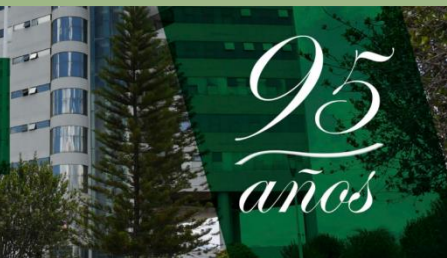


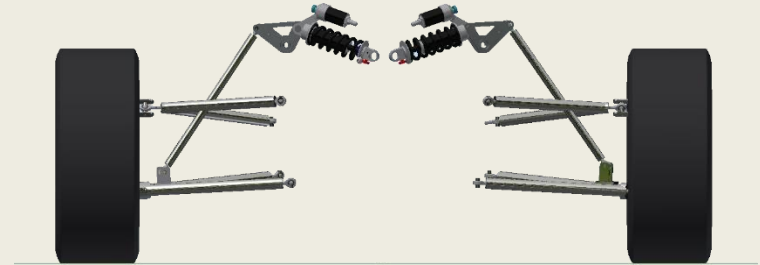
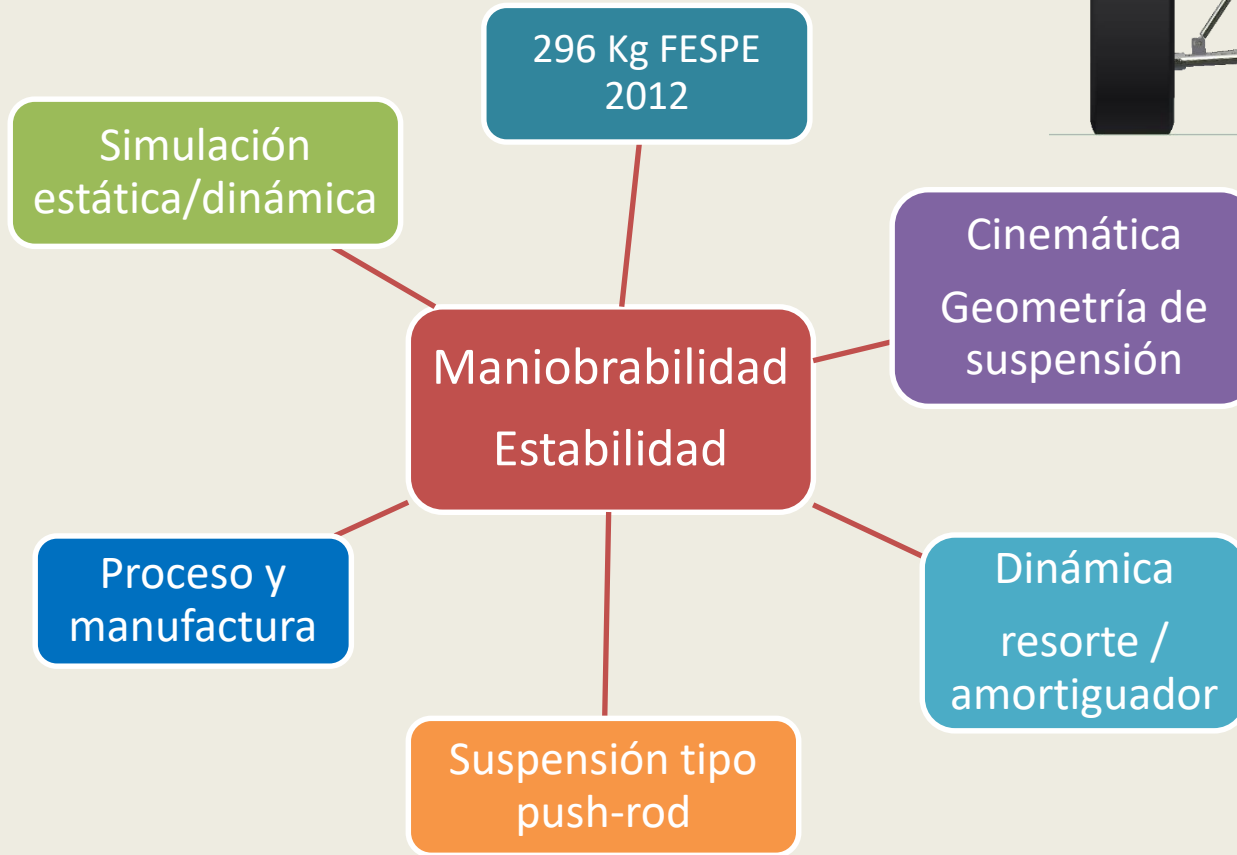
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS ESPE
DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA
CARRERA INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

REDISEÑO DE LA SUSPENSIÓN DELANTERA DEL VEHÍCULO PROTOTIPO PARA COMPETENCIA EN LA FÓRMULA SAE

AUTORES: JUAN CARLOS PALACIOS GALLEGOS
LENIN PAUL SANGOPANTA BONETE
DIRECTOR: ING. DANILO ZAMBRANO
LATACUNGA 2018



JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA



OBJETIVO GENERAL

- Analizar y optimizar la suspensión delantera de un vehículo prototipo Fórmula Student mediante la utilización de software CAD/CAE, para su posterior construcción y validación.



OBJETIVOS ESPECIFICOS

- Obtener datos de cargas y restricciones de la suspensión delantera del vehículo Fórmula Student mediante revisión bibliográfica para realizar un análisis y determinar los valores a aplicar en la investigación.
- Optimizar topológicamente el diseño de suspensión delantera del vehículo prototipo para obtener una mejor relación resistencia/peso aplicando software.
- Construir la estructura para validar los componentes mediante pruebas dinámicas de aceleración, frenado y endurance establecidas por el Reglamento de la Formula SAE.

