



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

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

**AUTORES: FRANKLIN PATRICIO CAIZA CAINA,
JUAN GABRIEL FERNANDEZ CARRIÓN**

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

DIRECTOR: ING. DANILO ZAMBRANO

CODIRECTOR: ING. MAURICIO CRUZ

LATACUNGA, 2016



Objetivo General:

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

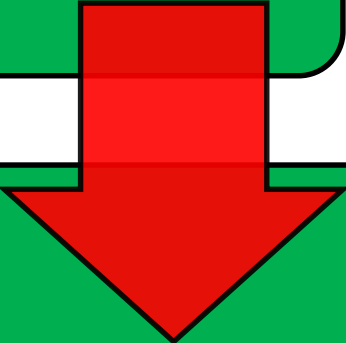
Objetivos Específicos:

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



Antecedentes:

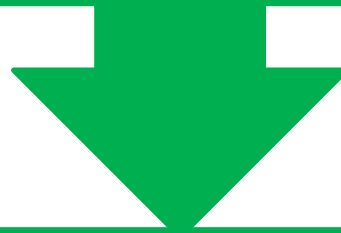
El tipo de transmisión que tiene un automóvil depende de dos factores: el primero y principal, es la posición del motor, el segundo factor es el eje o ejes propulsores o motrices. Si el eje delantero es el que recibe la transmisión, se denomina tracción delantera, mientras que si es el eje trasero, se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



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

Justificación e importancia:

El conjunto motor con el sistema de transmisión del vehículo se ubicará en la parte trasera del mismo, ya que mejora la visibilidad del piloto y reduce el coeficiente aerodinámico con un centro de gravedad adecuado ya que el peso ideal es 60% en la parte posterior y un 40% en la parte delantera.



Además de la construcción de los mandos para los cambios de marcha siendo estos de mucha importancia para la puesta en marcha del vehículo.



PARÁMETROS DE DISEÑO Y SELECCIÓN DE COMPONENTES

Resistencias que se oponen al movimiento del vehículo

Resistencia por rodadura

$$R_r = f \cdot P$$

Resistencia por pendiente

$$R_p = 10 \cdot P \cdot x$$

Resistencia por inercia

$$R_j = 100 \cdot P \cdot j$$

Resistencia por el aire

$$R_a = k \cdot s \cdot v^2$$



Cálculo de las resistencias:

Por rodadura

Coeficientes de rodadura de diversos tipos de suelo

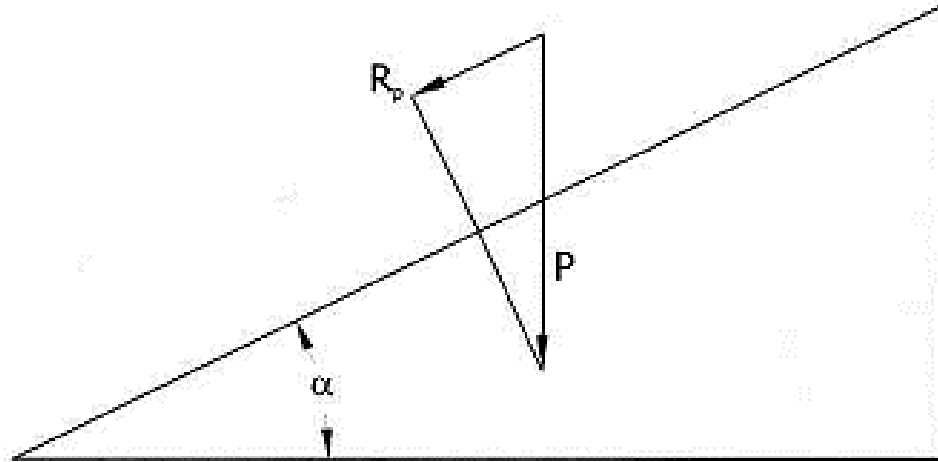
Tipo de suelo	Coeficiente de rodadura kg/t
Asfalto	12-17
Hormigón	15
Adoquinado	55
Tierra compacta	50
Tierra suelta	100

Fuente: (Cascajosa, 2005)

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



Por resistencia a la pendiente



Según (Cascajosa, 2005) la pendiente superable a 30 km/h es del 6% y a 15 km/h es el 12%.

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

$$R_p = 24 \text{ kg}$$

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

$$R_p = 48 \text{ kg}$$



Por Inercia

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

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

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

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



Al aire

Según (Cascajosa, 2005) la constante C se sitúa normalmente y según el diseño desde 0,25 y 0,7 para turismos.

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

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

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

$$R_a = 0,046 kg \frac{s^2}{m^4} \times 1,4m^2 \times \left(27,78 \frac{m}{s}\right)^2 = 49,7 kg$$



Cálculo de las potencias

- **Para superar la pendiente del 6% a $30 \frac{km}{h}$**

$$W' = (R_r + R_p) \cdot v = (6,8kg + 24kg) \cdot 8,33 \frac{m}{s}$$

$$= 256,5 \frac{kgm}{s} \text{ ó } 3,42 CV$$

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



- **Para arrancar en la pendiente del 12% a $15 \frac{km}{h}$**

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

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

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



- **Para circular por carretera asfaltada a la velocidad máxima**

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

$$W_a = R_a \cdot v$$

$$W_a = 49,7kg \cdot 27,78 \frac{m}{s} = 1380,6 \frac{kgm}{s} \text{ ó } 18,4CV$$

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

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

$$W_m = \frac{23,24 CV}{0,95} = 24,46 CV \text{ ó } 24,11HP$$



SELECCIÓN DEL MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA

Características de motores de cuatro tiempos de motocicletas

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

Fuente: (Motorcyclespecs, s.f.)



Elasticidad del motor

$$\eta_M = \frac{T_{m\acute{a}x.}}{Tp_{m\acute{a}x.}}$$

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

$$\eta_E = \eta_M \cdot \eta_n$$

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

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

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

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

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

Coeficientes de elasticidad de los motores de motocicletas

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



Características del motor seleccionado

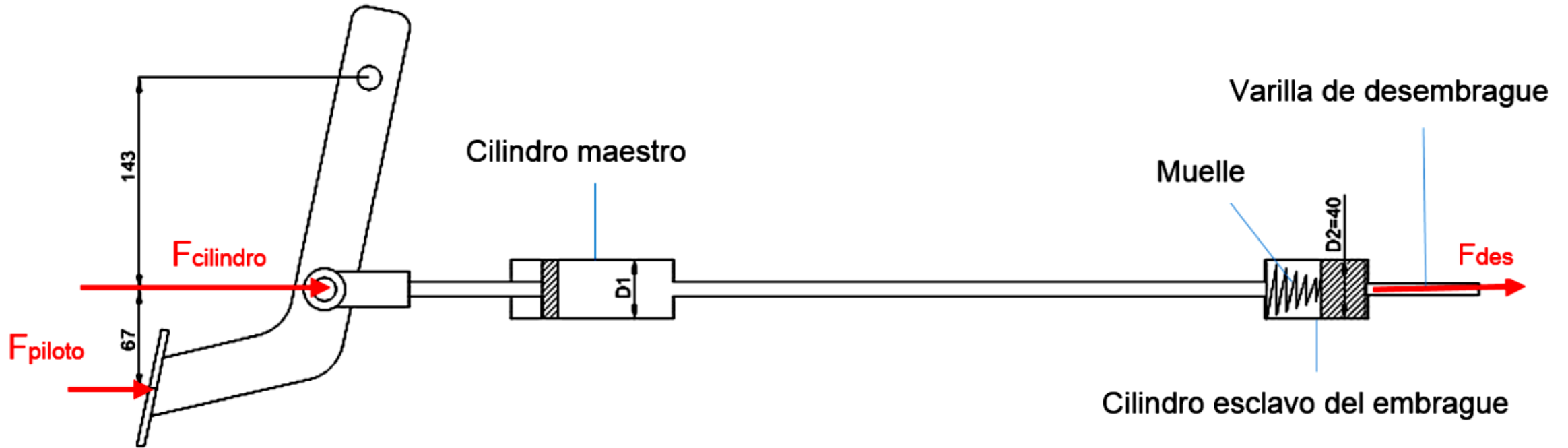
Características del motor Honda CBR 1000 F

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

Fuente: (Motorcyclespecs, s.f.)



Sistema de mando hidráulico para el embrague



Cálculo del diámetro mínimo para el cilindro maestro de desembrague

$$F_{cilindro} = F_{Piloto} \frac{a}{b}$$

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

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

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

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



PARÁMETROS PARA LA SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN

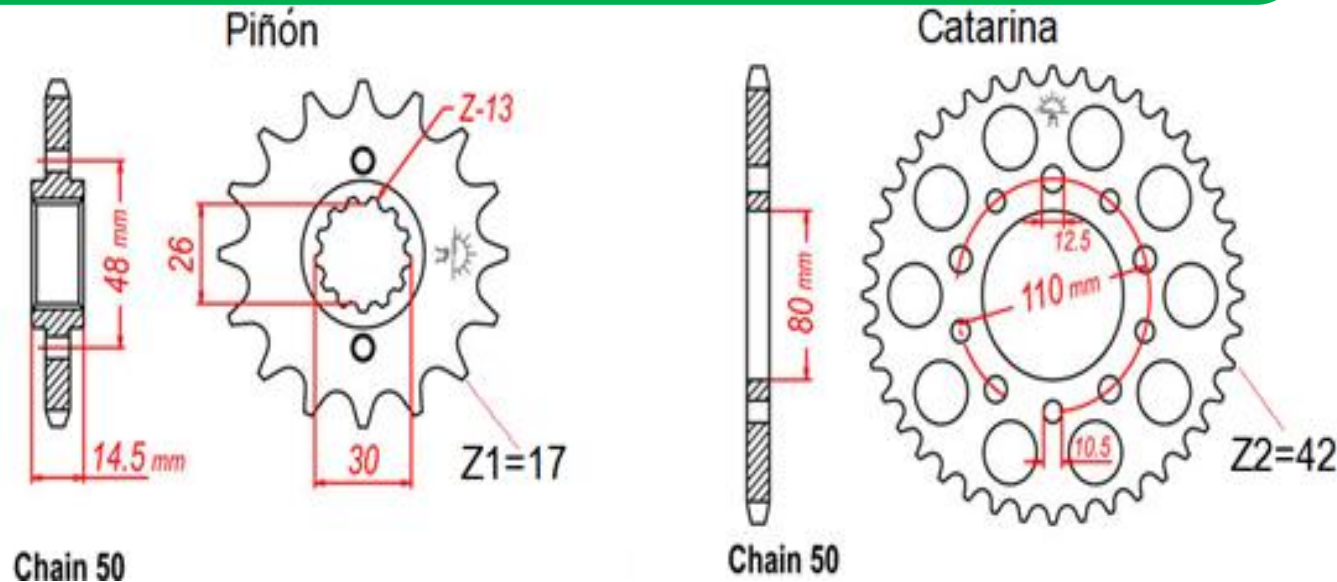
Selección del piñón y catarina

Conociendo que la velocidad de entrada del impulsor, es decir, la velocidad del piñón según las características del motor es de 9500 rpm , la reducción final (*Relación*) es de 2,47 entonces la velocidad a la salida es de:

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

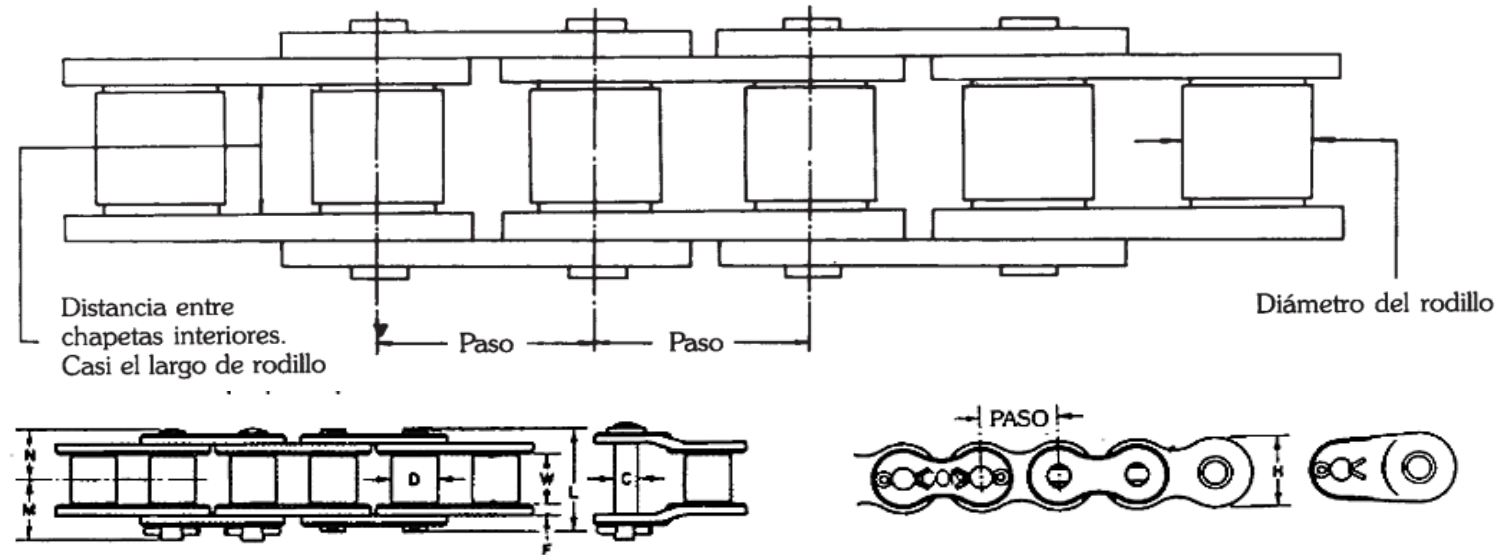
$$Z_2 = Z_1 \cdot Relación$$

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



Selección de la cadena de transmisión

Tomando como referencia las especificaciones del piñón y la catarina a utilizarse esta nos da la medida del paso que debemos utilizar la cual es una cadena número 50 la cual nos indica que el número 5 es el paso el cual es de 5/8 de pulgada y el 0 es una cadena estándar del Sistema Americano ANSI.



