



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

# UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS ESPE

DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y  
MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

“REPOTENCIACIÓN DEL TREN MOTRIZ DEL VEHÍCULO  
FORD BRONCO CUMPLIENDO LOS PARÁMETROS  
REQUERIDOS PARA LA IMPLEMENTACIÓN EN EL  
TRACTOCAMIÓN A ESCALA ”

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



**“LOS OBSTACULOS SON ESAS  
COSAS ESPANTOSAS QUE VES  
CUANDO APARTAS LOS OJOS DE TU  
META”**

Henry Ford



## RESUMEN

Previo al diseño y construcción del bastidor, carrocería y quinta rueda del tractocamión a escala, es de vital importancia asegurarnos del funcionamiento óptimo del tren motriz.

Buscamos establecer la confiabilidad de utilizar el tren motriz del vehículo Ford Bronco, en la construcción de un tractocamión a escala, basándose en un previo estudio de las fuerzas que se oponen al movimiento del vehículo considerando su PBV y el peso de remolque.



## 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.

## 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.
- Realizar un plan de mantenimiento adecuado para este vehículo.



## RESISTENCIAS QUE SE OPONEN AL MOVIMIENTO DE UN VEHÍCULO

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



## Tabla 2. 4. Especificaciones del tren de potencia y dimensiones

Tren de potencia	
<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
Dimensiones y capacidades	
<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.)



## 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 siguiente tabla donde nos indica el coeficiente de rodadura (f), para los tipos de carretera.

**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)



## CÁLCULO DE LA POTENCIA REQUERIDA DEL MOTOR

**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)





# CÁLCULO DE LAS RESISTENCIAS Y POTENCIAS QUE SE OPONEN AL MOVIMIENTO DEL VEHÍCULO



Vehículo Ford Bronco Standard

**Resistencia por rodadura,  $R_r$**

$$R_r = f * P$$

**Resistencia al aire,  $R_a$**

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



Vehículo Ford Bronco  
Tractocamión a escala

**Potencia por rodadura,  $W_r$**

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

**Potencia al aire,  $W_a$**

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



## CÁLCULO DE LAS RESISTENCIAS Y POTENCIAS QUE SE OPONEN AL MOVIMIENTO DEL VEHÍCULO

**Coeficiente aerodinámico, k**

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

$$S = 0.8 * a * h (m^2)$$

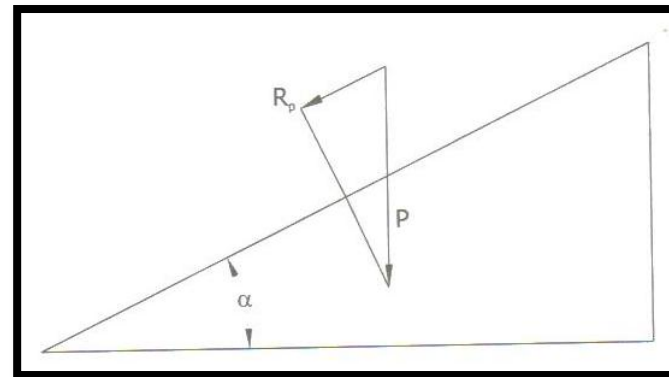
**Resistencia por pendiente,  $R_p$**

$$R_p = P * tg(\alpha)$$

**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).



Fuente: (Cascajosa, 2006).



**Potencia mínima,  $w_m$**

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

**Potencia por pendiente,  $w_p$**

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

**Potencia máxima en línea recta,  $w_{max}$**

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

**Potencia máxima en pendiente,  $w_{max}$**

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



**Tabla 2. 8. Cálculos en carretera compacta**

RECORRIDO POR CARRETERA COMPACTA A 40 Km/h		
PARÁMETROS	FORD BRONCO ESTANDAR	FORD BRONCO MODIFICADO "TRACTOCAMIÓN A ESCALA"
	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

Elaborado por: López J. y Morales A.



**Tabla 2. 8. Cálculos en carretera compacta**

Potencia mínima, $W_m$	$W_m = 15.07 \text{ Hp}$	$W_m = 22.77 \text{ Hp}$
Potencia por pendiente, $W_p$ , al superar una pendiente del 15 %, o a un ángulo de inclinación de $8.53^\circ$	$W_p = 53.04 \text{ Hp}$	$W_p = 78.94 \text{ Hp}$
Potencia máxima en línea recta, $W_{max}$	$W_{max} = 17.72 \text{ Hp}$	$W_{max} = 19.84 \text{ Hp}$
Potencia máxima en pendiente, $W_{max}$ , al superar una pendiente del 15 %, o a un ángulo de inclinación de $8.53^\circ$	$W_{max} = 64.35 \text{ Hp}$	$W_{max} = 96.44 \text{ Hp}$

Elaborado por: López J. y Morales A.



**Tabla 2. 9. Cálculos en carretera asfaltada**

RECORRIDO POR CARRETERA ASFALTADA A 40 Km/h		
PARÁMETROS	FORD BRONCO ESTANDAR	FORD BRONCO MODIFICADO
	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

Elaborado por: López J. y Morales A.



**Tabla 2. 9. Cálculos en carretera asfaltada**

Potencia mínima, $W_m$	$W_m = 6.32 \text{ Hp}$	$W_m = 9.74 \text{ Hp}$
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 línea recta, $W_{max}$	$W_{max} = 7.435 \text{ Hp}$	$W_{max} = 11.45 \text{ Hp}$
Potencia máxima en pendiente, $W_{max}$ , al superar una pendiente del 15 %, o a un ángulo de inclinación de $8.53^\circ$	$W_{max} = 54.22 \text{ Hp}$	$W_{max} = 81.12 \text{ Hp}$



## Cálculo de la velocidad máxima del vehículo en todas reducciones

De acuerdo a estudios de la transmisión de un vehículo, según María Dolores Villena y César Sánchez Serna, se puede determinar las velocidades máximas y las pendientes superables en cada marcha de acuerdo a los parámetros establecidos

$$V = 0.1885 * D * n_m * r_{cmin} * r_d$$

Dónde:

0.1885: constante de la formula

V: Velocidades, [km. /h]

D: Diámetro de rueda, [m]

$n_m$ : Máx. Revoluciones, [rpm.]