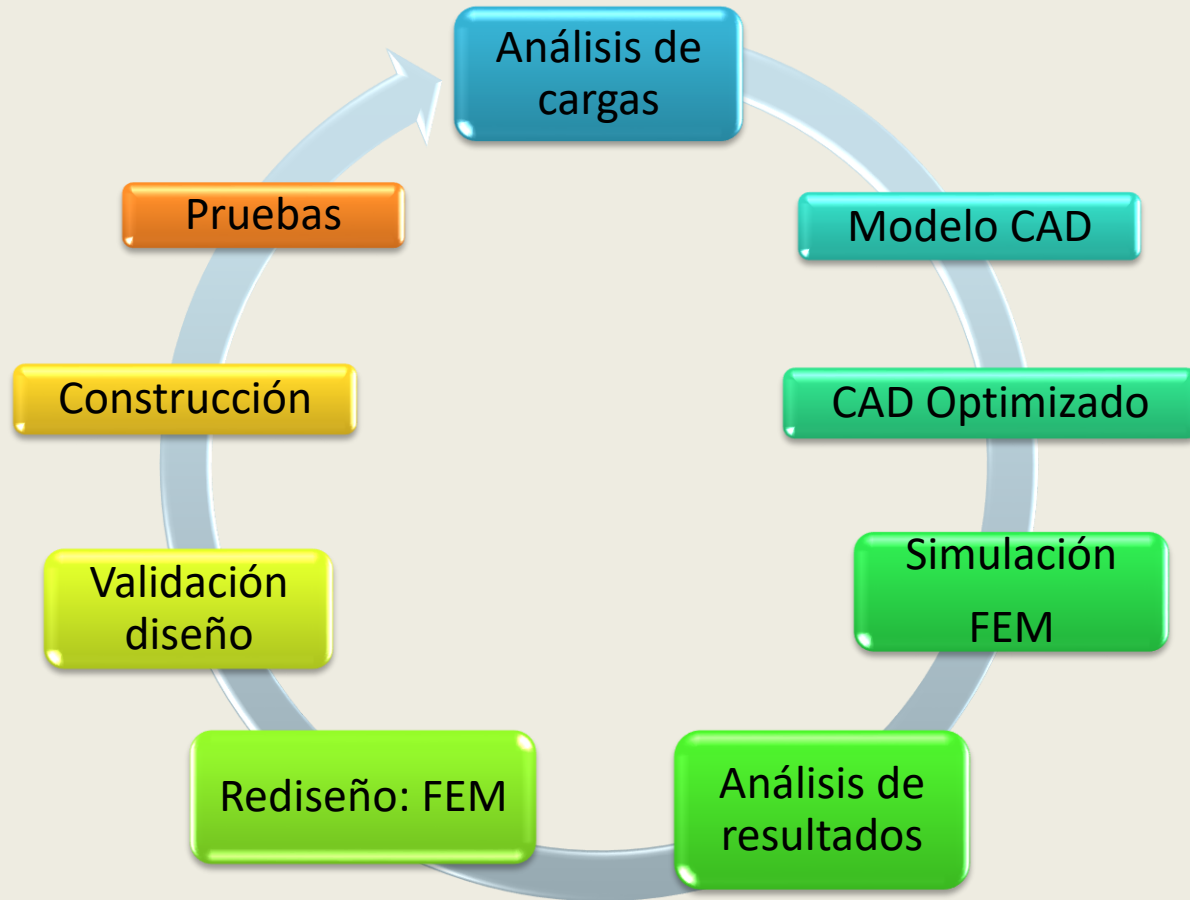


HIPÓTESIS

- ¿La optimización de la suspensión delantera en el vehículo prototipo Formula Student mediante la utilización de software CAD/CAE, para su posterior construcción y validación, permitirá mejorar las prestaciones actuales?



PROCESO DISEÑO DE LA SUSPENSIÓN DELANTERA

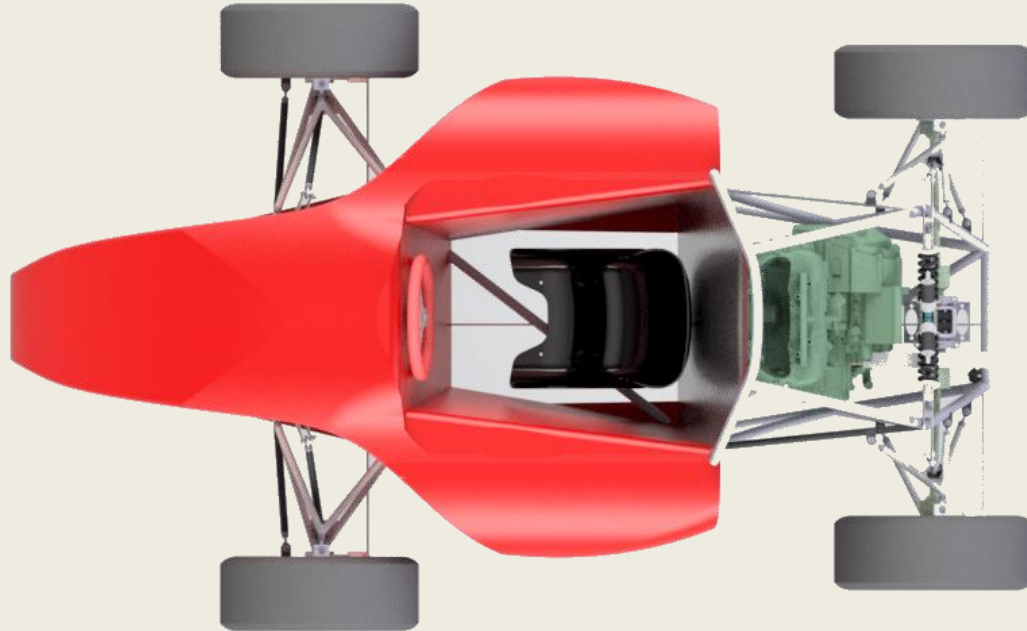


CÁLCULO DE LAS DISTANCIAS DEL CENTRO DE GRAVEDAD (CG)

Se mide la masa de cada neumático.