CADENA NUMERO	DIMENSIONES							LIMITE DE ROTURA Lbs.	PESO Lbs. POR PIE 30.5 cms.
	PASO "P"	LARGO RODILLO "W"	DIAMETRO RODILLO "D"	DIAMETRO PASADOR "C"	GRUESO CHAPETA "F"	ANCHO CHAPETA "H"	M.		
25	1/4" * 6.35 mm	0.125	0.130	0.0905	0.030	0.234	0.188	0.875	0.09
35	3/8" * 9.52 mm	0.187	0.200	0.141	0.050	0.350	0.267	2.100	0.21
40	1/2" * 12.7 mm	0.312	0.312	0.156	0.060	0.466	0.380	3.700	0.42
50	5/8" * 15.87 mm	0.375	0.400	0.200	0.080	0.584	0.460	6.100	0.69
60	3/4" * 19.05 mm	0.500	0.468	0.234	0.094	0.700	0.586	8.500	1.00

Factor de seguridad de la cadena de transmisión

Según (Polo, 2012), para poder calcular el factor de seguridad de la cadena partimos por la velocidad media utilizando la ecuación:

$$V = Z_1 \cdot n_1 \cdot p$$

$$V = 17 \cdot 9500 \frac{rev.}{min} \cdot \frac{5}{8} pulg$$

$$= 100937,5 \frac{pulg}{min} = 1682,3 \frac{pulg}{s}$$

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

$$F = 6600 \frac{W_{m\acute{a}x.} \cdot k_s}{V}$$

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

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

Factores de servicio para impulsores de cadena

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

Fuente: (Mott, 2006)



Finalmente el factor de seguridad es igual a:

$$N = \frac{\text{Fuerza de tensión}}{k_s \cdot F}$$
$$N = \frac{6100 \text{ lbf}}{1,4 \cdot 725 \text{ lbf}} = 6$$

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

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

Fuerza de tensión de la cadena de acuerdo al paso

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

Fuente: (Polo, 2012)



Cálculo de la distancia central entre ejes

La distancia central (C) entre los ejes de la catarina y el piñón debe ser entre 30 y 50 pasos aproximadamente (30 a 50 veces el paso de la cadena) para el cálculo de la longitud de cadena (L) se asume una distancia central intermedia de 40 pasos.

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

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

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

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

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

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



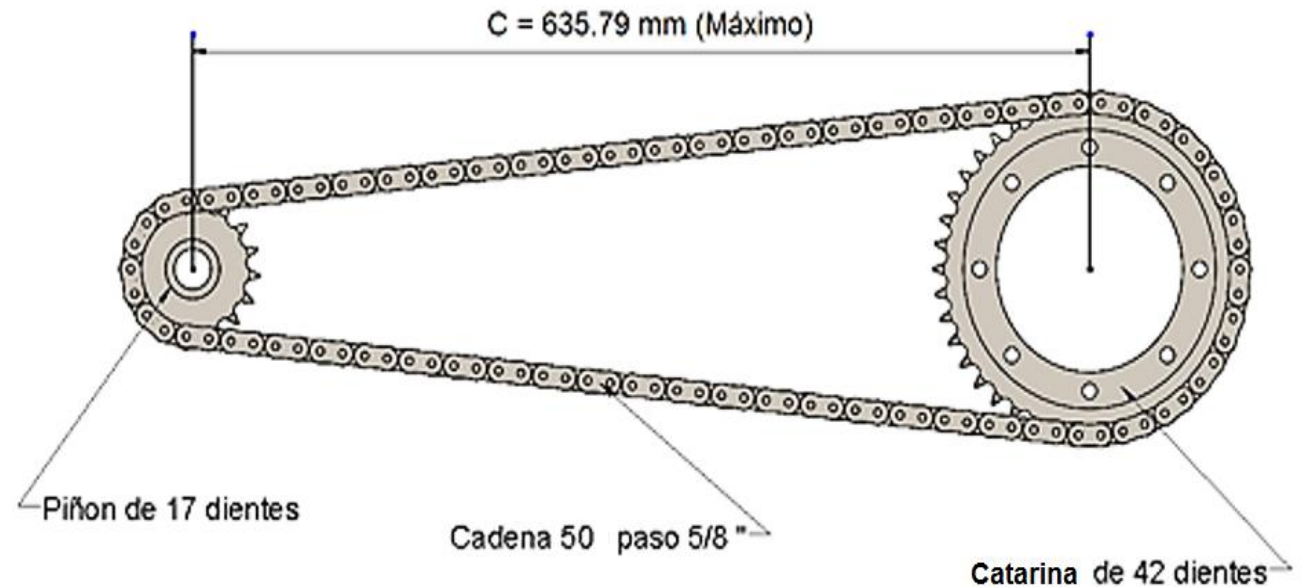
Cálculo de los diámetros de paso del piñón y catarina

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

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

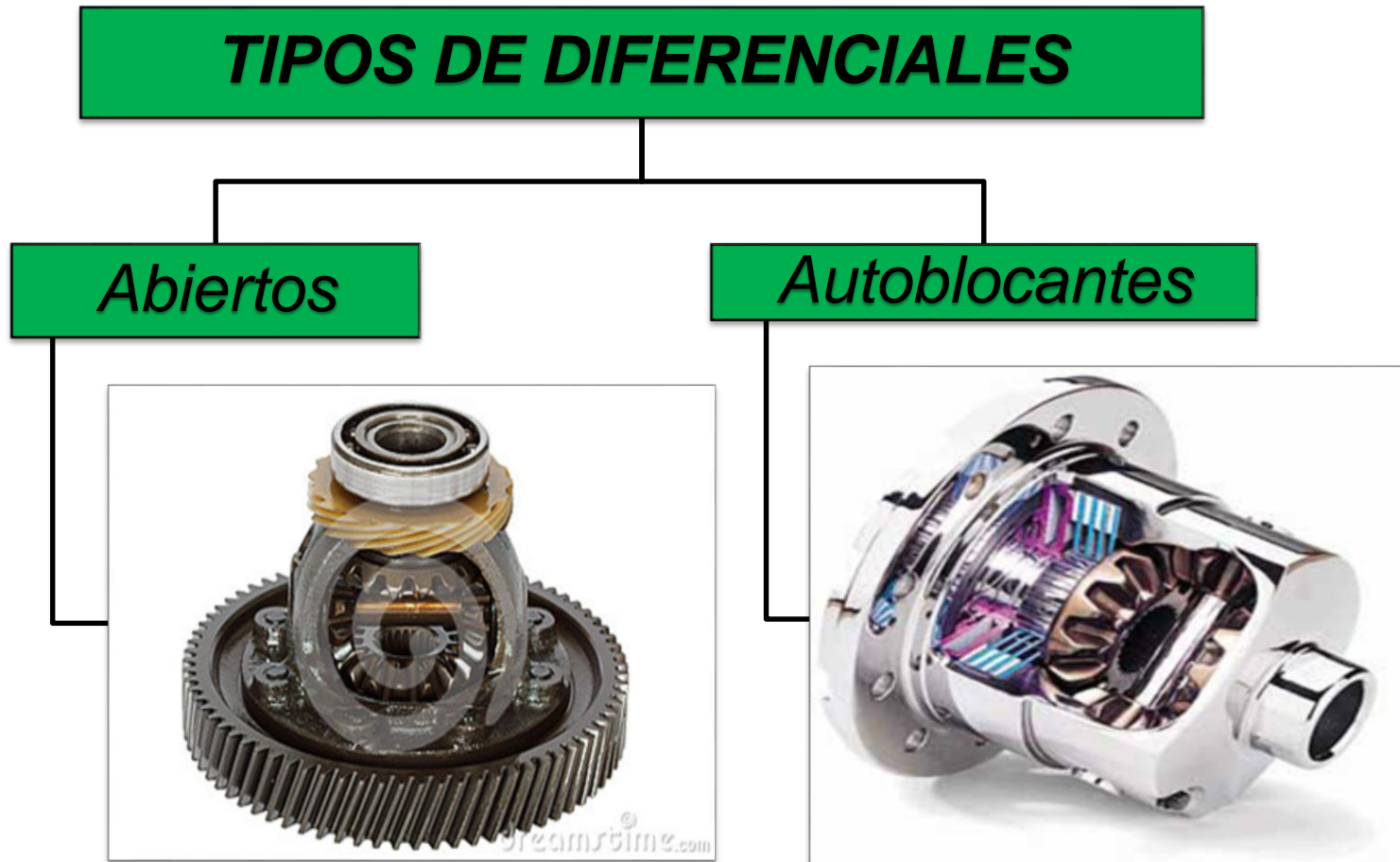
$$d_{\text{catarina}} = \frac{p}{\sin\left(\frac{180^\circ}{Z_2}\right)}$$

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



SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN

Selección del diferencial



Matriz de selección

Matriz de selección del diferencial

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

Fuente: (Mora & Yañez, 2008)



Cálculos para la selección de rodamientos

$$T_{\text{piñón}} = T \times i_1$$

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

$$T_{\text{catalina}} = T_{\text{piñón}} \times \text{Relación}$$

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

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

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

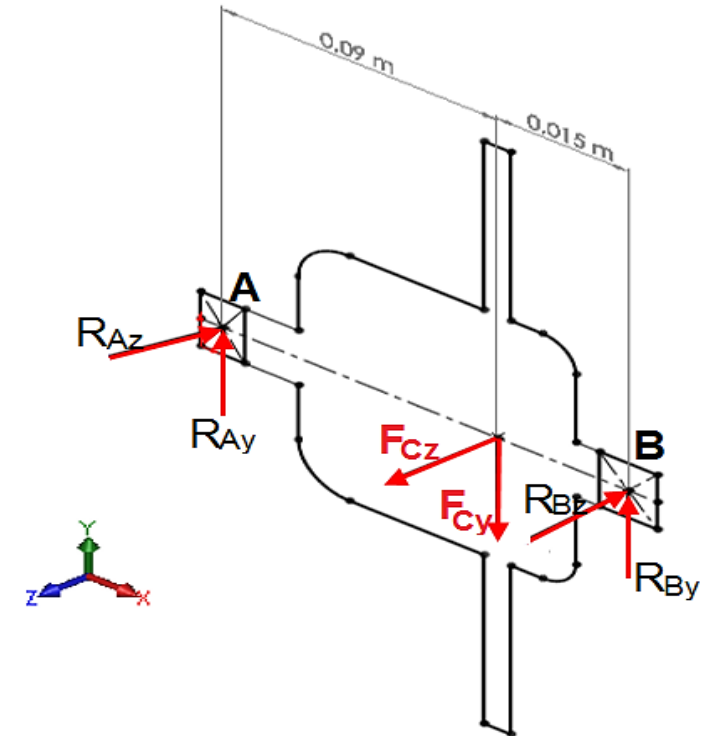
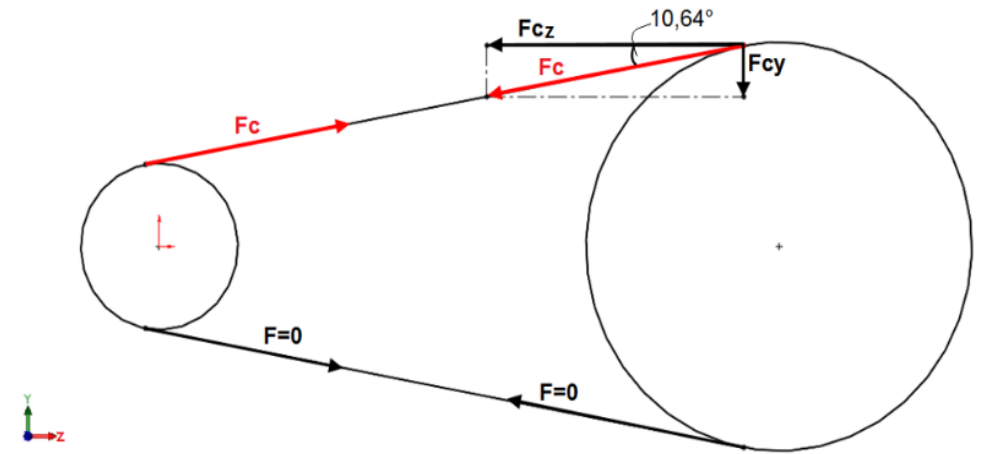
Número de marchas	Relación de desmultiplicación
i_1	2,75
i_2	2,07
i_3	1,65
i_4	1,37
i_5	1,17
i_6	1,04

Fuente: (HONDA, 1992)



Cálculos de las reacciones en los apoyos del diferencial

$$\begin{aligned}
 F_{Cz} &= F_c \cdot \cos\theta \\
 &= 4658,5N \cdot \cos(10,64^\circ) = 4578,4N \\
 F_{Cy} &= F_c \cdot \text{sen}\theta \\
 &= 4658,5N \cdot \text{sen}(10,64^\circ) = 860,1N \\
 \Sigma F_z &= 0 \\
 -R_{Az} - R_{Bz} + 4578,4 &= 0 \\
 \Sigma F_y &= 0 \\
 R_{Ay} + R_{By} - 860,1 &= 0 \\
 \Sigma M_{Ay} &= 0 \\
 -412,1 + 0,105R_{Bz} &= 0 \\
 R_{Bz} &= 3924,8 \text{ N} \\
 \Sigma M_{Az} &= 0 \\
 -77,4 + 0,105R_{By} &= 0 \\
 R_{By} &= 737,1 \text{ N} \\
 R_{Az} &= 653,6 \text{ N} \\
 R_{Ay} &= 123 \text{ N} \\
 R_A &= \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2} = 665,1 \text{ N} \\
 R_B &= \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2} = 3993,4 \text{ N}
 \end{aligned}$$



Cálculo de la vida útil de diseño del rodamiento

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

Las 1398,6 rpm se conoce a partir de la reducción de las 9500 rpm que aporta el motor con las de la caja de cambios y la del diferencial en primera marcha.