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

$r_d$  = Reducción en el diferencial



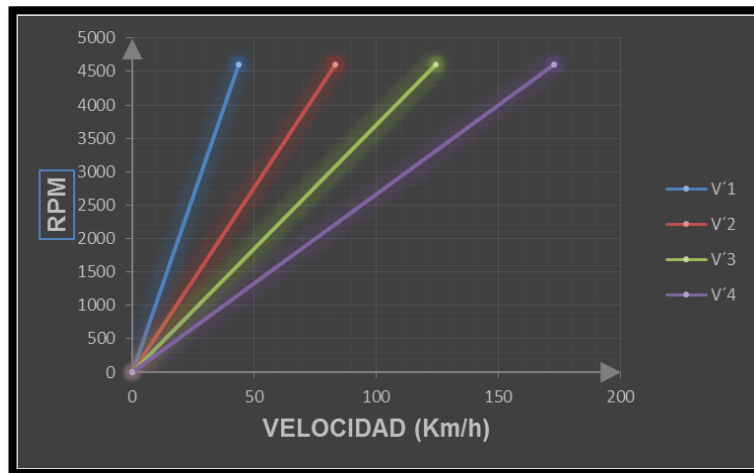


$$V_1 = 0.1885 * (0,688) * (4600) * \left(\frac{1}{3.962}\right) * \left(\frac{1}{3.455}\right) = 43.58 \frac{Km}{h}$$

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

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

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



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

Elaborado por: López J. y Morales A.



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

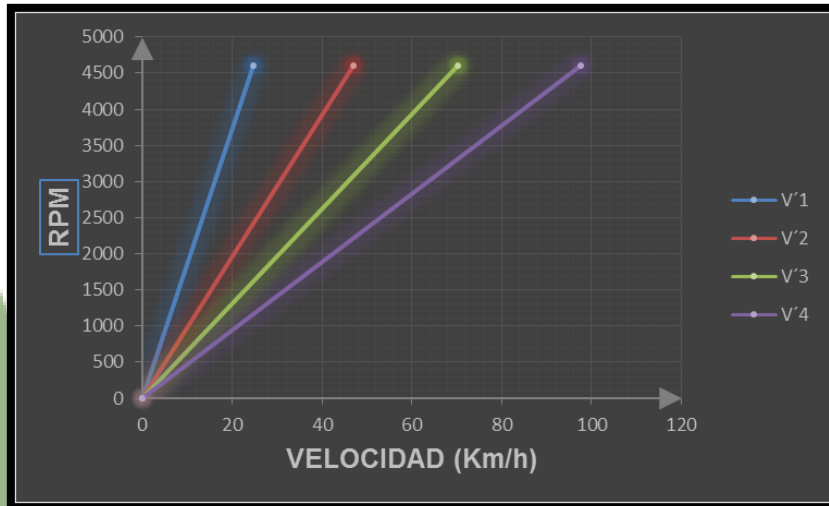
$$V'_n = V_n * \frac{\text{Par máx}}{\text{Potencia Máx}}$$

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

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

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

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



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

Elaborado por: López J. y Morales A.



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

Donde:

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

270: constante 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

$$i = \frac{270 * \rho * N}{Q * V} - \mu_r$$

$$i_1 = \frac{270 * 0.85 * 116.59}{2700 * 43.58} - 0.02 = 0.207 = 11.71^\circ = 20.74\%$$

$$i_2 = \frac{270 * 0.85 * 116.59}{2700 * 83.13} - 0.02 = 0.099 = 5.66^\circ = 9.92\%$$

$$i_3 = \frac{270 * 0.85 * 116.59}{2700 * 124.22} - 0.02 = 0.059 = 3.42^\circ = 5.97\%$$

$$i_4 = \frac{270 * 0.85 * 116.59}{2700 * 172.66} - 0.02 = 0.037 = 2.14^\circ = 3.7\%$$



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

$i'$  = 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

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

$$i_1' = \frac{0,377 * (0,85 * 2600 * 20.74)}{2700 * 24.63} - 0,02 = 0.23 = 13.48^\circ = 23.98\%$$

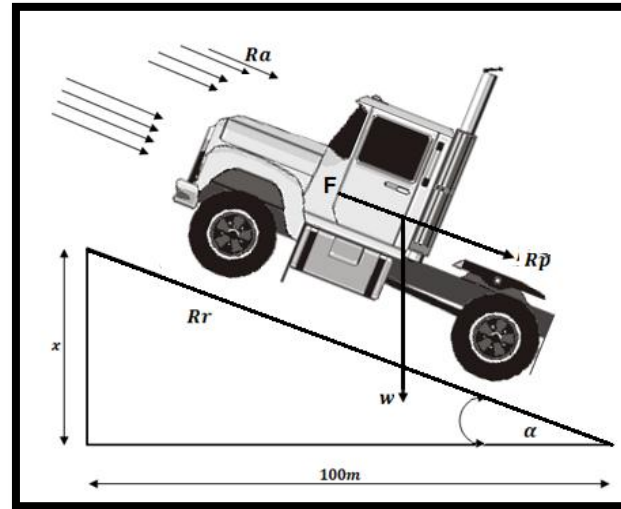
$$i_2' = \frac{0,377 * (0,85 * 2600 * 20.74)}{2700 * 46.98} - 0,02 = 0.116 = 6.62^\circ = 11.62\%$$

$$i_3' = \frac{0,377 * (0,85 * 2600 * 20.74)}{2700 * 70.21} - 0,02 = 0.071 = 4.07^\circ = 7.1\%$$

$$i_4' = \frac{0,377 * (0,85 * 2600 * 20.74)}{2700 * 97.59} - 0,02 = 0.045 = 2.60^\circ = 4.55\%$$



## Ángulo de inclinación máximo después de una parada en una pendiente



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

Elaborado por: López J. y Morales A.

En este apartado 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



**Resistencia por rodadura,  $R_r$       Resistencia al aire,  $R_a$**

$$R_r = 45.9 [Kgf] \text{ ó } 449.82 [N] \quad R_a = 7.87 [Kgf] \text{ ó } 77.155 [N]$$

**Resistencia a la pendiente,  $R_p$**

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

**Valor de la fuerza aplicada por el vehículo**

$$F = R_r + R_a + R_p + R_i$$

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

$$F_t = \frac{M_n * \varepsilon_1 * \varepsilon_{diferencial} * n}{r_c}$$

$M_n$ : 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

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

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

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

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

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:

$$\tan(\alpha) = \frac{8.93}{100} = 0.089 \quad \therefore \alpha = 5.09^\circ$$



## REPARACIÓN DEL CONJUNTO MOTOR

	Marca	Ford
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
	Sobremedida	Std. 10 - 20 - 30
Bielas	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

FAIL!!!