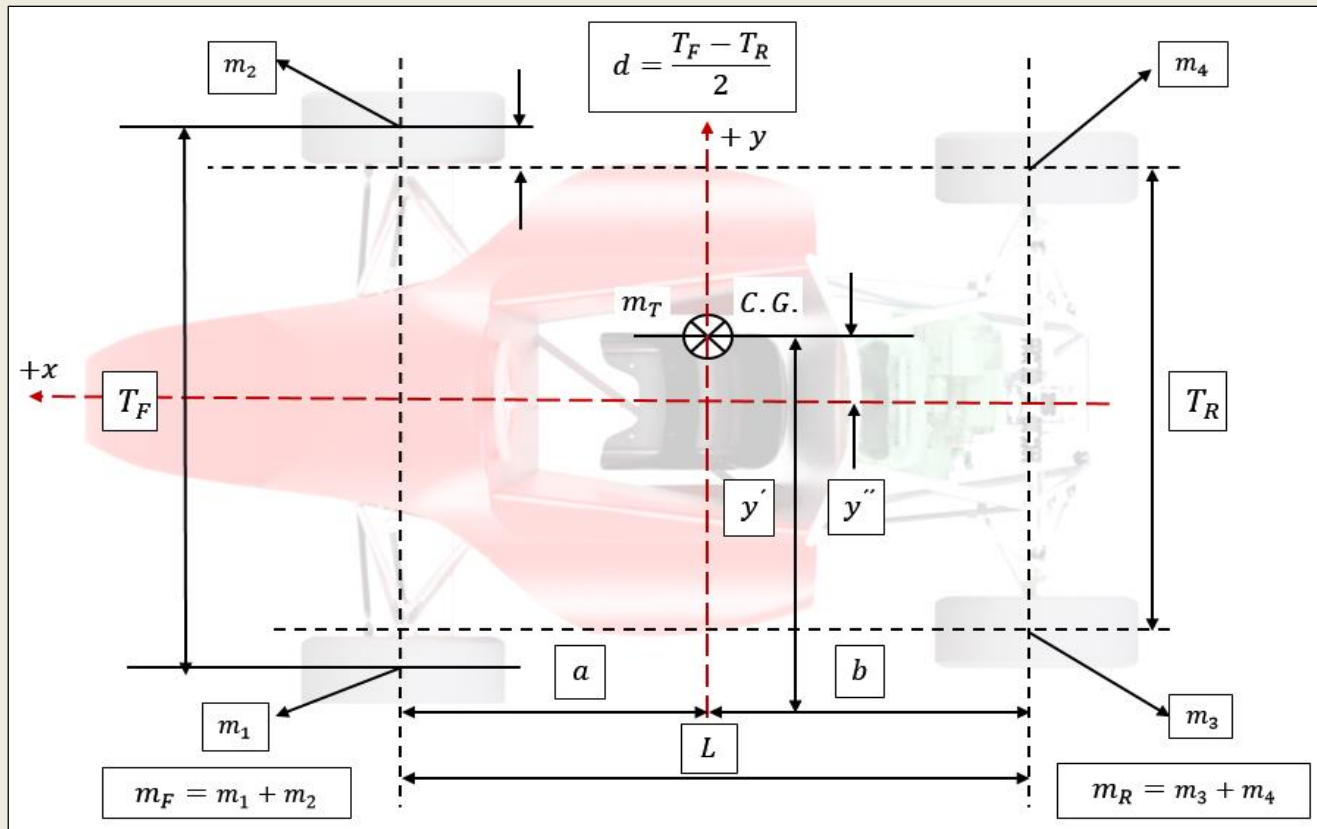
$$m_1 = 88,22 \text{ Kg}$$

$$m_3 = 98,88 \text{ Kg}$$



$$m_2 = 89,58 \text{ Kg}$$

$$m_4 = 100,92 \text{ Kg}$$



a : Distancia horizontal del CG desde el eje delantero
 b : Distancia horizontal del CG desde el eje posterior

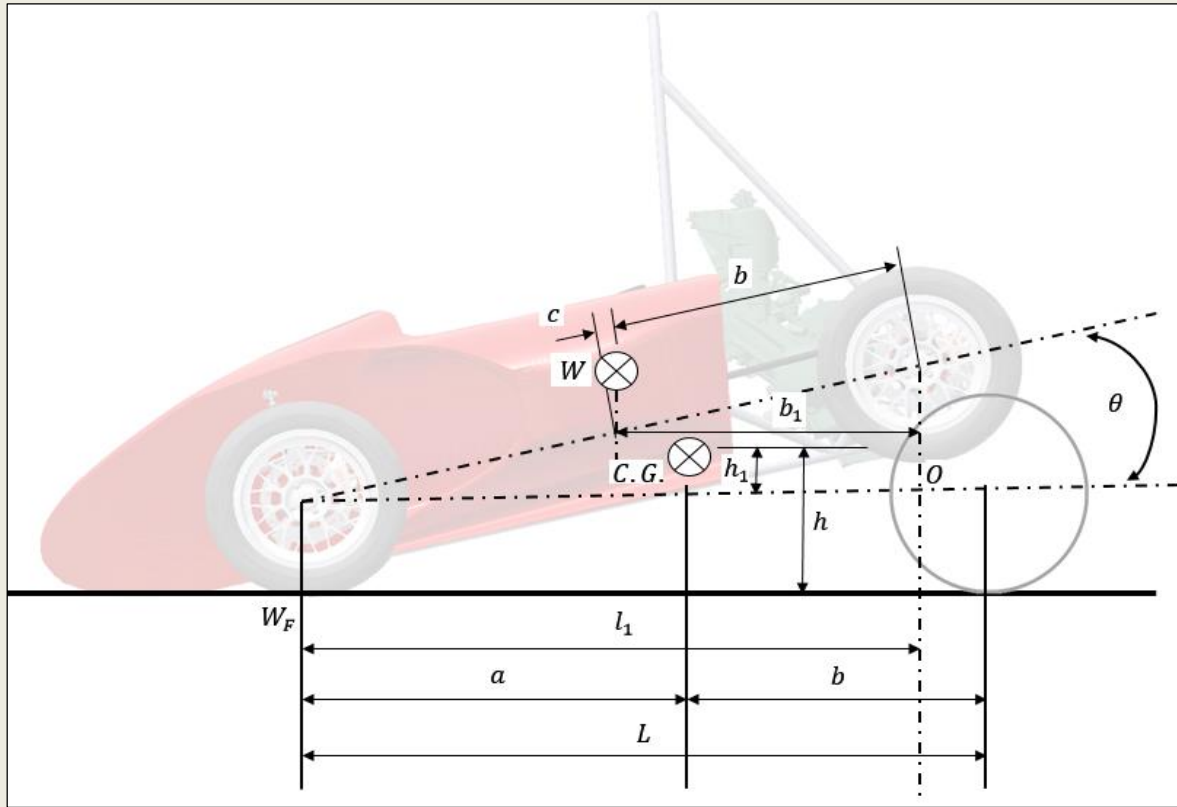
$$b = \frac{m_F * L}{m_T}$$

$$a = L - b$$

$$b = 739.264 [mm]$$

$$a = 830.736 [mm]$$

CÁLCULO DE LA ALTURA DEL CENTRO DE GRAVEDAD



$$m_{Felev} = 180,07 \text{ Kg}$$

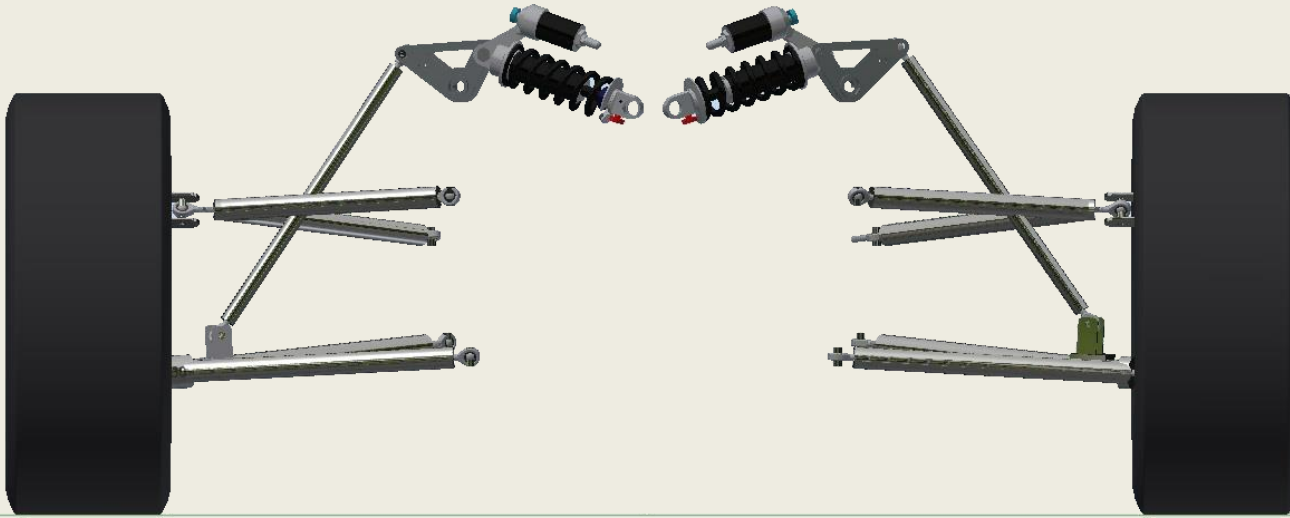
$$h_{elev} = 225 \text{ [mm]}$$

$$\theta = 8.23955 \text{ [rad]}$$

$$h_1 = \frac{(m_{Felevado} * L) - (m_T * b)}{m_T * \tan(\theta)} = 65,2354 \text{ [mm]}$$