Vida útil de diseño recomendada para rodamientos

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

Fuente: (Mott, 2006)



Cálculo de la Carga dinámica

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

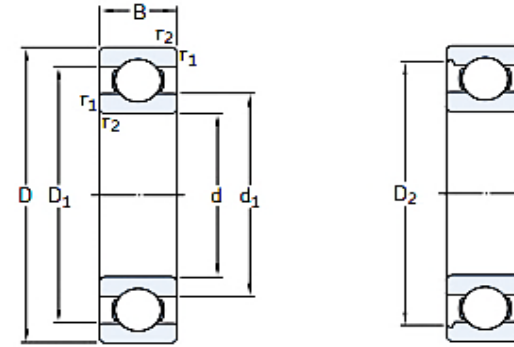
$$C = P_d \left(\frac{L_d}{10^6 rev} \right)^{\frac{1}{k}}$$

$$C_{Punto A} = 665,1 N \left(\frac{272,727 \times 10^6 rev}{10^6 rev} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$= 4313,17 N \text{ ó } 4,31 kN$$

$$C_{Punto B} = 3993,4 N \left(\frac{272,727 \times 10^6 rev}{10^6 rev} \right)^{\frac{1}{3}}$$

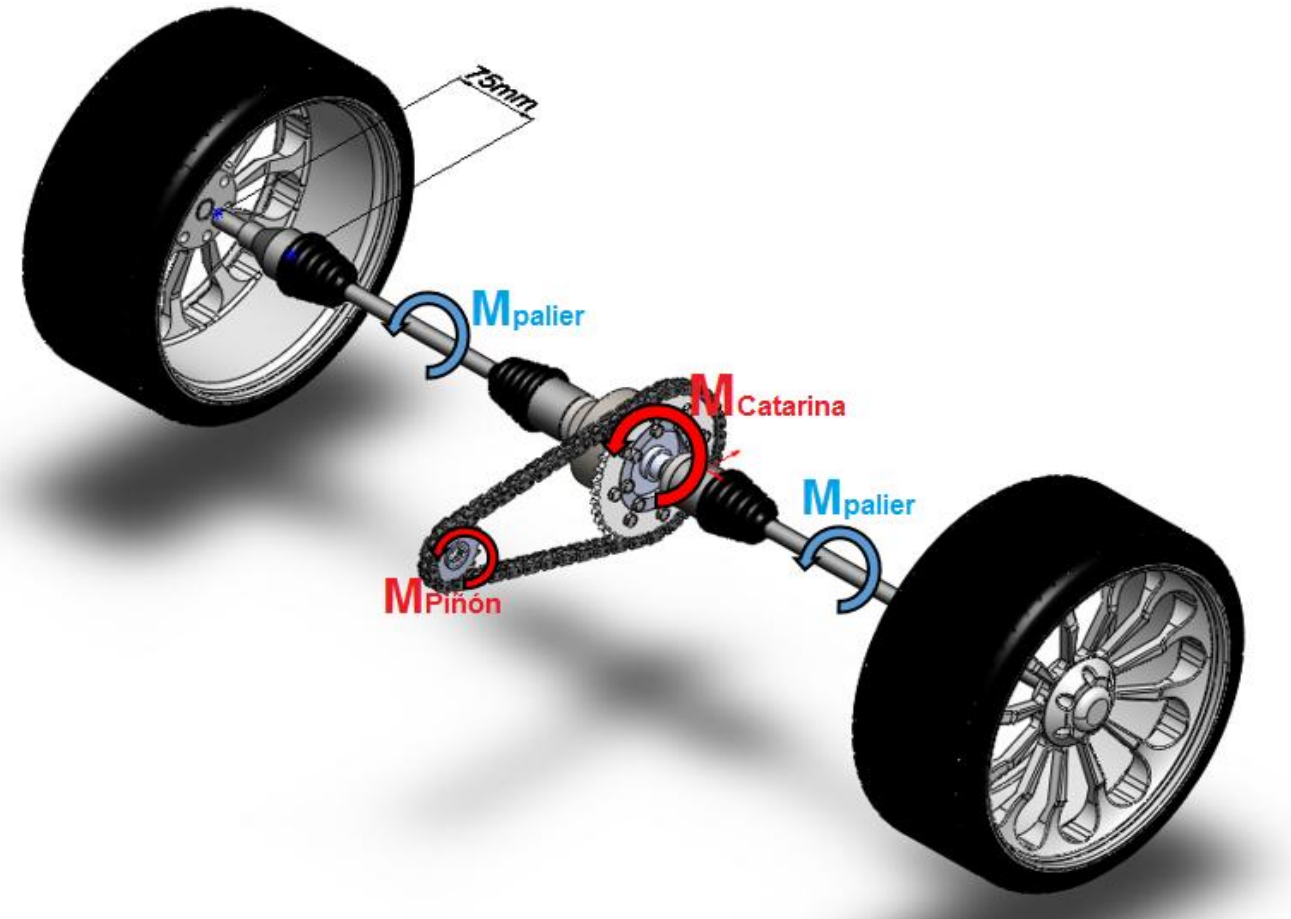
$$= 25897,16 N \text{ ó } 25,9 kN$$



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

Selección de los palieres de transmisión

Para la selección apropiada de los palieres de transmisión partimos de los cálculos para el diseño de semiejes de transmisión basándonos en (Alvarado, 2012).



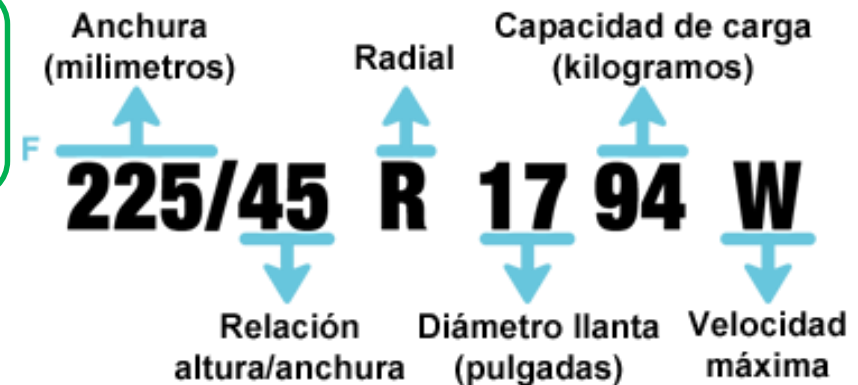
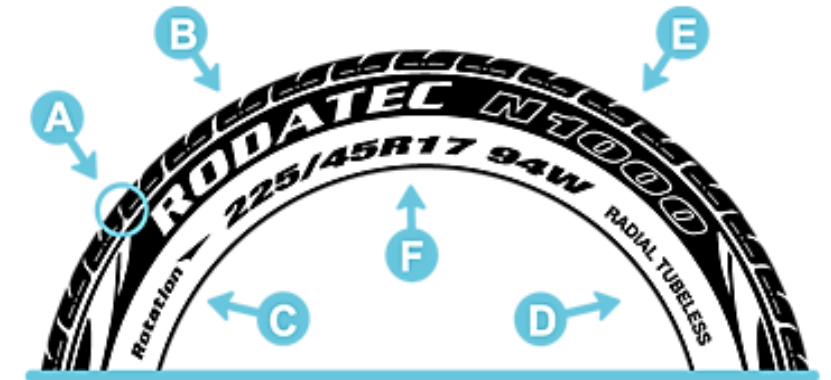
Cálculo del radio dinámico

Neumático Seleccionado: 175/50 R13 72 V

$$r_{\text{sin carga}} = \frac{\text{Relación} \frac{\text{altura}}{\text{anchura}} \times \text{Anchura}}{50} + (\text{Diámetro del rin} \times 25,4)$$
$$r_{\text{sin carga}} = \frac{50 \times 175}{50} + (13 \times 25,4) = 252,6 \text{ mm}$$

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

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



Cálculo de semiejes de transmisión

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

$$i_{t(1)} = \text{Relación} \cdot i_1$$

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

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

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

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

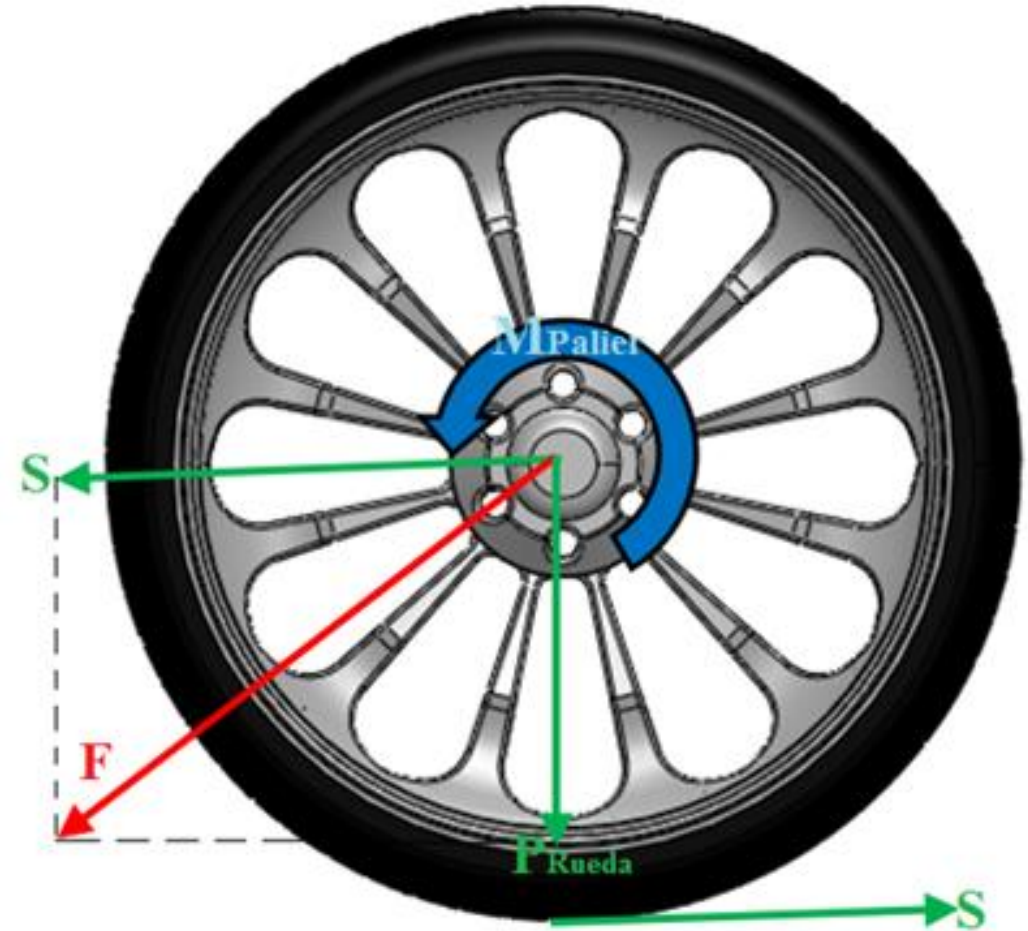
$$M_{Palier} = S \cdot r_{din}$$

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

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

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

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



$$M_{f(Palier)} = F \cdot b$$

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

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

$$\begin{aligned} M_{fi} &= 0,35 \cdot 104,94 \text{ Nm} \\ &+ 0,25\sqrt{(104,94 \text{ Nm})^2 + (247,16 \text{ Nm})^2} \\ M_{fi} &= 103,86 \text{ Nm} \end{aligned}$$