OK

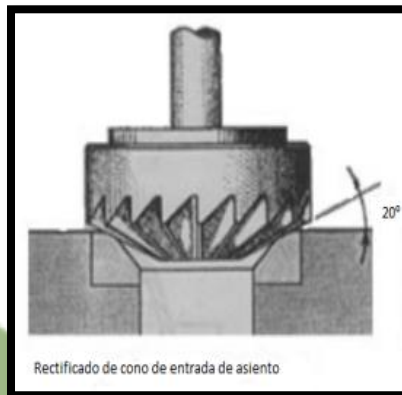
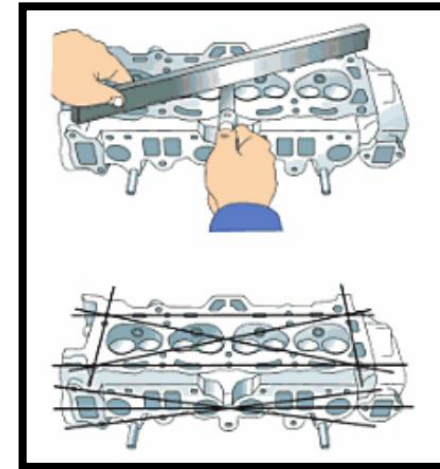
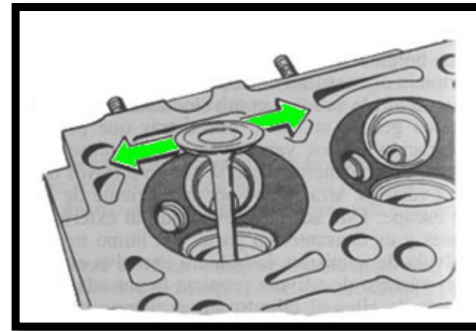
OK





## REPARACIÓN DEL CONJUNTO MOTOR

- Planitud del cabezote
- Holgura de válvulas.
- Reconstrucción de asientos.



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



# REPARACIÓN DEL CONJUNTO MOTOR

## Cilindros, ovalización y conificación.

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

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



## 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.

Dónde:

S: Carrera

$V_h$ : Cilindrada unitaria

D: Diámetro del cilindro = 93 mm

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

i: Número de cilindros = 6

$$V_h = \frac{V_H}{i}$$

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

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

$$V_h = \frac{\pi * D^2}{4} * s$$



$$s = \frac{V_h * 4}{\pi * D^2}$$

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

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



## NUEVOS PARÁMETROS DEL MOTOR

S: Carrera = 6.85 cm.

D: Diámetro del cilindro = 93 mm

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

i: Número de cilindros = 6

Dónde:

S: Carrera: 6.85 cm.

$V_h$ : Cilindrada unitaria

D: Diámetro del cilindro = 94.524 mm

$$V_H = V_h * i$$

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

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

$$V_h = \frac{\pi * D^2}{4} * s$$

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

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



## NUEVOS PARÁMETROS DEL MOTOR

S: Carrera

$V_h$ : Cilindrada unitaria

D: Diámetro del cilindro = 93 mm

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

i: Número de cilindros = 6

S: Carrera: 6.85 cm.

$V_h$ : Cilindrada unitaria = 480.59 cm<sup>3</sup>

D: Diámetro del cilindro = 94.524 mm

$V_H$ : Cilindrada total = 2884.14 cm<sup>3</sup>

$$\Delta VH = VH_f - VH_i$$

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

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



## RELACIÓN DE COMPRESIÓN

S: Carrera

$V_h$ : Cilindrada unitaria

D: Diámetro del cilindro = 93 mm

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

i: Número de cilindros = 6

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

S: Carrera: 6.85 cm.

$V_h$ : Cilindrada unitaria = 480.59 cm<sup>3</sup>

D: Diámetro del cilindro = 94.524 mm

$V_H$ : Cilindrada total = 2884.14 cm<sup>3</sup>

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

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

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

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

$$\varepsilon = 8.5893$$



## Desgaste de los muñones del cigüeñal



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.

# 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



## Desgaste de los muñones del cigueñal



Sobremedida 10+ en muñón de bancada: 2.2533 / 2.2541 pulgadas  
Sobremedida 10+ en muñón de biela: 2.1352 / 2.1360 pulgadas





## Medición del juego de engranajes

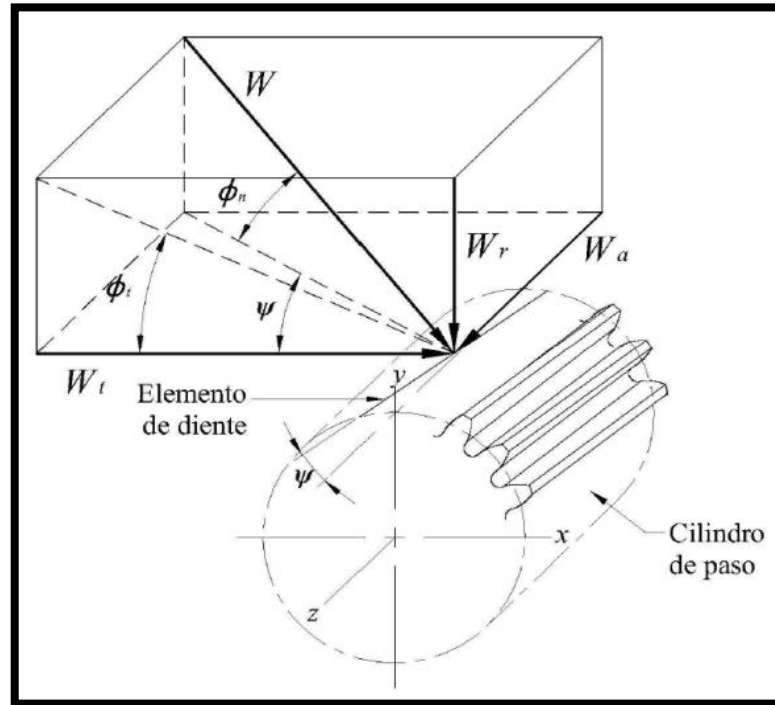


### JUEGO ENTRE ENGRANAJES ESPECIFICADO

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



## Análisis de fuerzas en engranes helicoidales



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

Fuente: (Soto Aymar, 2014)



## SIMULACIÓN POR ELEMENTOS FINITOS

Donde:

$W$  = fuerza total

$W_t$  = carga tangencial

$\Phi$  = ángulos de presión

$\Psi$  = ángulo de hélice

$$W = \frac{W_t}{\cos \Phi_n \cos \Psi}$$

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

$V$  = velocidad en línea de paso, (m/s)

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

$n$  = velocidad angular, (rpm)

$$V = \frac{\pi * D_p * n}{60000}$$



## SIMULACIÓN POR ELEMENTOS FINITOS

$$Wt = \frac{60000 * H}{\pi * Dp * n}$$

Wt= carga transmitida, (kN)  
H: potencia=9.32 (kW)

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

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



## Desarrollo analítico de los esfuerzos

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.