$$h = R_{LF} + h_1 = 325,585 \text{ [mm]}$$

MASA NO SUSPENDIDA FRONTAL



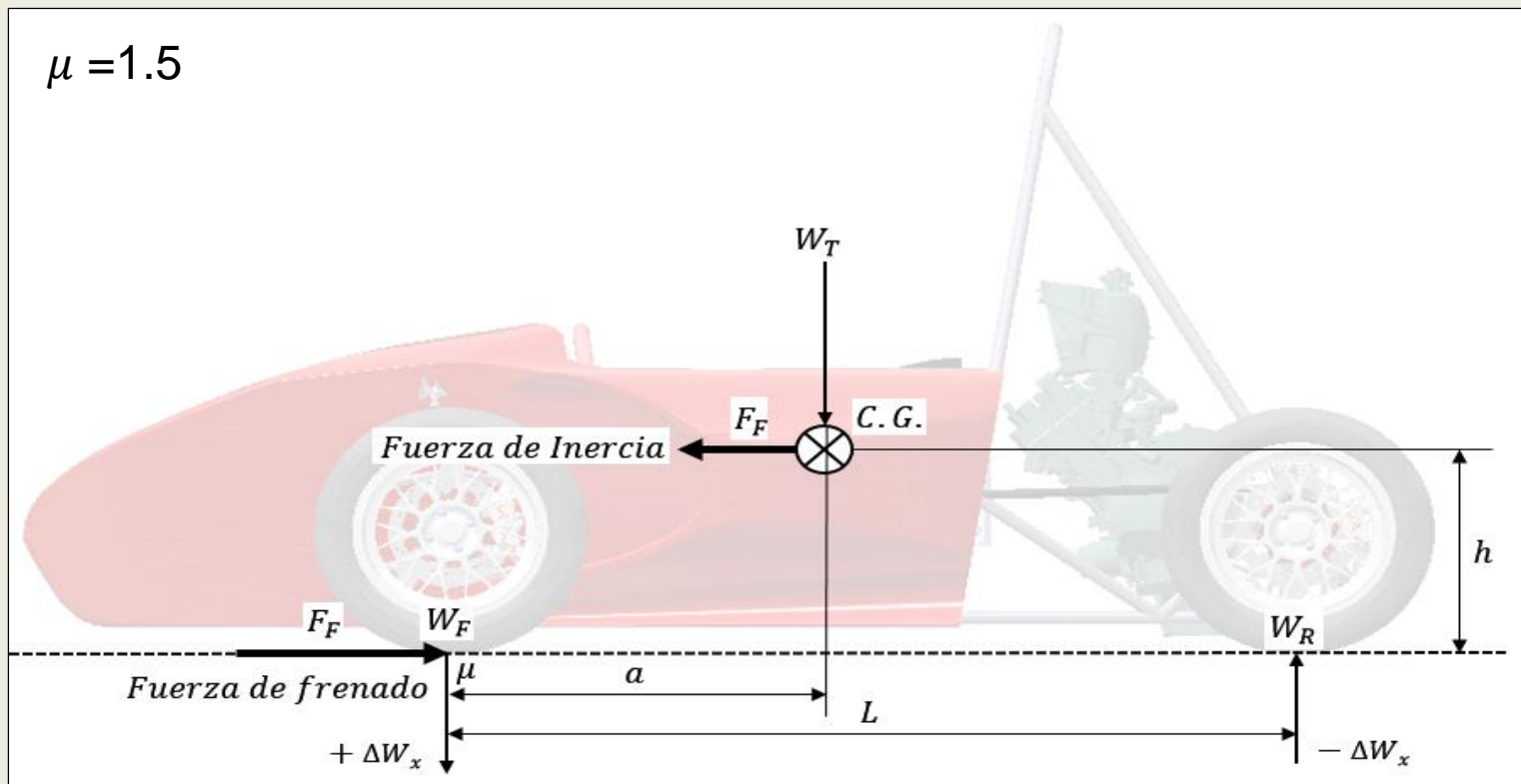
m_{uf} : Masa no suspendida frontal = 41.04 [Kg]

m_{ur} : Masa no suspendida posterior = 42.6 [Kg]

m_s : Masa suspendida = 293.96 [Kg]

h_s : Altura del CG de la masa suspendida = 344.074 [mm]

FRENADO Y TRANSFERENCIA DE CARGA LONGITUDINAL.