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

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

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

Cargas de rotura y seguridad para diferentes materiales, en kg/mm²

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

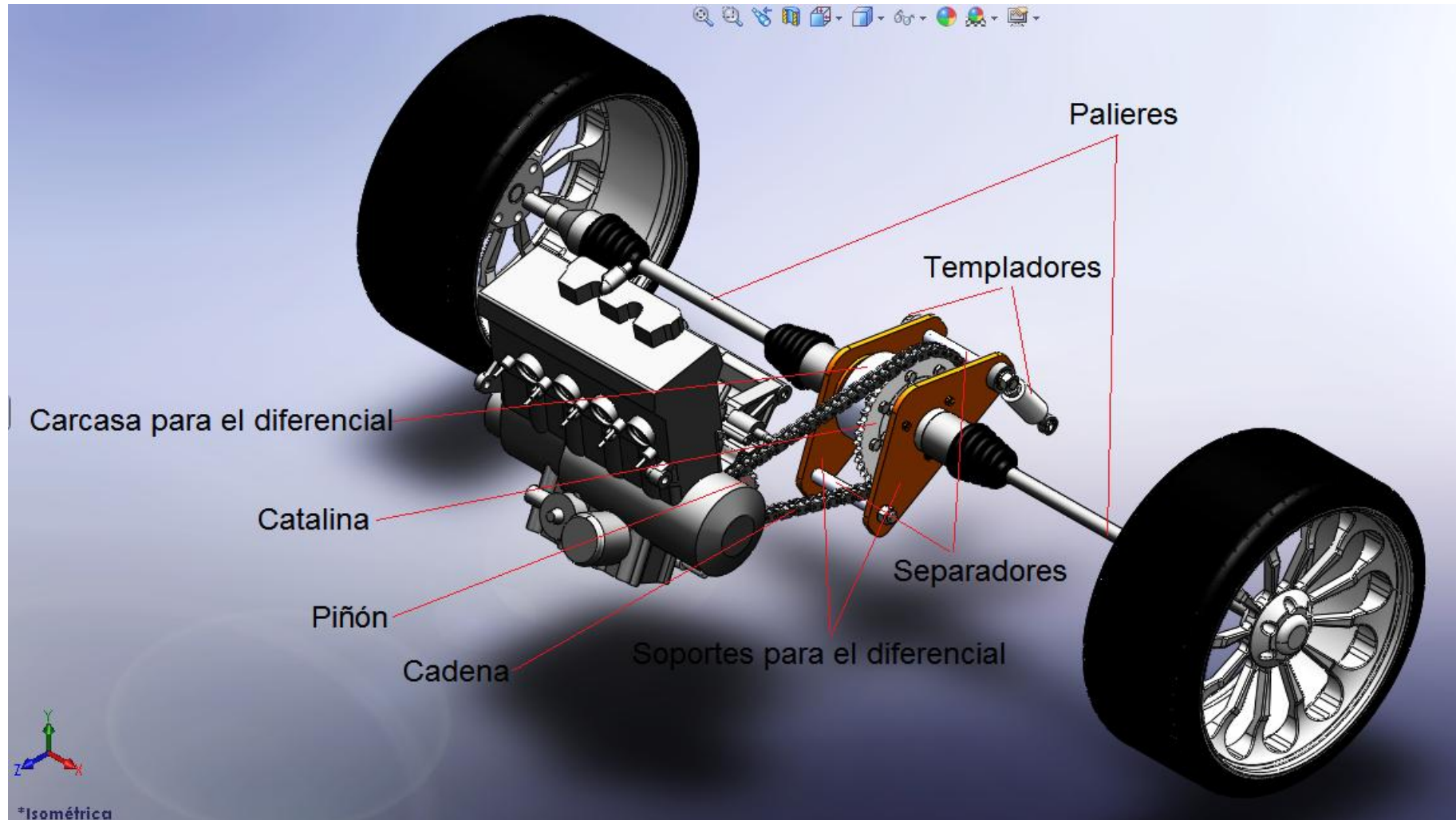
Fuente: (Roldán.José, 2013)



SUZUKI			TRANSMISIÓN					JUNTA H.							
			A	C	D	A1	E1 DC			A	B	C	D	ABS	
Alto	0.8 (F8A)	01/85>01/92	23	44	72	22		350-29001 >539<	350-29002 >690<	23	18	44	68	1	01.117
			Motor SB308, B/T							23	19	44	72		01.068
	0.8 (F8B)	01/86>09/93	23	44	72	22		350-29003 >530<	350-29004 >685<	23	18	44	68	1	01.117
										23	19	44	72		01.068
	0.8 (F5A)	02/88>	23	44	72	22		350-29005 >540<	350-29006 >702<	23	18	44	68	1	01.117
										23	19	44	72		01.068
Baleno	1.6	07/95>05/02	25	49	74	22		350-29007 >632<	350-29008 >612<	25	19	49	69	2	01.365
			B/T							25	21	49	74	1	01.266
	1.9 TD	04/98>05/02	25	49	80			350-29009 < >	350-29010 < >	25	29	49	76	2	
Ignis	1.3	10/00>09/03	25	49	72	22		350-29011 >610<	350-29012 >630<						
			B/T												
Samurai	1.0, 1.3	07/84>	26	45	72	22	137	350-29013	350-29014	26	20	45	72	1	
			B/T					> <	> <	26	22	50	79	2	
Swift	1.0, 1.3	10/83>12/89	23	44	72	22		350-29015 >550<	350-29016 >580<	23	19	44	72	1	01.080
			Motor G10 / G13A / G13B, B/T							23	19	44	72	1	01.068
Swift II	1.0	09/91>05/01	23	49	72	22		350-29017 >680<	350-29018 >770<	23	19	49	72	1	01.114
			Motor G10, B/T							23	22	49	76	1	01.252
	1.3	03/89>05/01	23	49	72	22		350-29019 >610<	350-29020 >590<	23	19	49	72	1	01.114
			Motor G13B, B/T							23	22	49	76	1	01.252
											23	20	49	71	2
										23	20	49	71	3	01.361
	1.6	01/90>05/01	25	49	79	22		350-29021 >597<	350-29022 >580<	25	22	49	79	1	01.149
			B/T												



Diseño del sistema de transmisión para el prototipo



Isométrica



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

Selección del material

Propiedades de los aceros estructurales

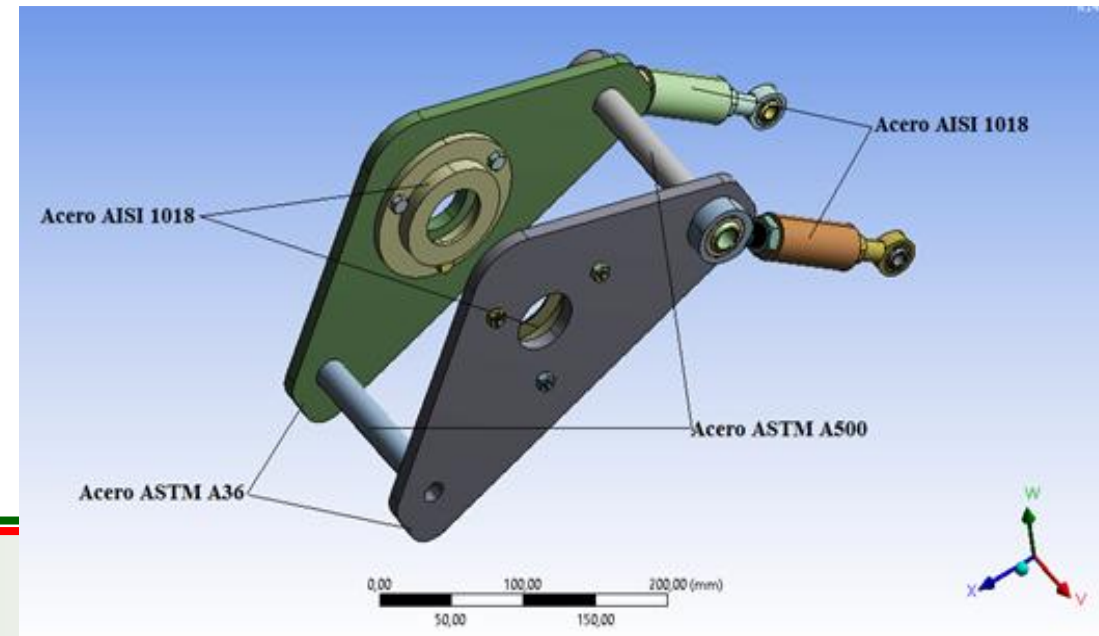
Designación del material (Número ASTM)	Grado, producto o espesor	Resistencia a la tensión		Resistencia a la fluencia		Ductilidad (porcentaje de elongación en 2 pulgadas)
		(ksi)	(Mpa)	(ksi)	(Mpa)	
A36	$t \leq 8$ pulg.	58	400	36	250	21
A242	$t \leq 3/4$ pulg.	70	480	50	345	21
A242	$t \leq 1\ 1/2$ pulg.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

Fuente: (Mott R., 2006)

Propiedades de los aceros de bajo contenido de carbono

Designación del material (Número AISI)	Tipo de proceso y acabado	Resistencia a la tensión		Resistencia a la fluencia		Ductilidad (porcentaje de elongación en 2 pulgadas)
		(ksi)	(Mpa)	(ksi)	(Mpa)	
1018	Estirado en frío	64	440	54	370	15
1045	Estirado en frío	91	630	77	530	12
1060	Estirado en frío	90	620	70	480	10
4140	Estirado en frío	102	703	90	620	18
4340	Templado y revenido	173	1200	163	1124	16
8620	Estirado en frío	102	703	85	586	22

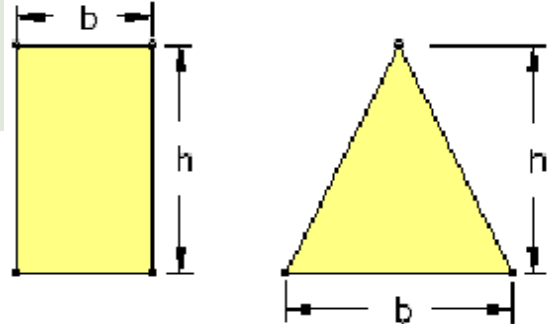
Fuente: (Raygoza, s.f.)



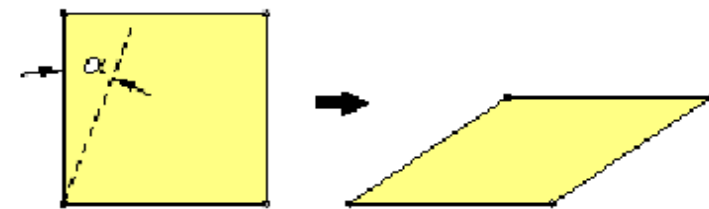
Mallado

La relación Largo/Ancho de los elementos debes ser lo más cercano a 1 (se acepta valores menores que 3). Los elementos no deben presentar ángulos muy agudos o muy obtusos (la desviación no mayor a 30° del ángulo óptimo).

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

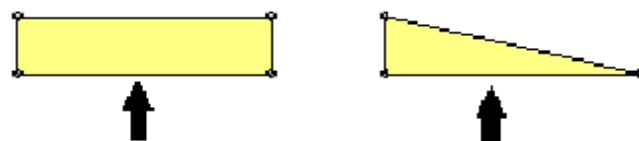


Factor de forma = h/b

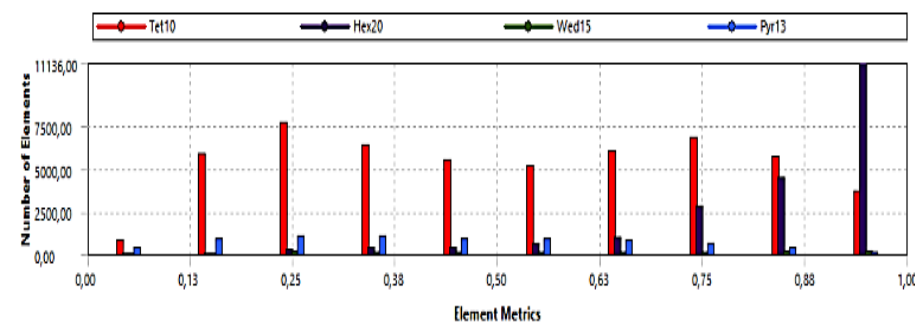
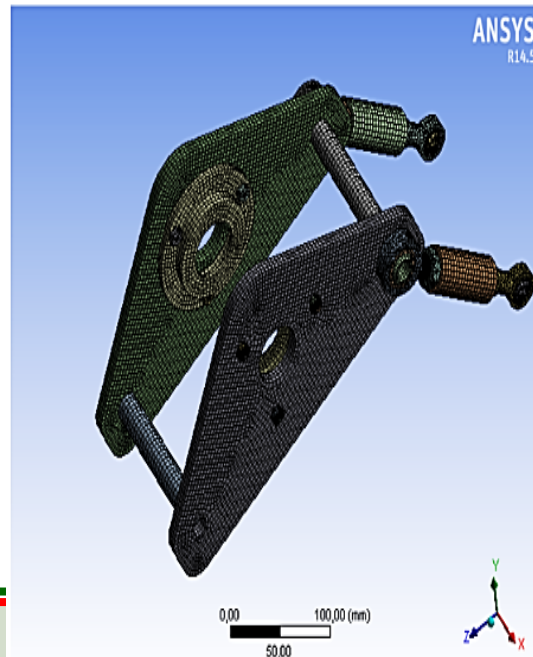
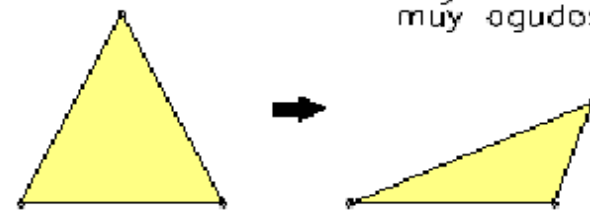