## Desarrollo analítico de los esfuerzos

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  $i = 3.962$



## Desarrollo analítico de los esfuerzos

Ancho de cara del piñón:

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

Diámetro de paso del piñón:

$$Dp = \frac{Np}{Pd} = \frac{19}{8} = 2.375 \text{ in} = 60.32 \text{ mm}$$

Diámetro de paso del engrane:

$$Dg = \frac{Ng}{Pd} = \frac{31}{8} = 3.875 \text{ in} = 98.425 \text{ mm}$$

Modulo transversal:

$$mt = \frac{m}{\cos\Psi}$$

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



## Esfuerzo debido a la flexión en el piñón

$\sigma_b$ : Esfuerzo flexionante (Mpa)

$K_o$ : 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

$K_m$ : 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:

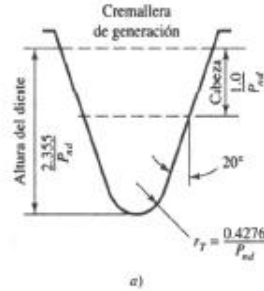
$K_B$ : Factor de espesor de aro = 1

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





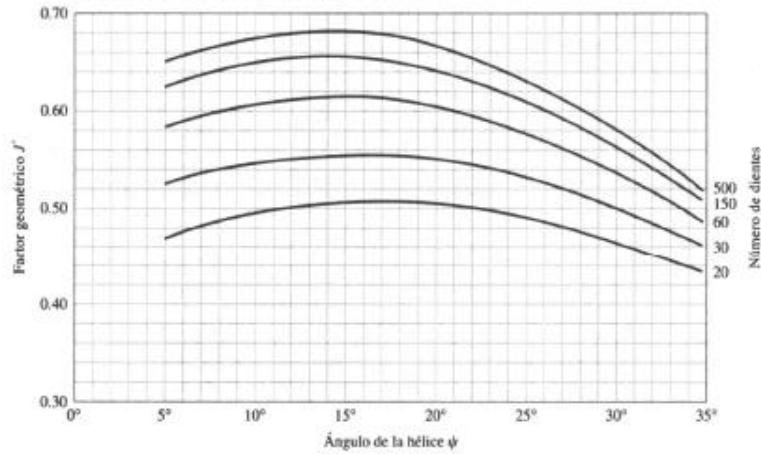
# Factores geométricos J para engranes helicoidales



$$m_N = \frac{P_N}{0.95Z}$$

El valor de Z es para un elemento con los números indicados de dientes y un acoplamiento de 75 dientes

El espesor normal del diente del piñón y del diente de la corona, cada uno reducidos 0.024 pulg, para proporcionar 0.048 pulg de juego total, para un paso diametral normal



Los factores son para dientes cortados con una fresa madre de entalle completo

b)



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

Factores de distribución de carga

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			



## Esfuerzo debido a la flexión en el piñón

Reemplazamos los datos en la siguiente ecuación

$$\sigma_b = Wt * K_o * K_v * K_s * \frac{1}{F * mt} * \frac{K_m * K_b}{J}$$

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

$$\sigma_b = 70.95 \text{ Mpa}$$



## Esfuerzo debido a la flexión en el piñón

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

43XX: Ni 1.82% -Cr 0.50% -Mo 0.25% (Aceros para temple). Aplicaciones: Ejes de transmisión, discos para frenos, cigüeñales, engranajes, entre otros

$$S_t = 0.533HB + 88.3 \text{ Mpa}$$

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

Comparando

Nuestro análisis si cumple

$$\sigma_b < S_t$$

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

Por lo cual es factor de seguridad a flexión es:

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

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



## Esfuerzo de contacto en el piñón

$$\sigma_c = C_p \sqrt{W_t * K_o * K_v * K_s * \frac{K_m * C_f}{F * d_p * l}}$$

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.

Donde:

$C_p$ : 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

$l$ : factor geométrico para la picadura

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

$C_f$ : factor de condición de superficie= 1



# Esfuerzo de contacto en el piñón

Coefficiente elástico

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

Para un AISI/SAE 4340

Factor de geometría

$$I = \frac{\cos\phi * \sin\phi}{2} * \frac{m_G}{m_G + 1}$$

Si  $m_G$  es la relación de transmisión y es de 3.962:1

$$I = \frac{\cos 20 * \sin 20}{2} * \frac{3.962}{3.962 + 1} = 0.117$$



## Esfuerzo de contacto en el piñón

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

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

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

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

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



# Esfuerzo de contacto en el piñón

Nuestro análisis si cumple

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

Comparando

$$\sigma_c < S_c$$

Por lo cual es factor de seguridad a flexión es:

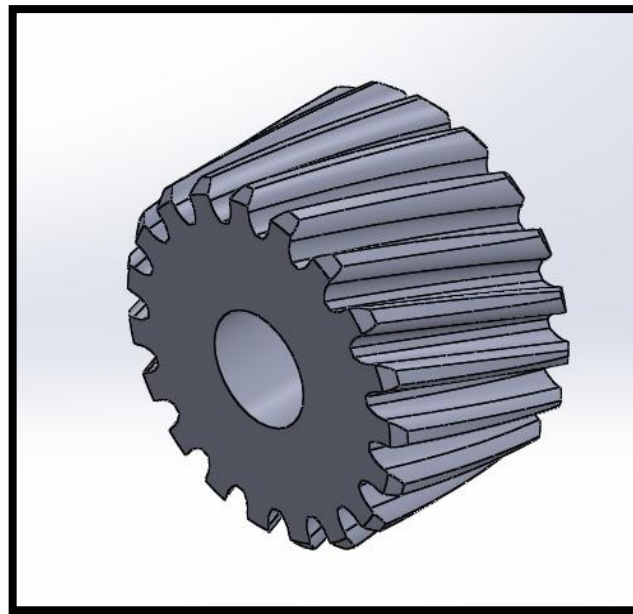
$$\sigma_F = \frac{\sigma_{perm}}{\sigma_b}$$