$$F_F = W_T * \mu$$

$$F_F = 5556.38 \text{ [N]}$$

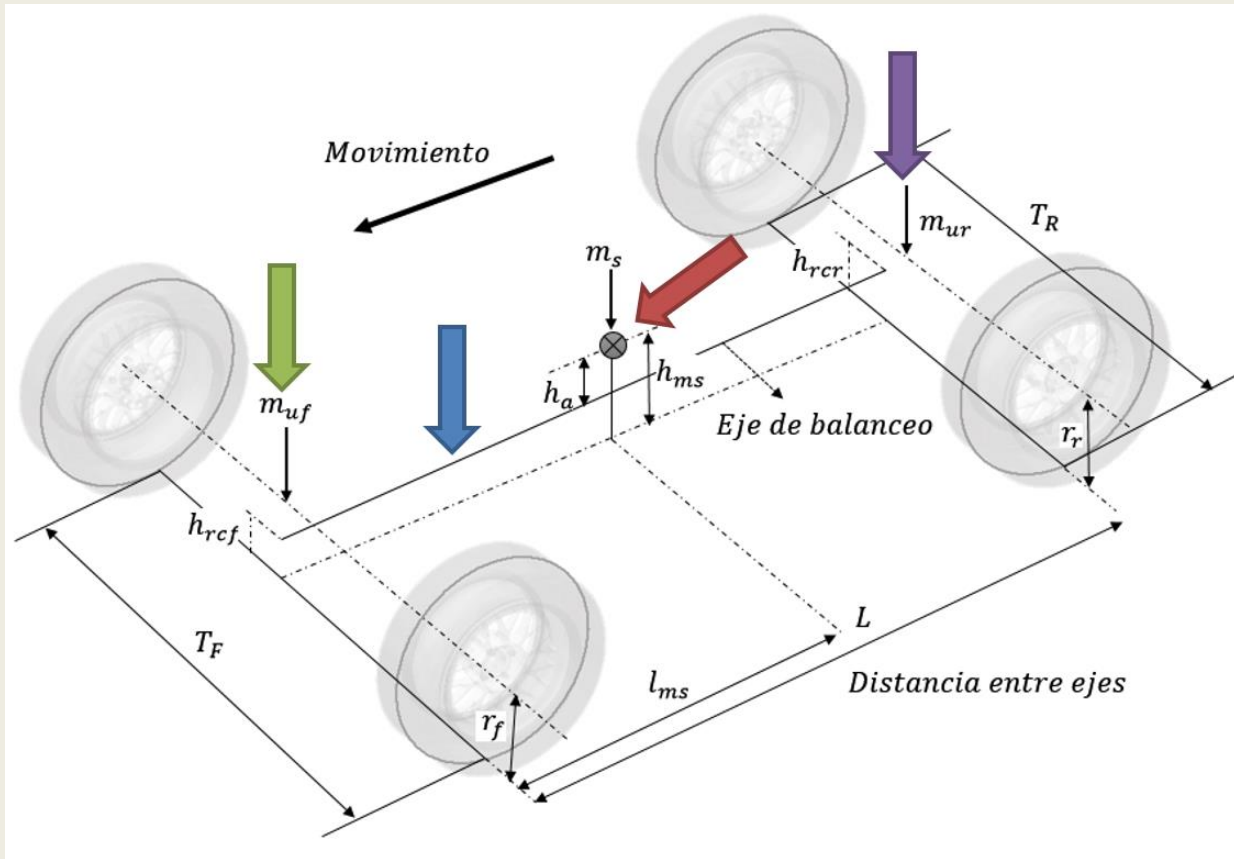
$$\Delta W_x = \frac{F_F * h}{L}$$

$$\Delta W_x = 1152.08 \text{ [N]}$$

$$W_{FR} = \frac{W_F + \Delta W_x}{2}$$

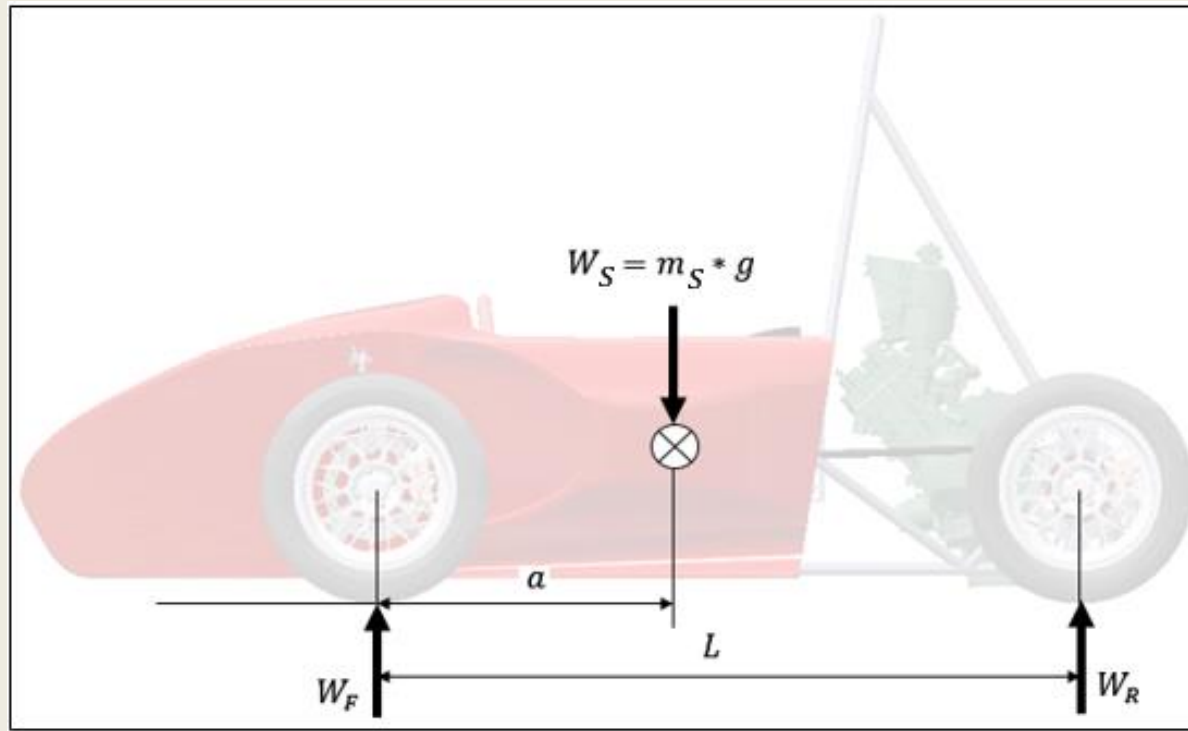
$$W_{FR} = 1448.15 \text{ [N]}$$

TRANSFERENCIA DE CARGA LATERAL



- Masa no suspendida frontal
- Masa no suspendida posterior
- Eje de balanceo
- Centro de gravedad total

PASO 1: Carga estática sobre los neumáticos.



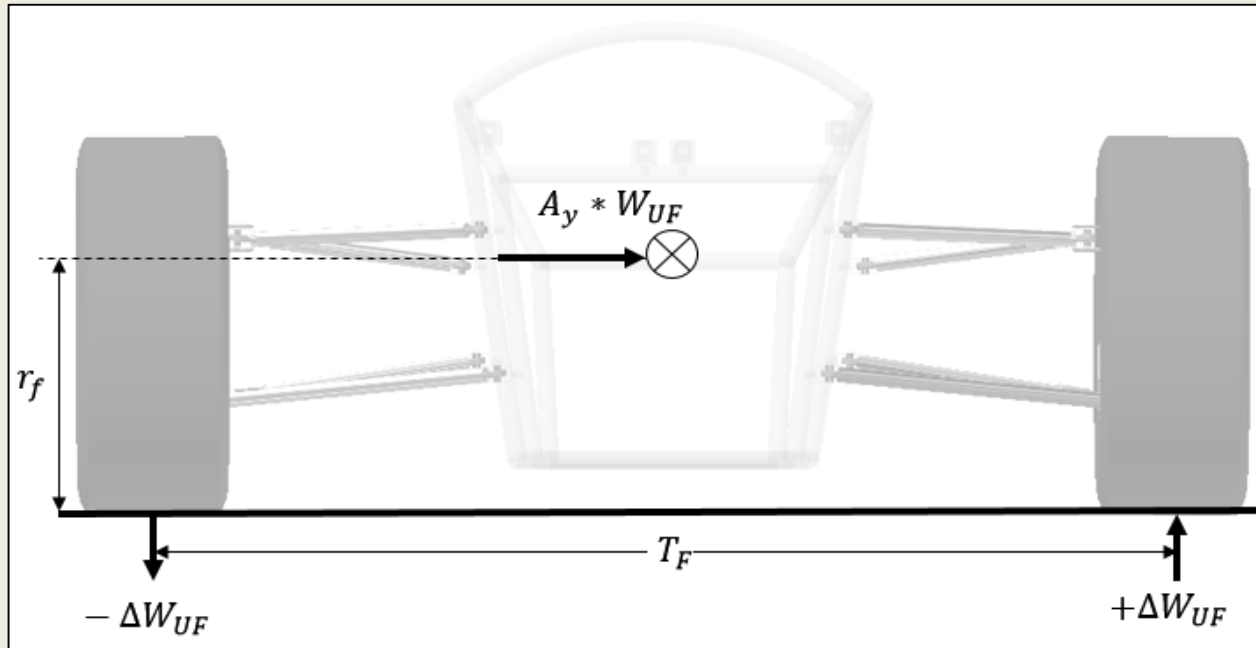
$$W_{RR} = \left(m_{ur} + \frac{m_S * h_S}{L}\right) * 0,5 * 9,81$$