$\alpha \leq 30^\circ$

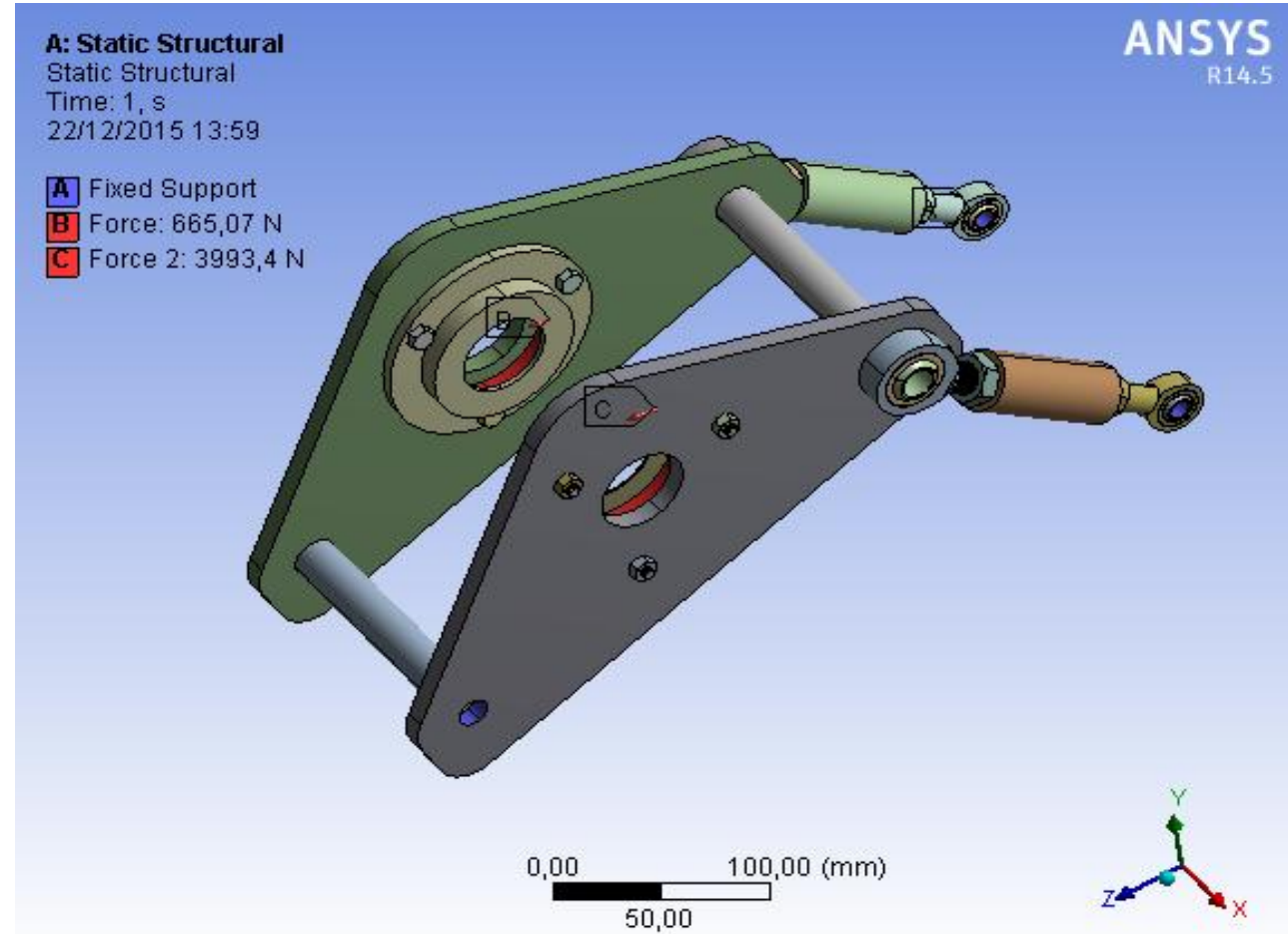
Ángulos muy agudos



Factores de forma excesivos

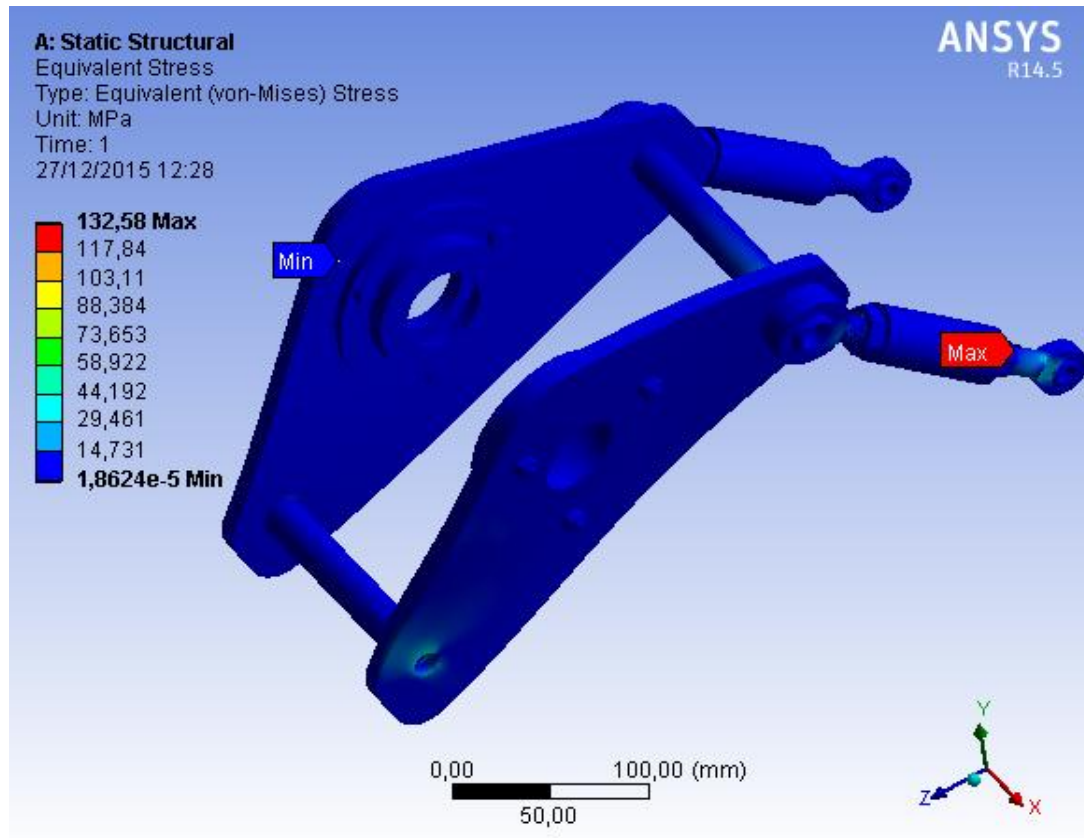


Asignación de cargas y sujeciones

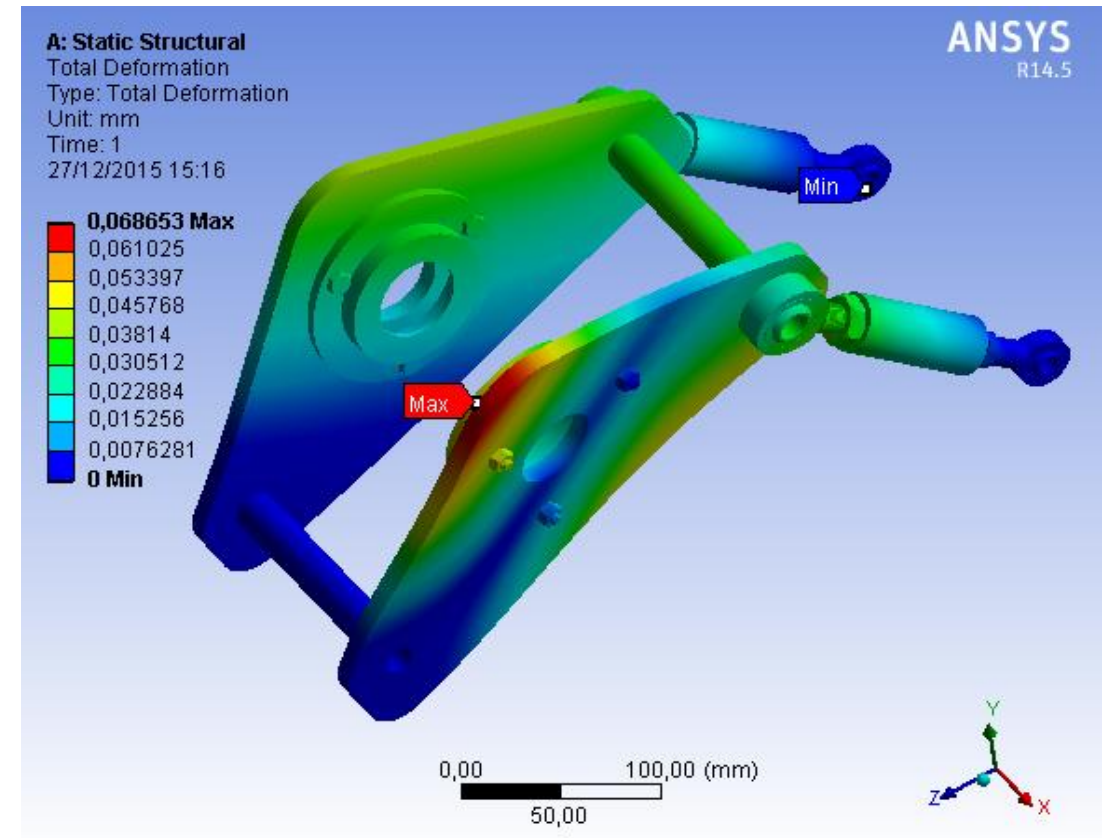


Resultados:

Esfuerzo de von-Mises

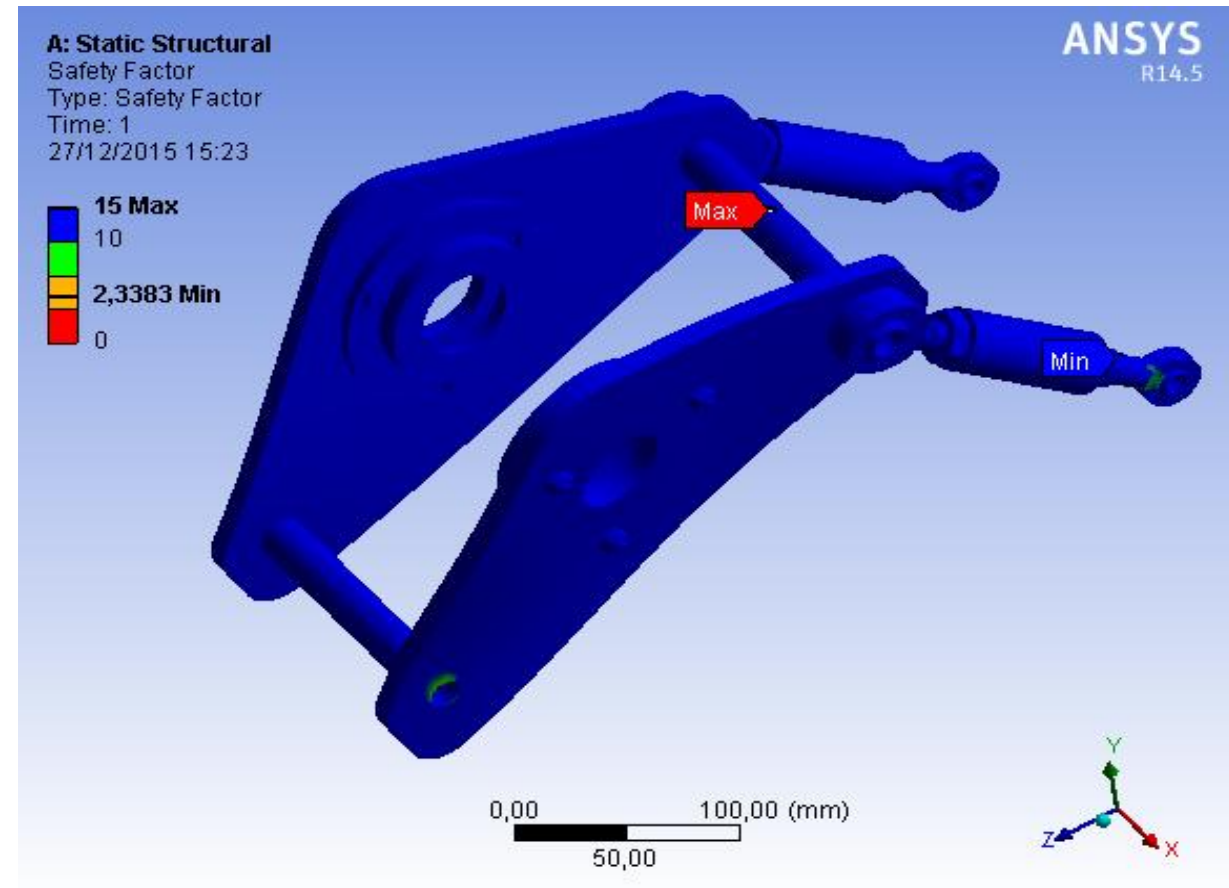


Deformación Total



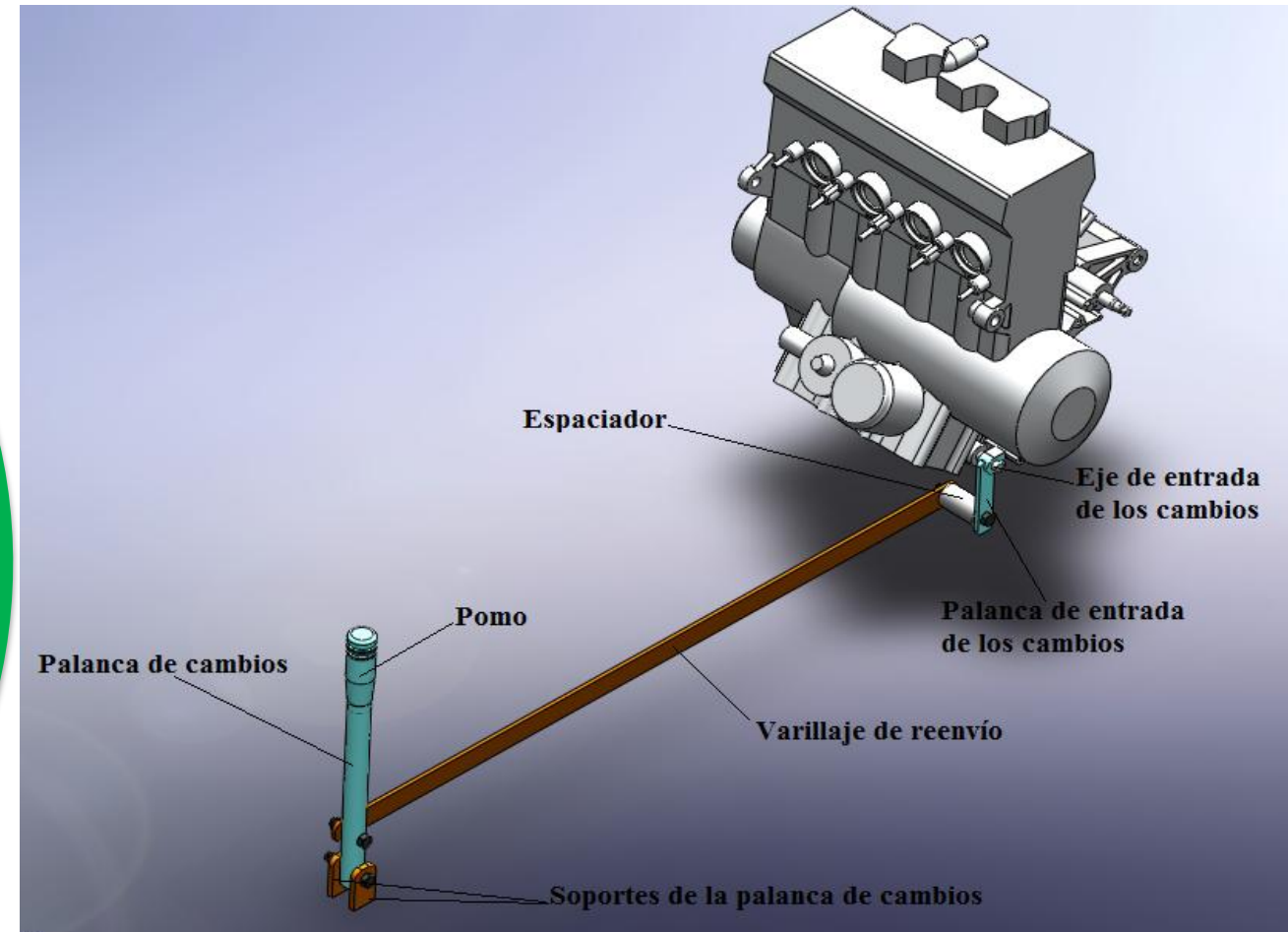
Factor de seguridad

Según (Mott, 2006) el factor de seguridad es una medida relativa de un componente bajo la acción de una carga, para materiales dúctiles el autor recomienda un valor de 2 a 2,5 para diseño de elementos bajo cargas dinámicas con un nivel de confianza promedio en todos los datos del diseño.



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

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



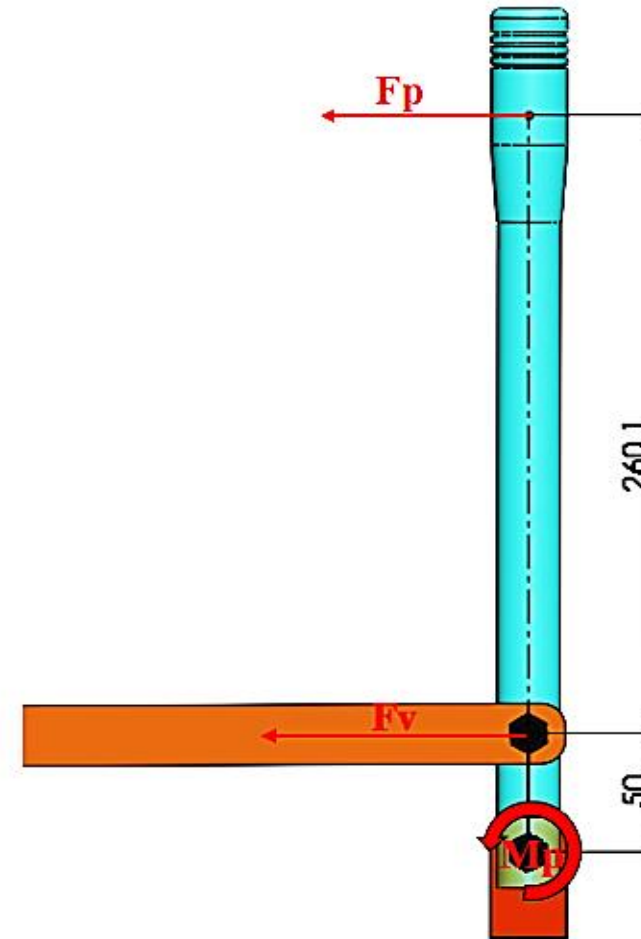
Fuerzas que se generan en la palanca de cambios

$$M_p = F_p \cdot d$$

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

$$F_v = \frac{M_p}{d_v}$$

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

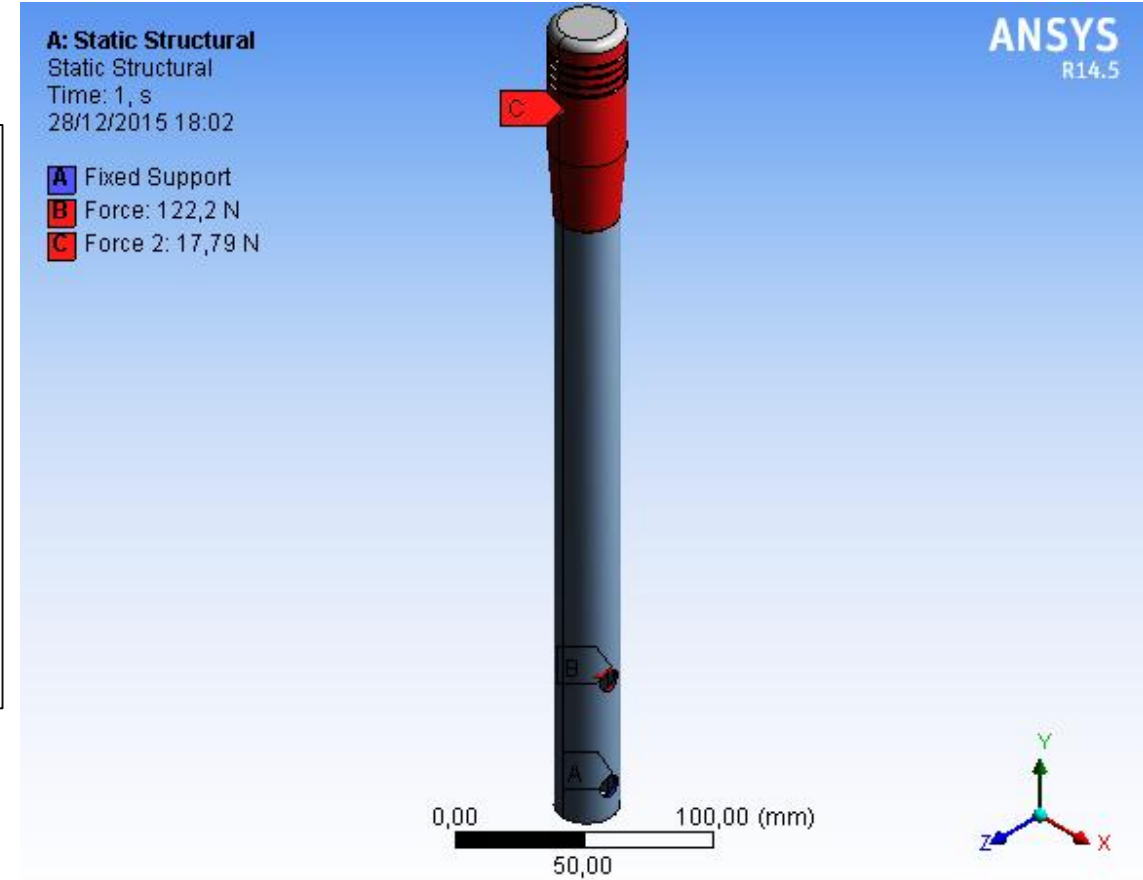
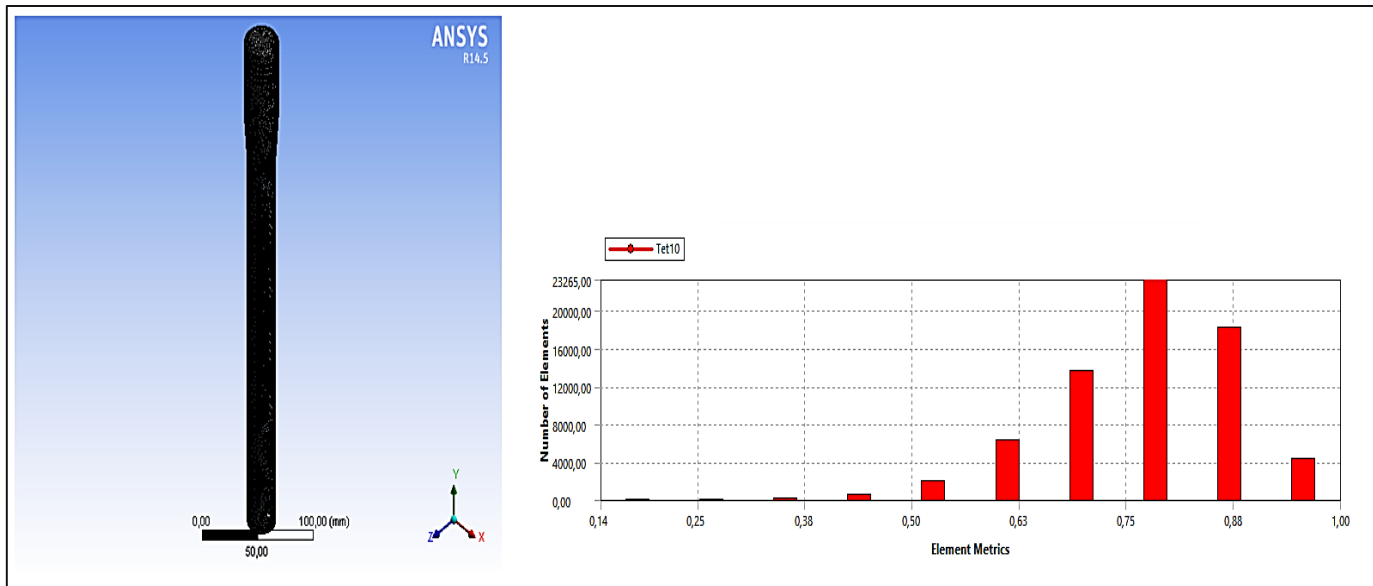