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





## Análisis mediante la asistencia de un software.

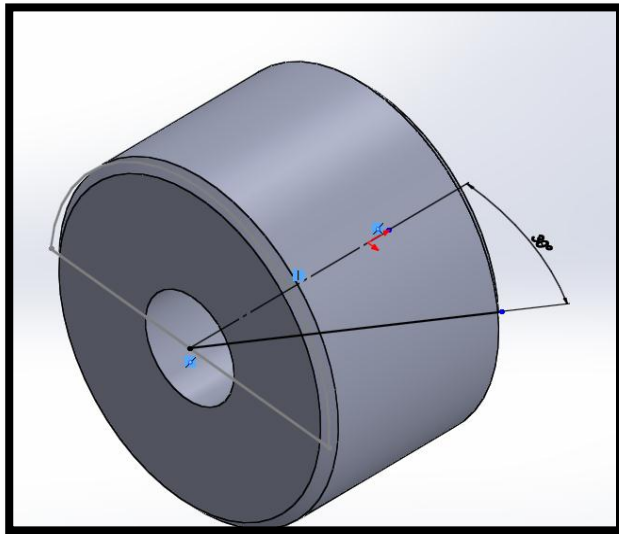


**Figura 4. 3. Modelación del piñón de primera marcha**

Elaborado por: López J. y Morales A.

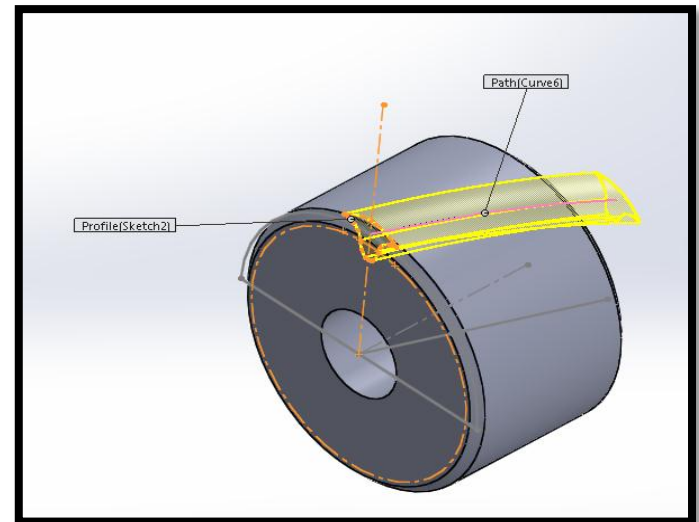


## Análisis mediante la asistencia de un software.



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

Elaborado por: López J. y Morales A.

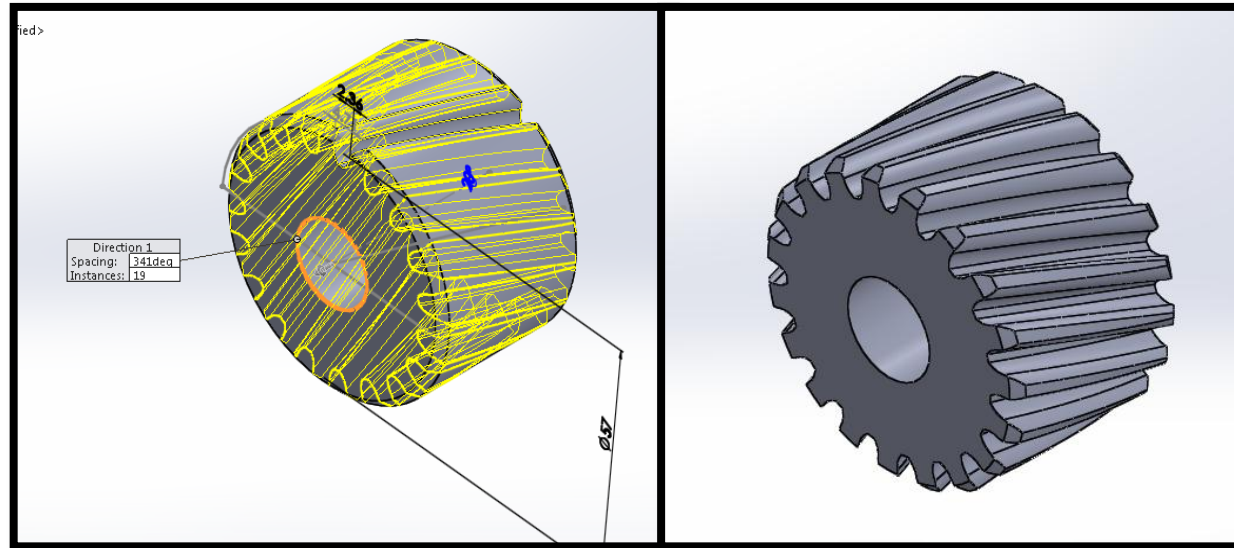


**Figura 4. 6. Elaboración de la sección en 3D**

Elaborado por: López J. y Morales A.



## Análisis mediante la asistencia de un software.

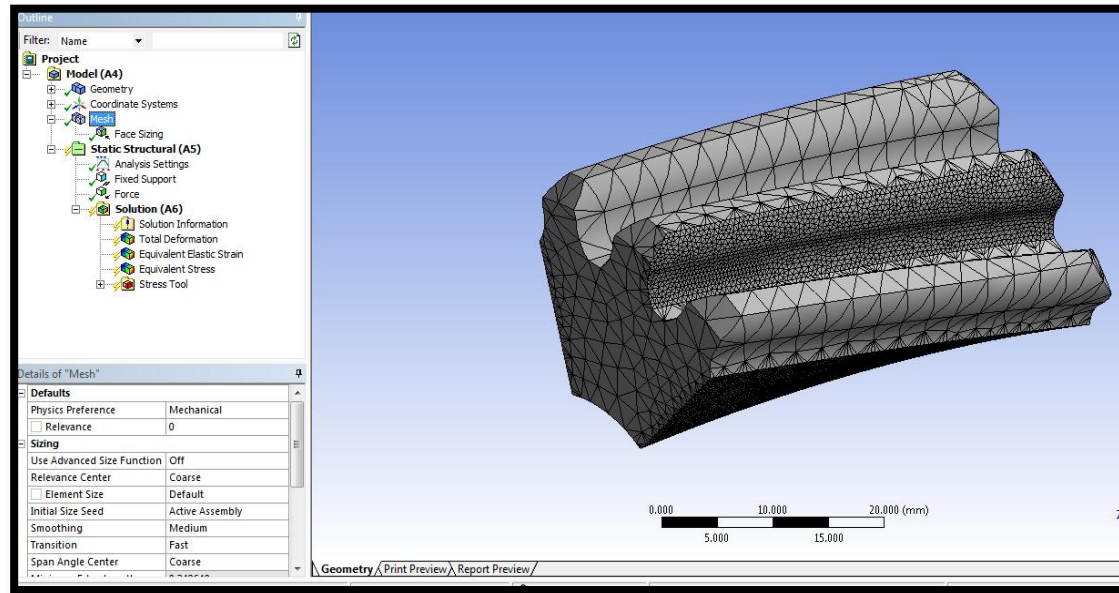


**Figura 4. 7. Generación de una nueva superficie para el análisis**

Elaborado por: López J. y Morales A.