$$W_{RR} = 980.019 \text{ [N]}$$

$$W_{FR} = \frac{9,81 \text{ m/s}^2 (m_{uf} + m_{ur} + m_S)}{2} - W_{RR}$$

$$W_{FR} = 872.109 \text{ [N]}$$

PASO 2: Fuerza lateral de la masa no suspendida



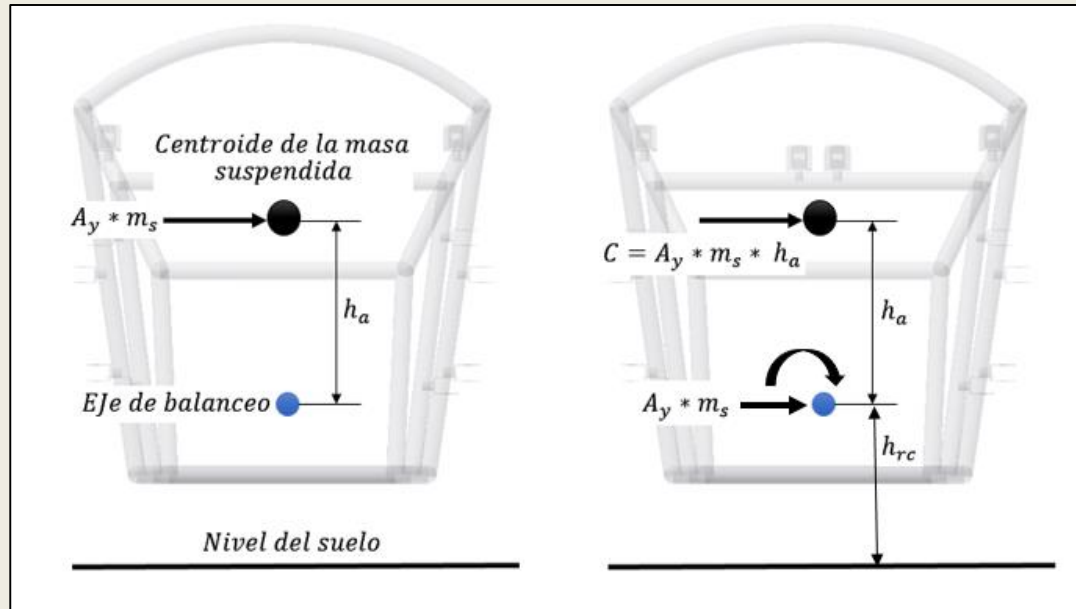
$$W_{uf} = \frac{A_y * m_{uf} * r_f}{T_f}$$

$$W_{uf} = 13,471 \text{ [N]}$$

$$W_{ur} = \frac{A_y * m_{ur} * r_r}{T_r}$$

$$W_{ur} = 15,988 \text{ [N]}$$

PASO 3: Fuerza lateral de la masa suspendida a través de los brazos de suspensión



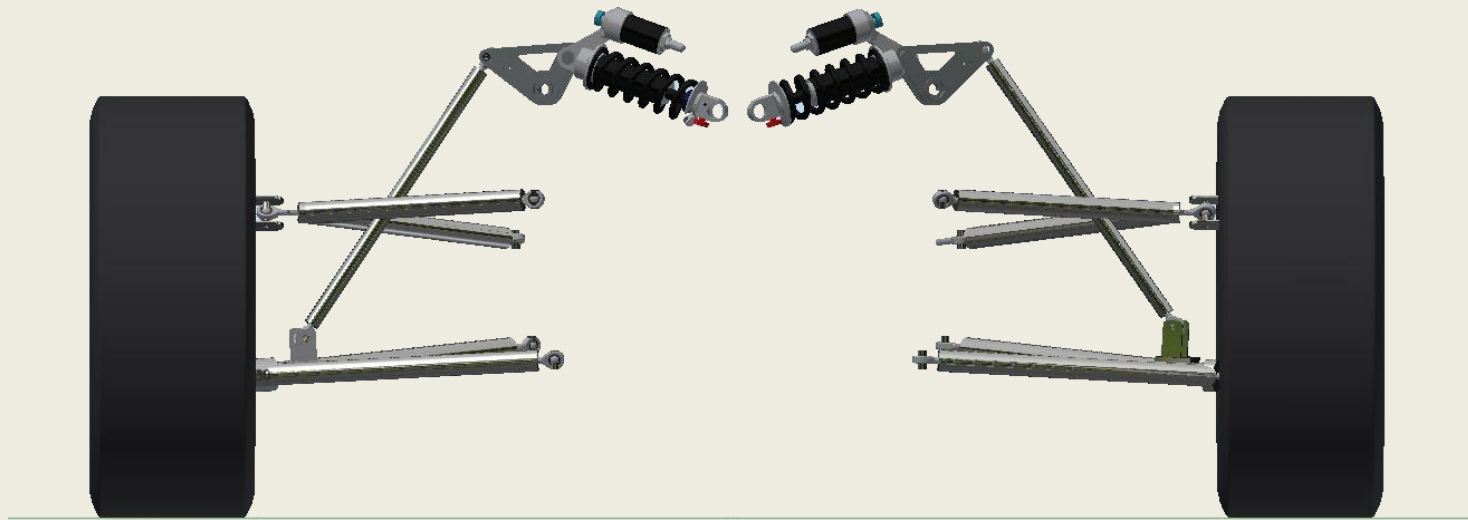
$$W_{sff} = \left(\frac{A_y * 9.81 * m_S * (L - a_s)}{L} \right) * \left(\frac{RC_F}{T_f} \right)$$

$$W_{sff} = 232,62 \text{ [N]}$$

$$W_{sfr} = \left(\frac{A_y * 9.81 * m_S * a_s}{L} \right) * \left(\frac{RC_R}{T_r} \right)$$

$$W_{sfr} = 267,055 \text{ [N]}$$

PASO 4: Fuerza del roll couple de la masa suspendida a través de los resortes.



$$W_{scf} = \left(\frac{K_{\phi f}}{K_{\phi f} + K_{\phi r}} * M_{roll} \right) / T_f$$

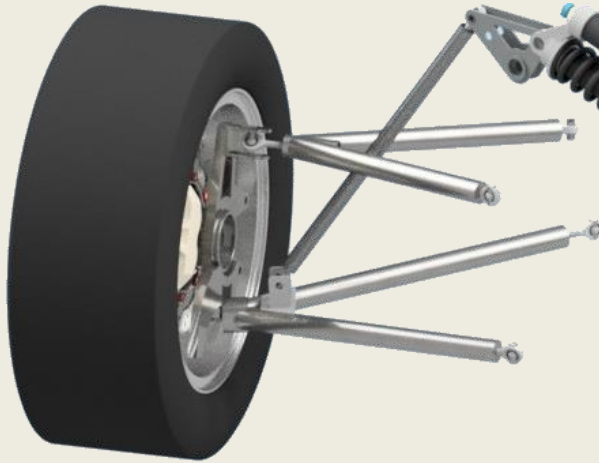
$$W_{scf} = 426.839 [N]$$

$$W_{scr} = \left(\frac{K_{\phi r}}{K_{\phi f} + K_{\phi r}} * M_{roll} \right) / T_r$$