Selección de materiales

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

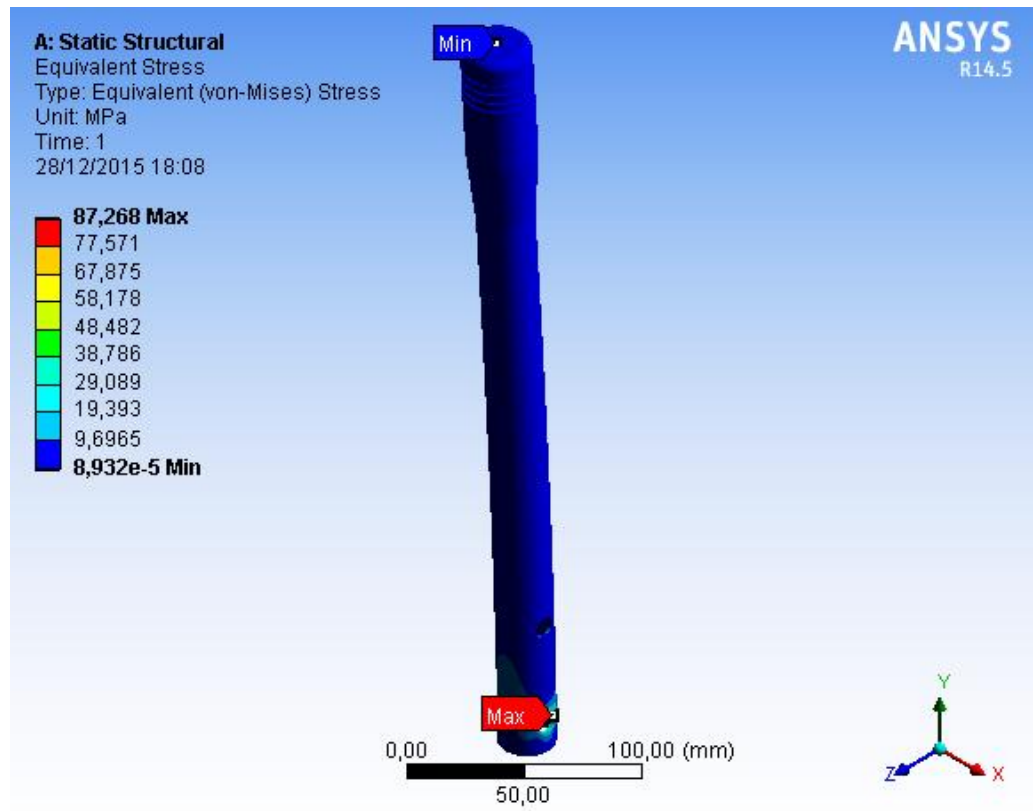


Mallado , asignación de cargas y sujeciones

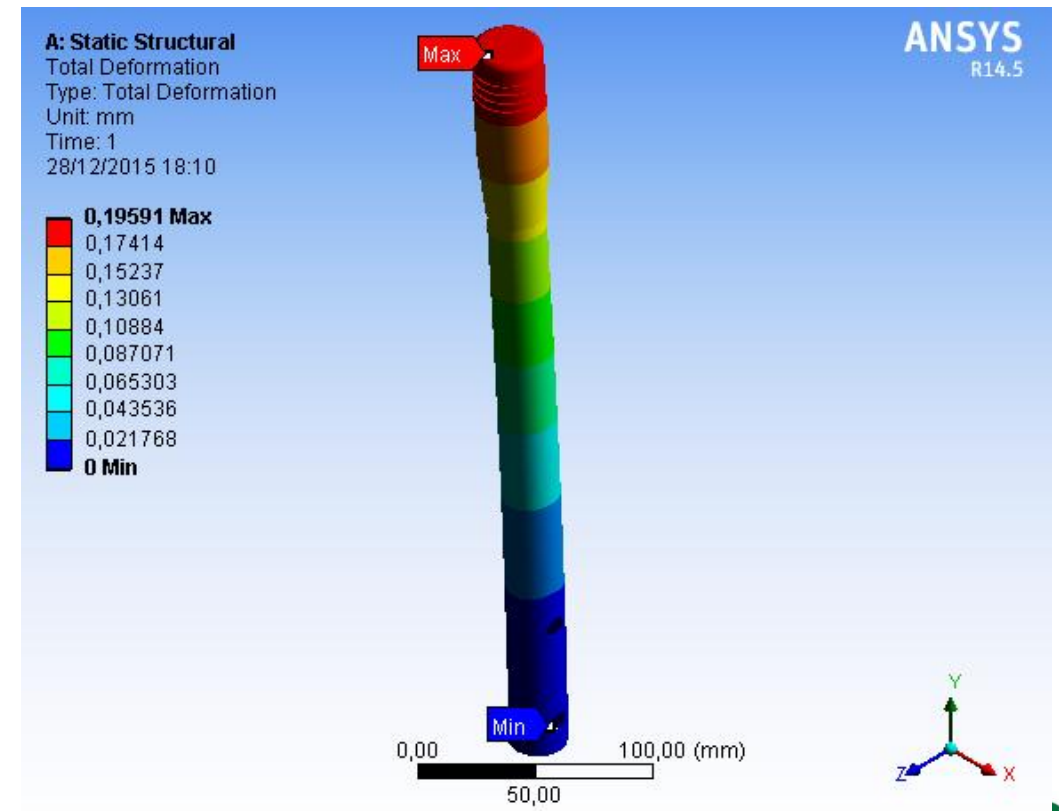


Resultados:

Esfuerzo de von-Mises

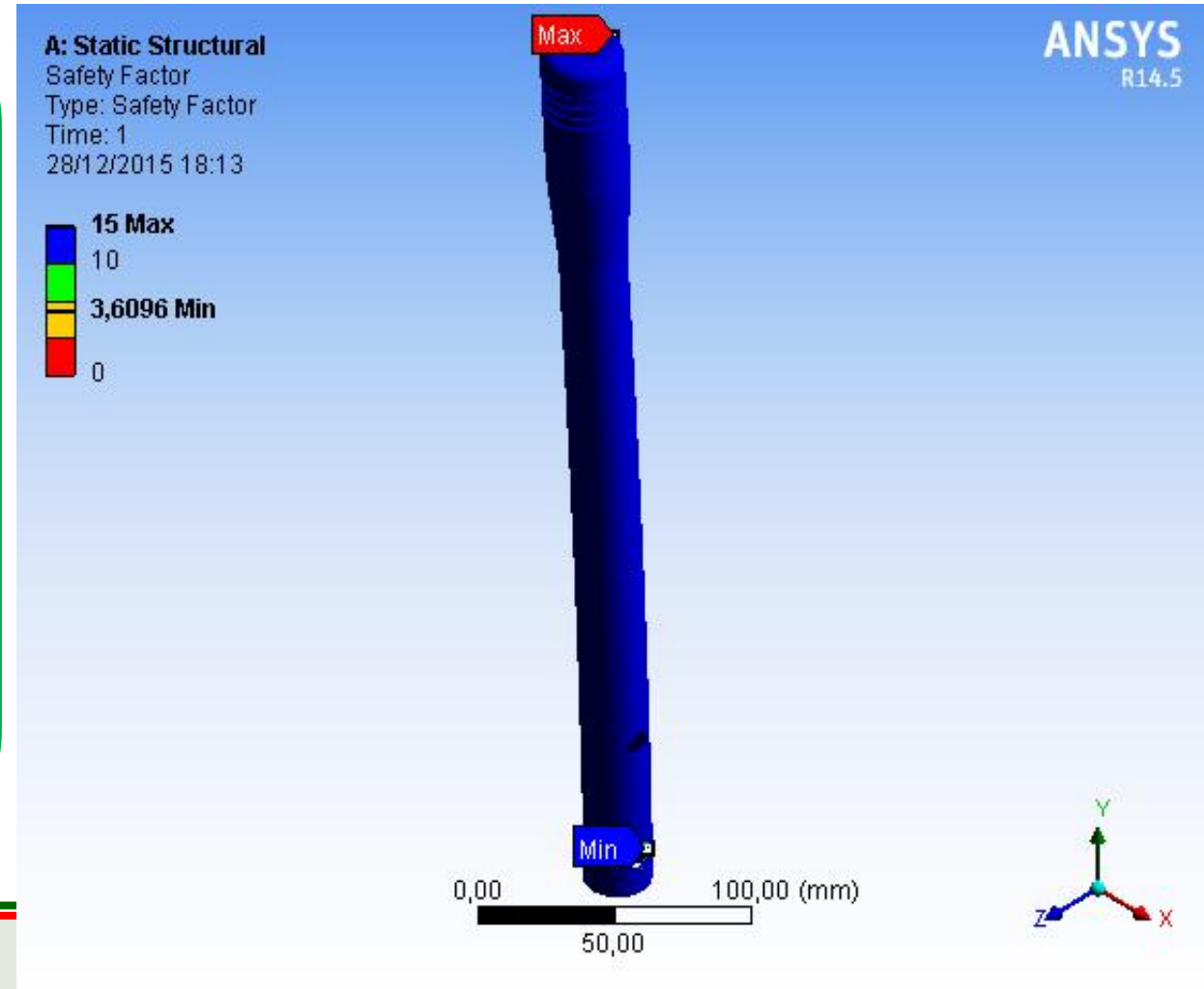


Deformación Total



Factor de seguridad

Según (Mott, 2006) para $N= 2,5$ a 4 estos valores se aplican para diseño de estructuras estáticas o elementos de maquina bajo cargas dinámicas con incertidumbre acerca de las cargas, propiedades de los materiales, análisis de esfuerzos o el ambiente.

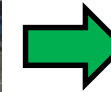


CONSTRUCCIÓN Y ENSAMBLE

Montaje del motor en el bastidor



Desmontaje

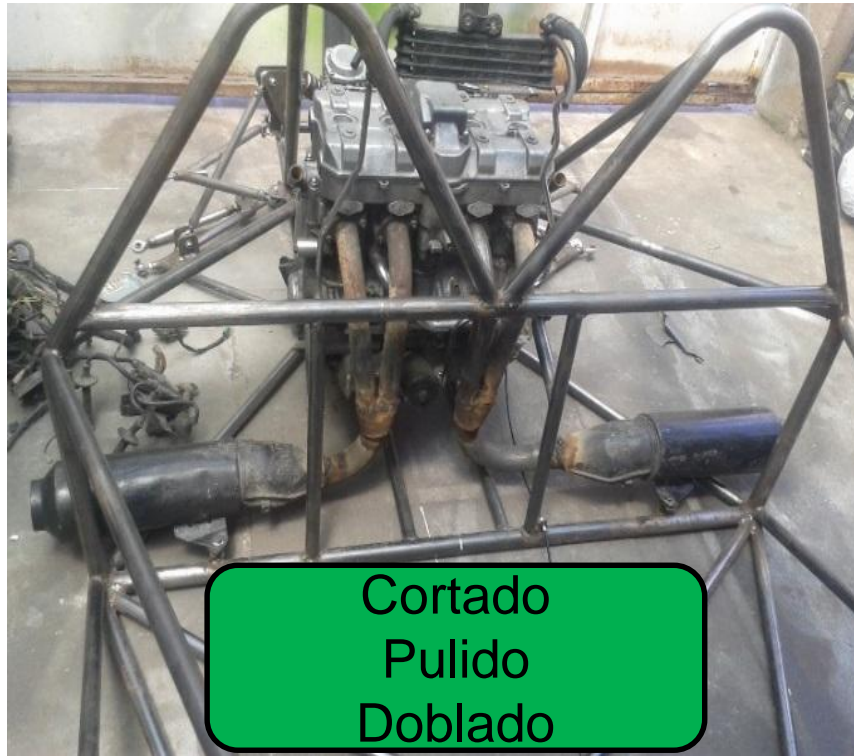


Montaje



ENSAMBLE DE LOS SISTEMAS DEL MOTOR

Ensamble del sistema de escape



Ensamble del sistema de refrigeración



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

Ensamble del sistema de alimentación

Desmontaje
Limpieza



Ensamble



Cortado
Doblado
Soldado



CONSTRUCCIÓN Y ENSAMBLE DE LOS COMPONENTES PARA EL SISTEMA DE TRANSMISIÓN

PARA EL SISTEMA DE TRANSMISIÓN

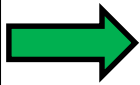
Construcción de los soportes para el diferencial