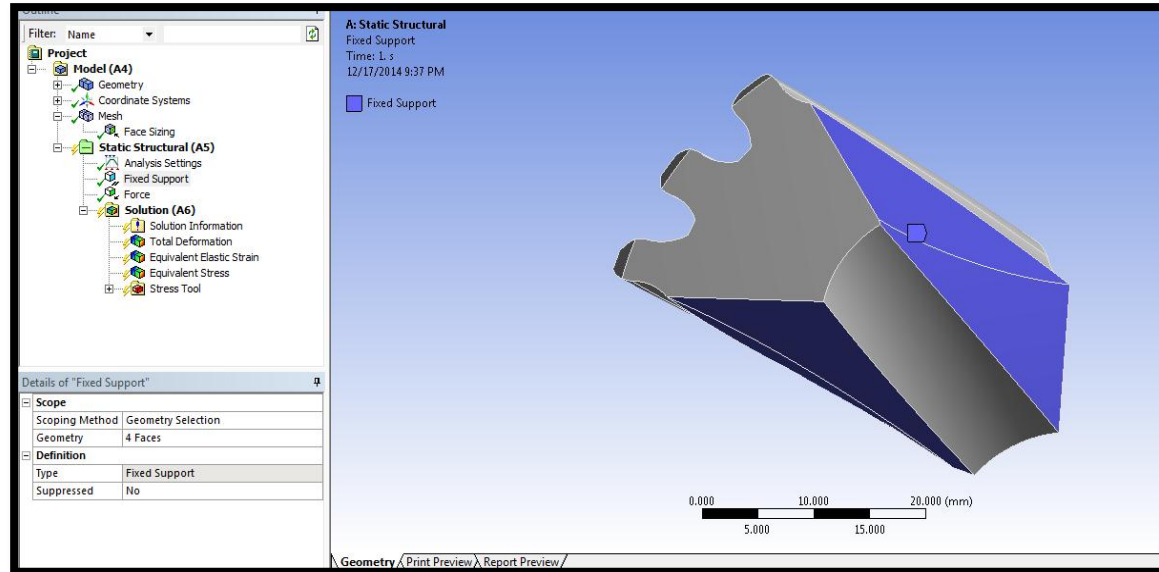
## Análisis mediante la asistencia de un software.



**Figura 4. 8. Mallado del elemento**  
Elaborado por: López J. y Morales A.



## Análisis mediante la asistencia de un software.

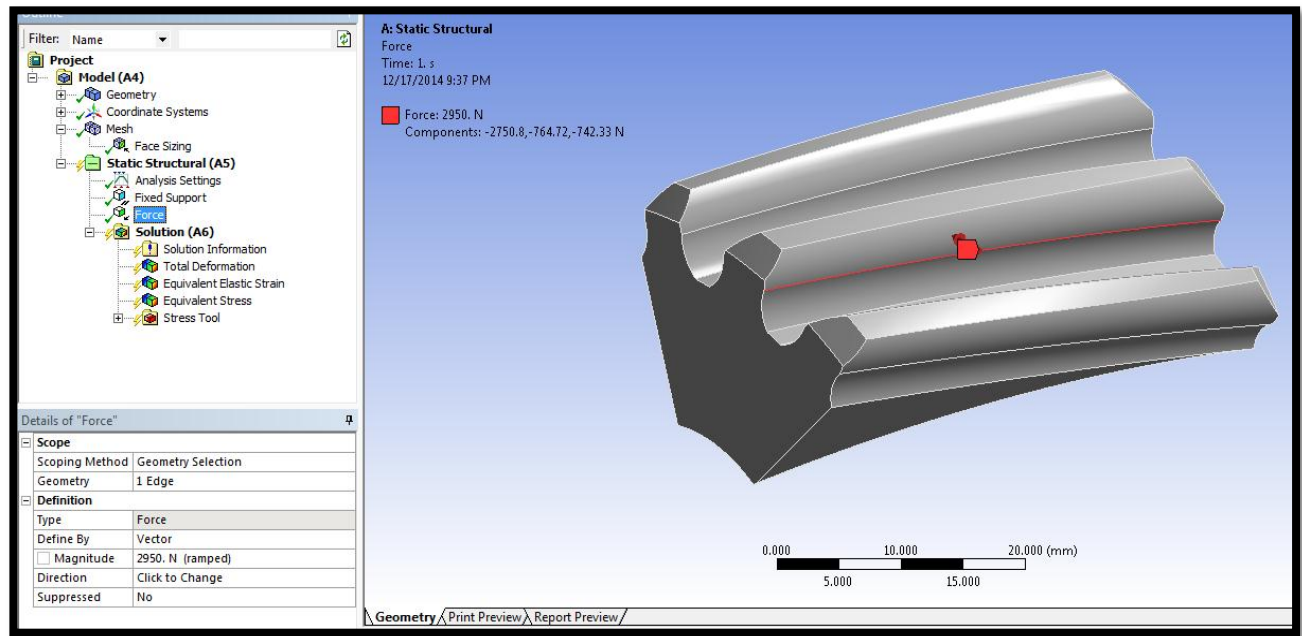


**Figura 4. 9. Selección de tres caras del diente para un mallado específico**

Elaborado por: López J. y Morales A.