$$W_{scr} = 365.992 [N]$$

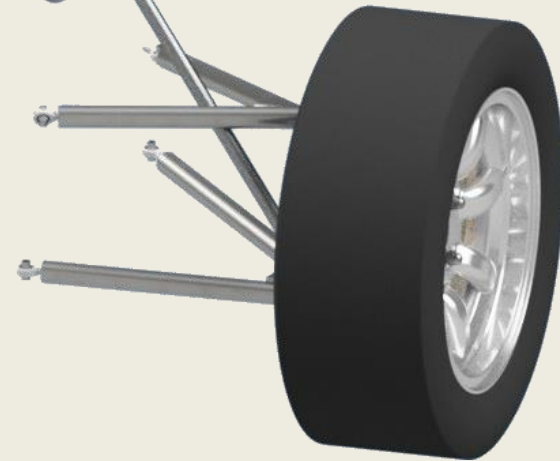
FUERZA RESULTANTES DE UNA CURVA LATERAL – PARTE FRONTAL

Neumatico exterior



$$W_{fo} = 1545.04 [N]$$

Neumatico interior



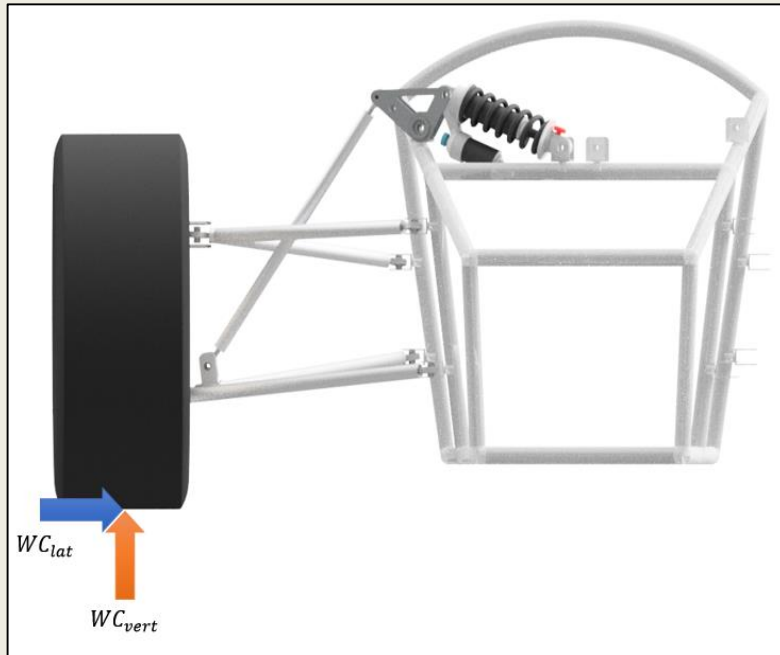
$$W_{fi} = 199.179 [N]$$

Carga de diseño máximo en curva

$$W_{fo} = 1545.04 [N]$$

$$WC_{Vert} = W_{fo} * 1.3$$

$$WC_{Lat} = WC_{Vert} * 1.2$$



$$WC_{Vert} = 2008.55 [N]$$

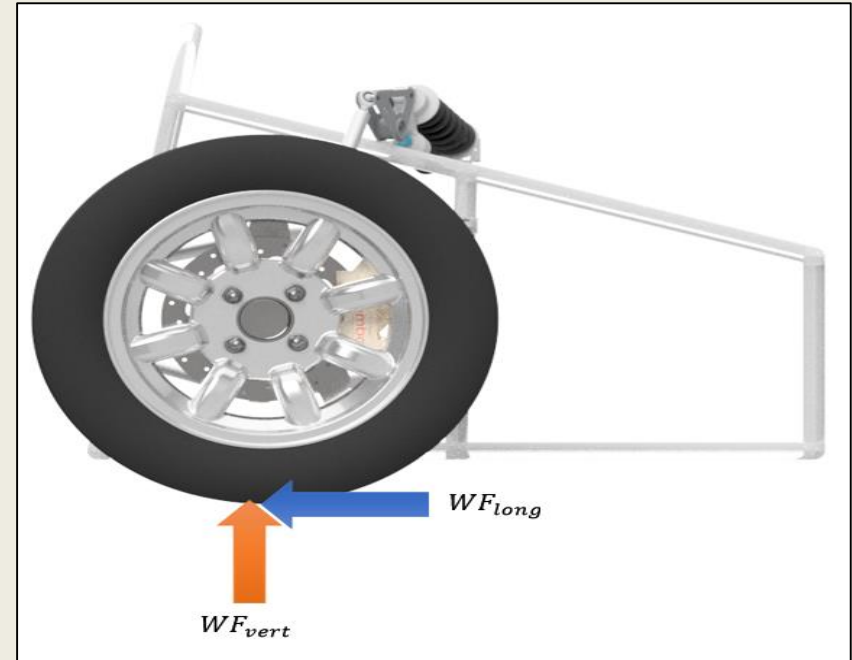
$$WC_{Lat} = 2410.26 [N]$$

Carga de diseño en frenado máximo

$$W_{FR} = 1448.15 [N]$$

$$WF_{Vert} = W_{FR} * 1.3$$

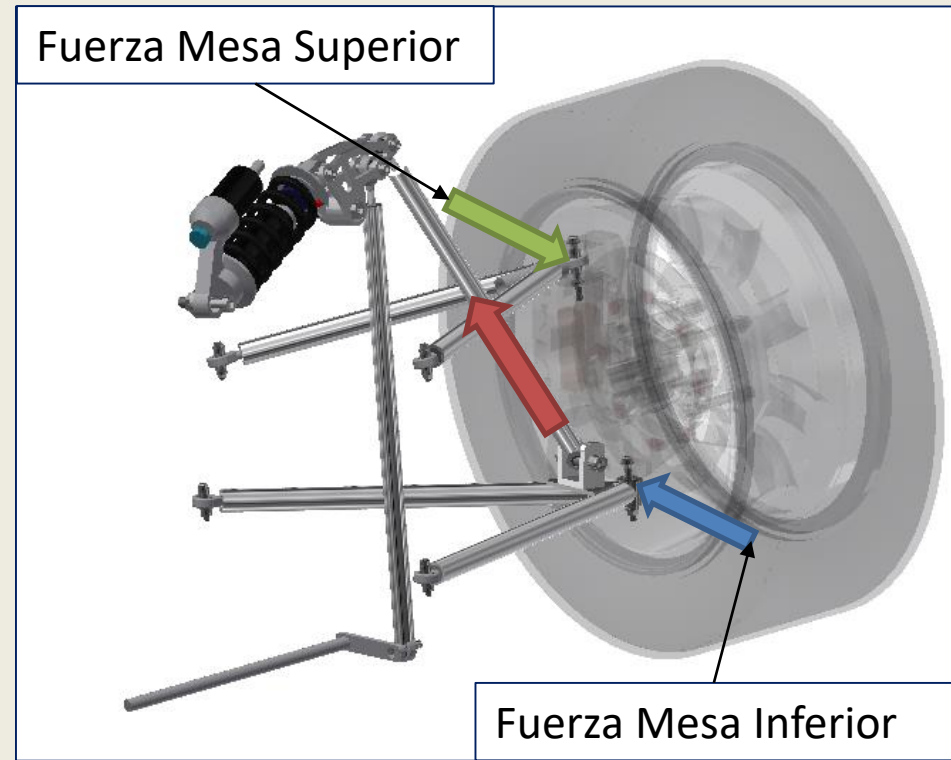
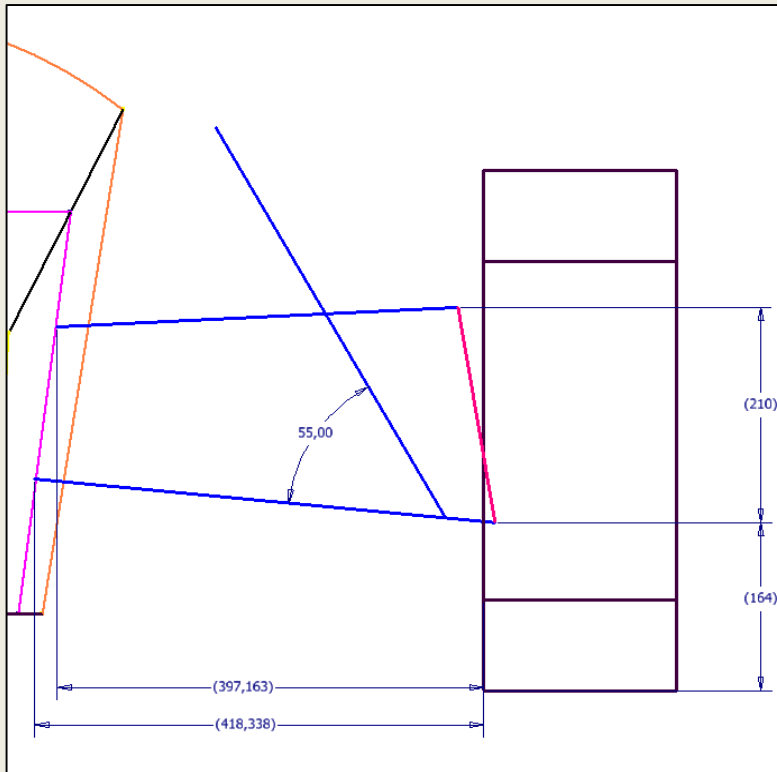
$$WF_{Long} = WF_{Vert} * 1.2$$