Cortado



Torneado
Perforado



Machueleado



Construcción de la carcasa para el diferencial

Cortado
Barolado
Soldado



Perforado



Torneado



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

Construcción de la junta de la corona con el diferencial



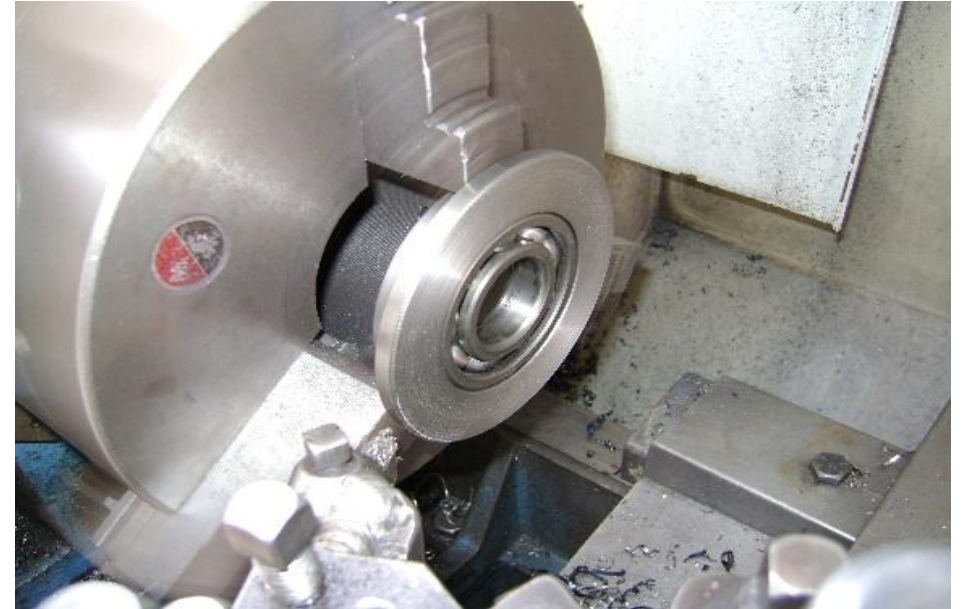
Cortado
Perforado
Empernado



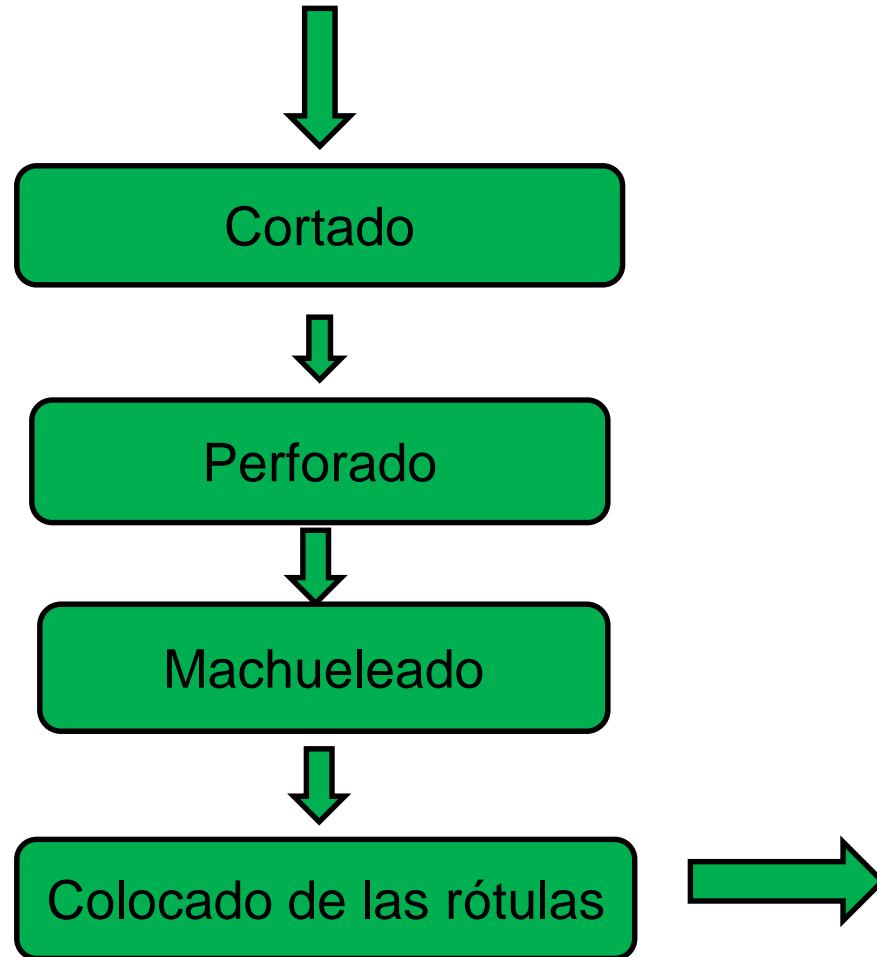
Construcción de los soportes de brida



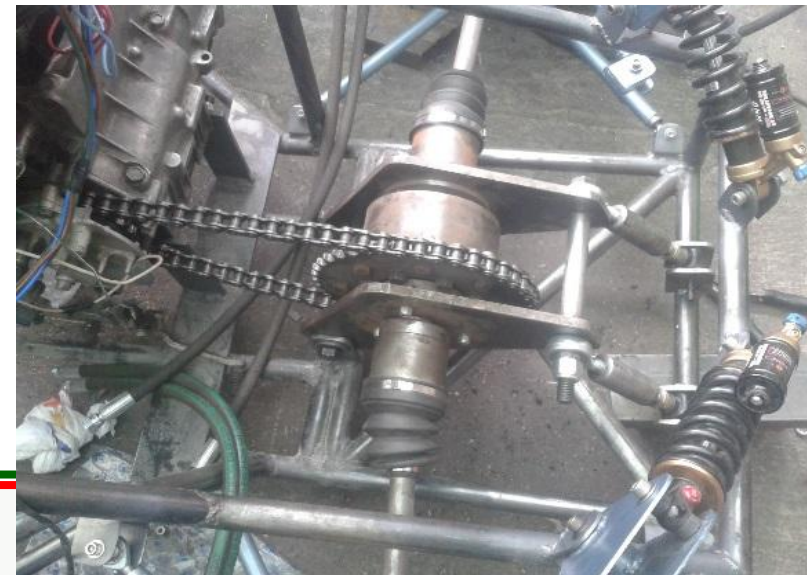
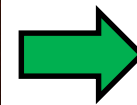
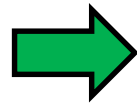
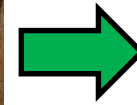
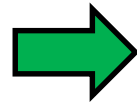
Cortado
Torneado



Construcción de los templadores

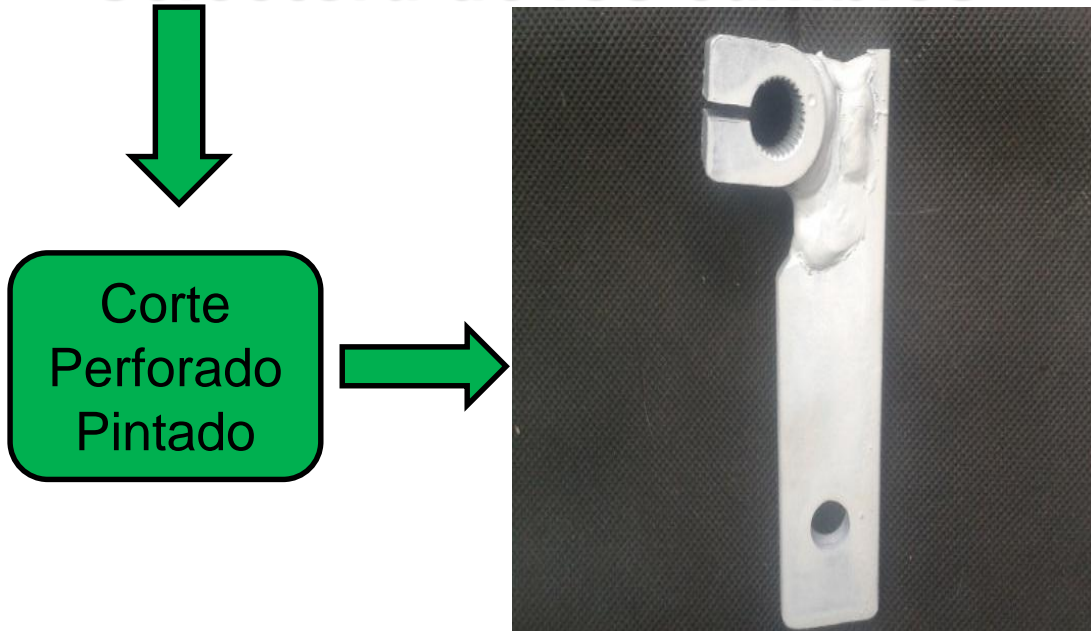


Ensamble, implementación de los componentes

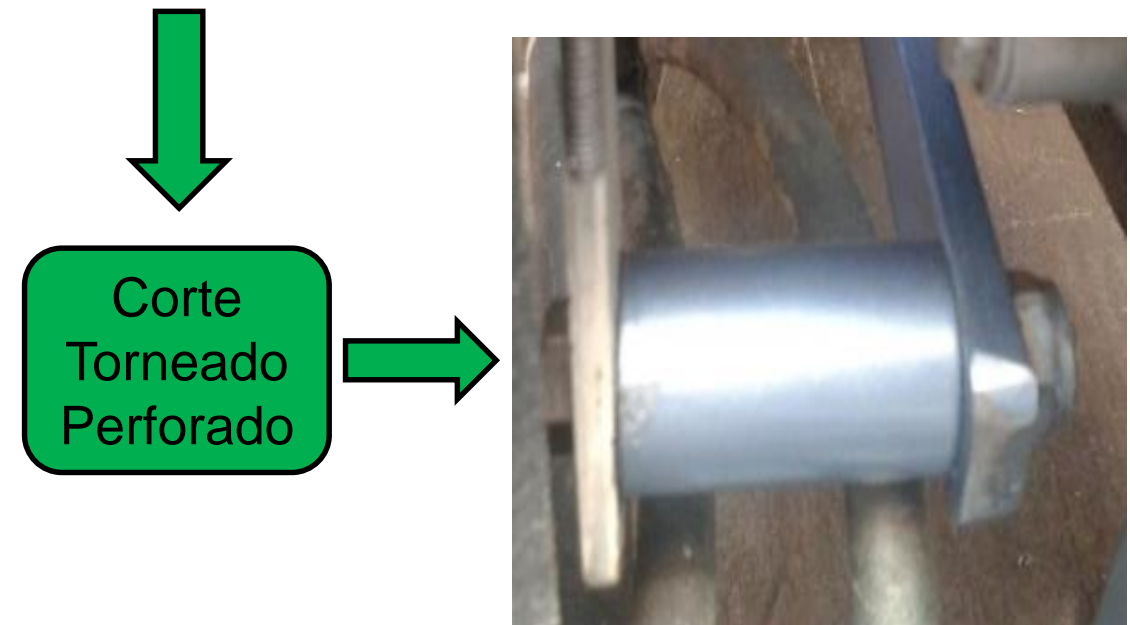


CONSTRUCCIÓN Y ENSAMBLE DEL SISTEMA DE CAMBIOS

Modificación de la palanca selectora de los cambios



Construcción del espaciador



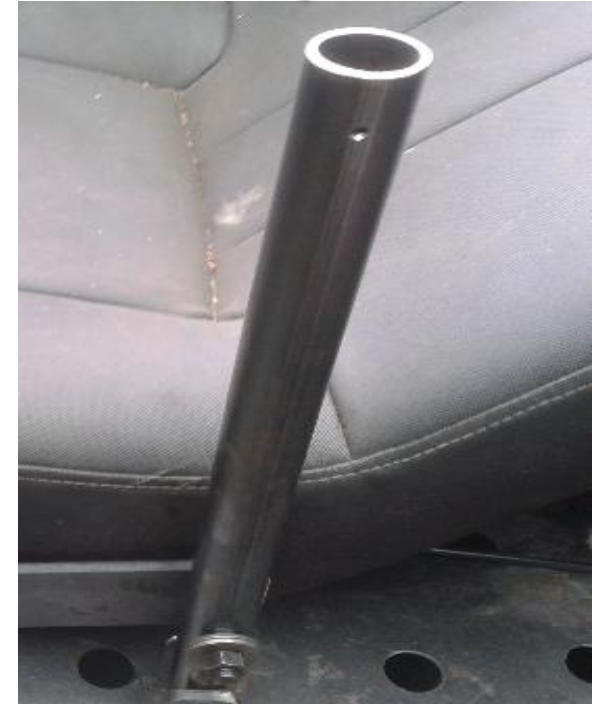
Construcción del varillaje de reenvío

Corte, perforado y pulido

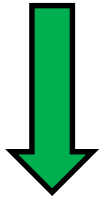


Construcción de la palanca de cambios

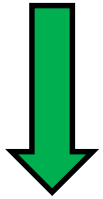
Corte, perforado y pulido



Construcción del pomo



Torneado



Moleteado



Construcción de las bases y ensamble de la palanca de cambios

Soldado
Empernado
Pintado



CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Conclusiones

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



Recomendaciones

- Se recomienda tener una buena organización en el equipo de trabajo ya que dentro la tesis del vehículo prototipo son tres tesis y esto dificulta un poco en el tiempo y espacio de trabajo pero con una buena organización garantiza la calidad del proyecto.
- Se debe tomar en cuenta al momento de diseñar el sistema de mando se tiene que tomar todos los aspectos de diseño, y para la implementación del sistema de transmisión el lugar correcto donde tiene que desenvolverse las diferentes partes de los sistemas.
- Es muy importante contar con adecuadas instalaciones de trabajo para el desarrollo del proyecto de tesis ya que si se trabajare en un espacio pequeño no sería adecuadamente ergonómico.
- La caja del diferencial de la transmisión como es la de un Suzuki Forza 2 y se la adapto a la del vehículo prototipo debe poseer una buena lubricación en sus piñones para su óptimo funcionamiento.
- Para un mejor funcionamiento de la cadena y el diferencial se recomienda que debe estar correctamente alineados y la cadena debe estar adecuadamente templada.