## Análisis mediante la asistencia de un software.

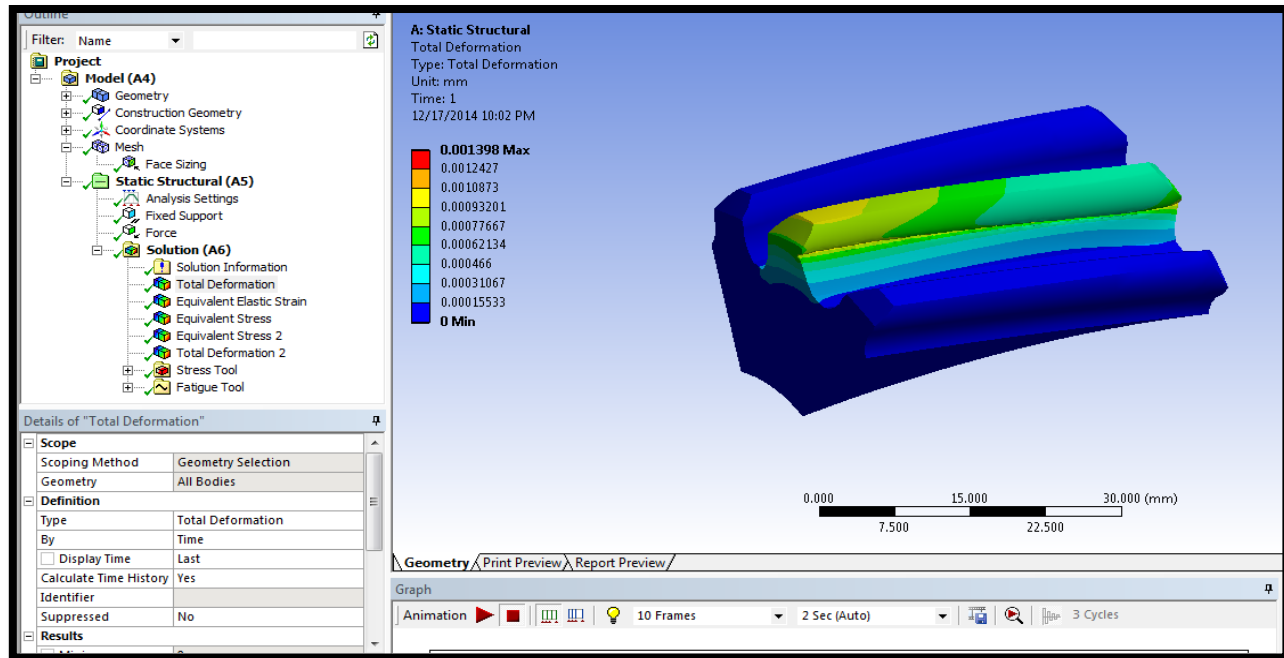


**Figura 4. 12. Fuerza en forma de vector**

Elaborado por: López J. y Morales A.



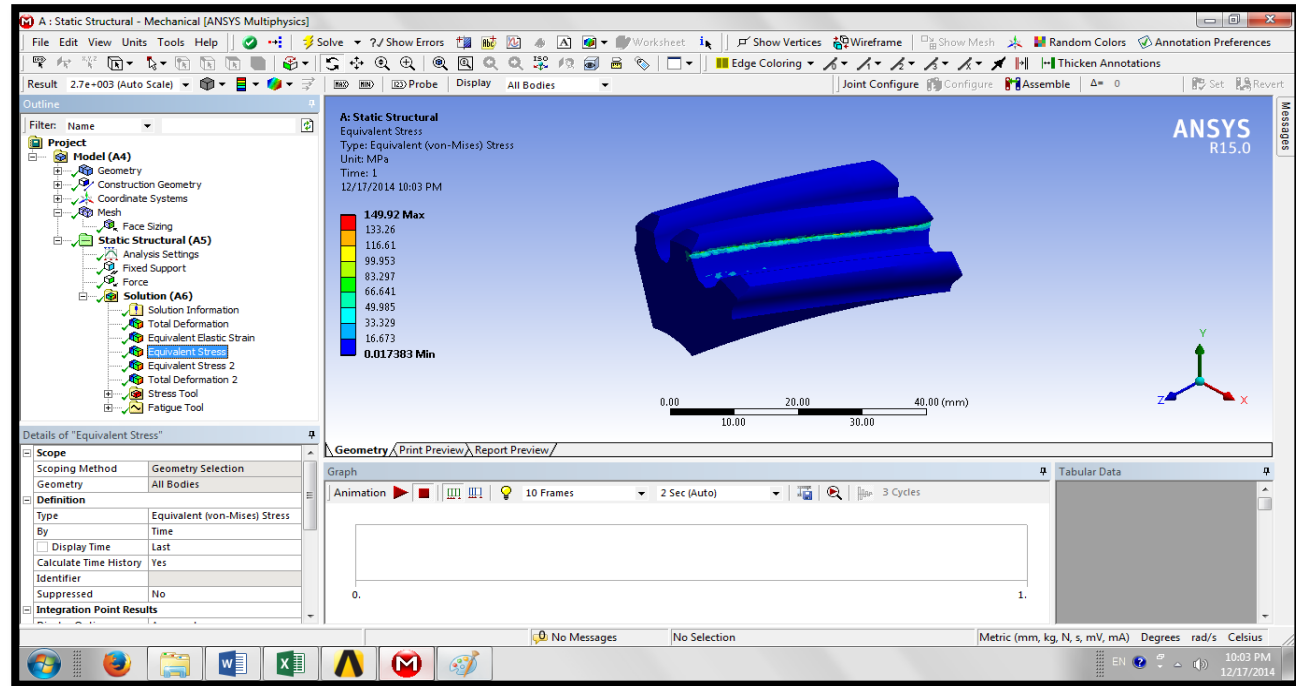
## Análisis mediante la asistencia de un software.



**Figura 4. 13. Deformaciones totales del piñón**  
Elaborado por: López J. y Morales A.



## Análisis mediante la asistencia de un software.



**Figura 4. 14. Esfuerzos de Von Mises**  
Elaborado por: López J. y Morales A.





# Análisis mediante la asistencia de un software.

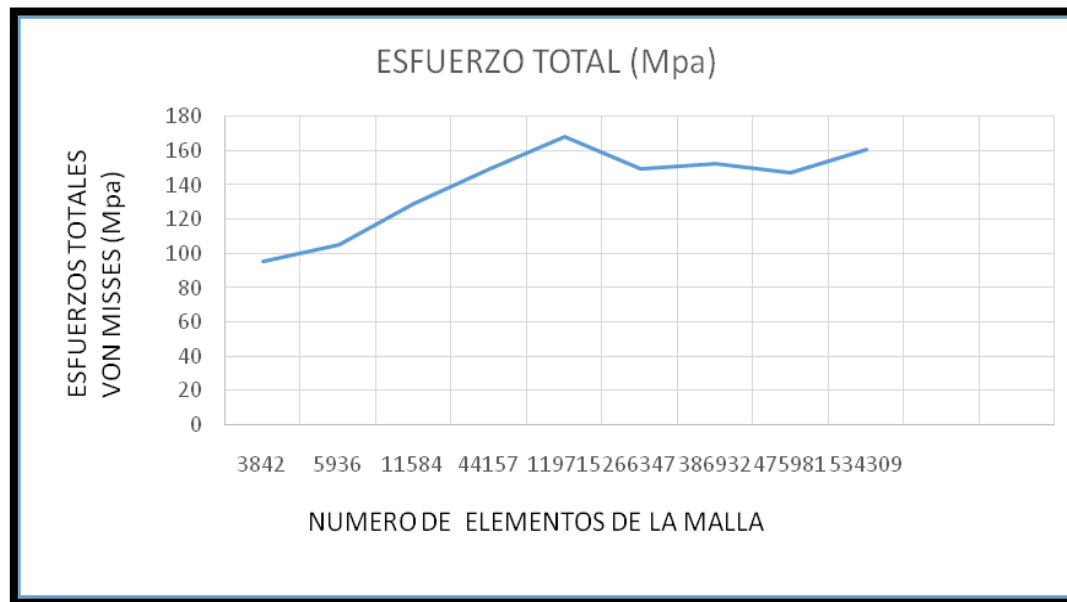
Tabla 4. 1. Valores de número de elementos y deformaciones.

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

Elaborado por: López J. y Morales A.



## Análisis mediante la asistencia de un software.



**Figura 4. 16. Curva de convergencia**  
Elaborado por: López J. y Morales A.



## Análisis mediante la asistencia de un software.

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

Elaborado por: López J. y Morales A.



## Análisis mediante la asistencia de un software.

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

Elaborado por: López J. y Morales A.

# PLAN 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.

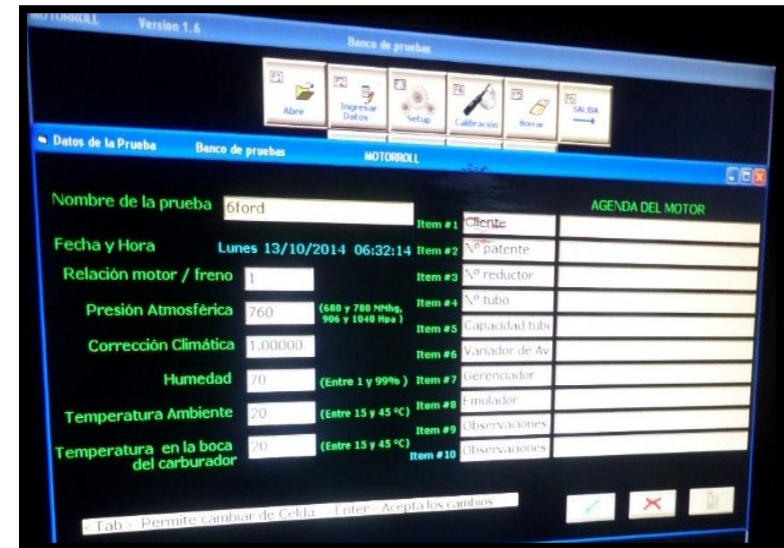
④ Realizar este servicio cada 60000 km. o cada 18 meses, cualquiera que ocurra primero.



## PRUEBAS DINAMOMETRICAS



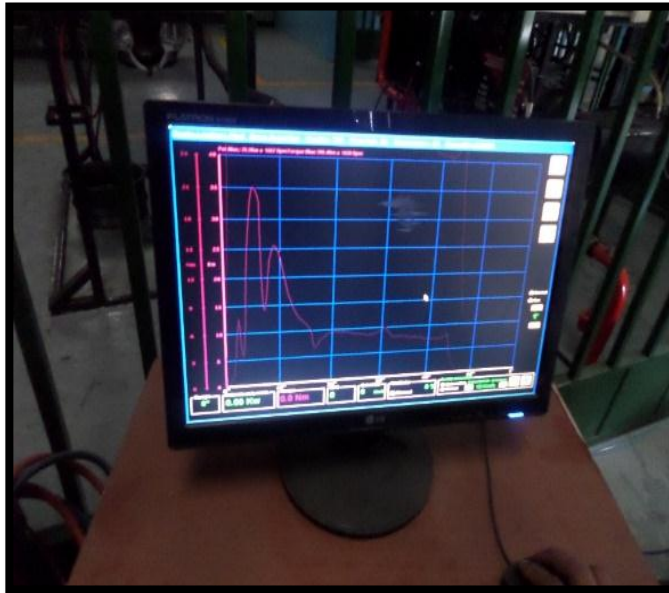
**Figura 5. 1. Dinamómetro de rodillos**  
Elaborado por: López J. y Morales A.



**Figura 5. 2. Parámetros de calibración del dinamómetro**  
Elaborado por: López J. y Morales A.



## PRUEBAS DINAMOMETRICAS



**Figura 5. 4. Toma de datos en el computador**  
Elaborado por: López J. y Morales A.



**Figura 5. 5. Ubicación de ventilador del dinamómetro en el vehículo**  
Elaborado por: López J. y Morales A.



	Torque (N.m)	RPM del vehículo	Potencia (K.w; Hp)	RPM
<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

Elaborado por: López J. y Morales A.

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.





## ANALISIS DE RESULTADOS

### DATOS ANALITICO

### DATOS REALES

**Potencias que se necesitan desarrollar para recorrer por carretera compacta**

**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°**

Pruebas de torque y potencias realizados en el  
dinamómetro

P1= 85.63 Hp

P2= 91.59 Hp

P3= 85.18 Hp

Ppromedio= 87.42 Hp

Elaborado por: López J. y Morales 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.
- Los elementos mecánicos fueron sometidos a procesos que cumplen los más altos estándares calidad, en casos en los cuales no cumplía el mínimo requerido el componente fue reemplazado por uno nuevo.



# Conclusiones

- 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.



# Recomendaciones

- No exceder la capacidad de remolque del vehículo minitractocamión puesto que el valor máximo de arrastre es de 2275 kg.
- 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.



# Recomendaciones

- 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.
- Se recomienda a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE-L realizar los trámites legales correspondientes a tiempo debido a que al ser el vehículo sobre el cual se realizó la tesis una donación resulto engorroso el proceso jurídico legal.



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

**GRACIAS POR SU ATENCION  
PRESTADA**