$$WF_{Vert} = 1882.59 [N]$$

$$WF_{Long} = 2259.11 [N]$$

Fuerzas en las mesas de suspension – Caso frenado máximo

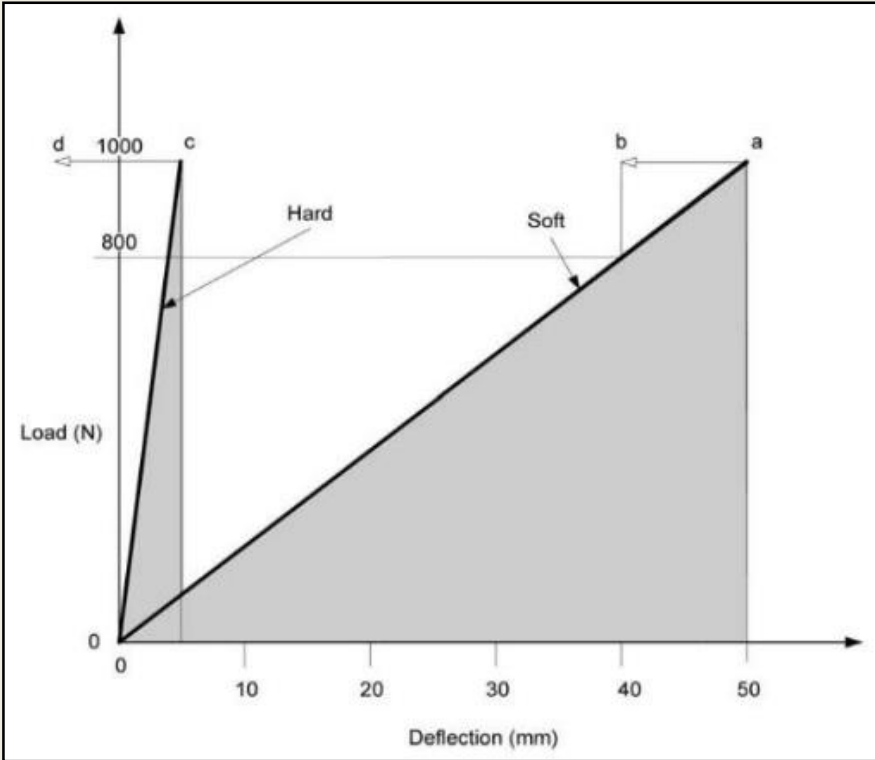


$$F_{pushrod} = 2298.22 [N]$$

$$FF_{top} = 1764.26 [N]$$

$$FF_{bottom} = 4023.37 [N]$$

Suspensión dura o suave?



Suave

(Calzada con baches)

- Mayor agarre del neumático a la calzada
- Mayor tiempo de reacción ante cambios de dirección o de aceleración/frenada.
- Comodidad
- Carga barra Push = 1000 N
- $K_s = 20N/mm \rightarrow 50mm$

Dura

(Calzada lisa)

- Mejor maniobrabilidad, aceleración y frenado.
- Menor absorción de irregularidades de la calzada.
- A esfuerzos extremos (ruedas estarán un mayor tiempo sin tracción).
- Poca o escasa comodidad.
- Carga barra Push = 1000 N
- $K_s = 200N/mm \rightarrow 5mm$

Constante de dureza del neumático (KT)



TIRE SIZE: 20.5 x 7.0 - 13 C2500

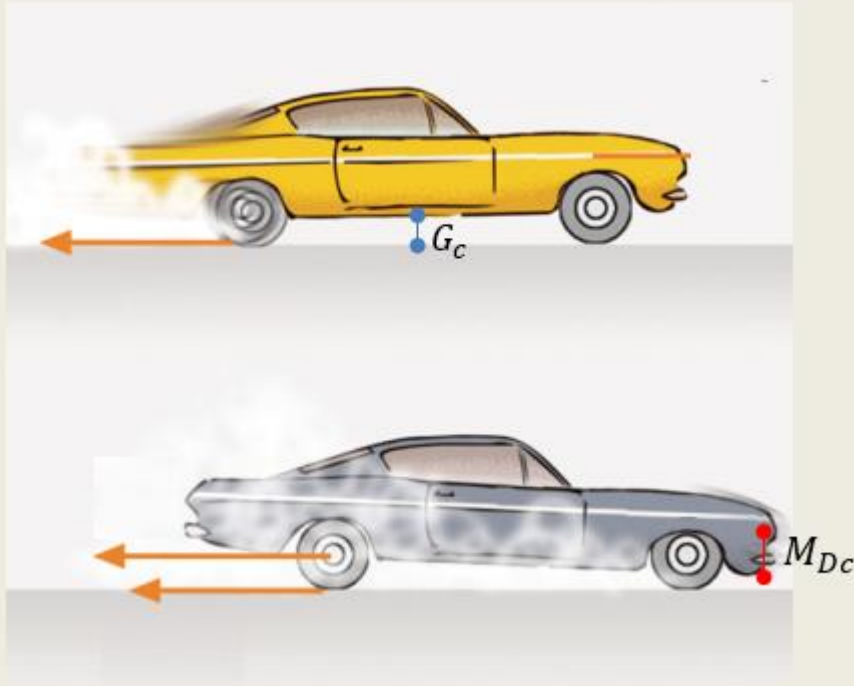
COMPOUND = R25B

RIM WIDTH = 6"

PRELOAD = 0

	ACTUAL LOAD	STATIC SPRING RATE (lbs/in)
AIR = 14 PSI	200 lbs.	961.06 lbs.
	300 lbs.	1083.62 lbs.
	400 lbs.	1104.34 lbs.
AIR = 16 PSI	200 lbs.	1053.66 lbs.
	300 lbs.	1222.01 lbs.
	400 lbs.	1260.39 lbs.
AIR = 18 PSI	200 lbs.	1130.16 lbs.
	300 lbs.	1364.19 lbs.
	400 lbs.	1419.30 lbs.

Transferencia del peso al tomar una curva



$$G_c = 62.5 \text{ mm}$$

$$M_{Dc} = 40 \text{ mm}$$

Donde:

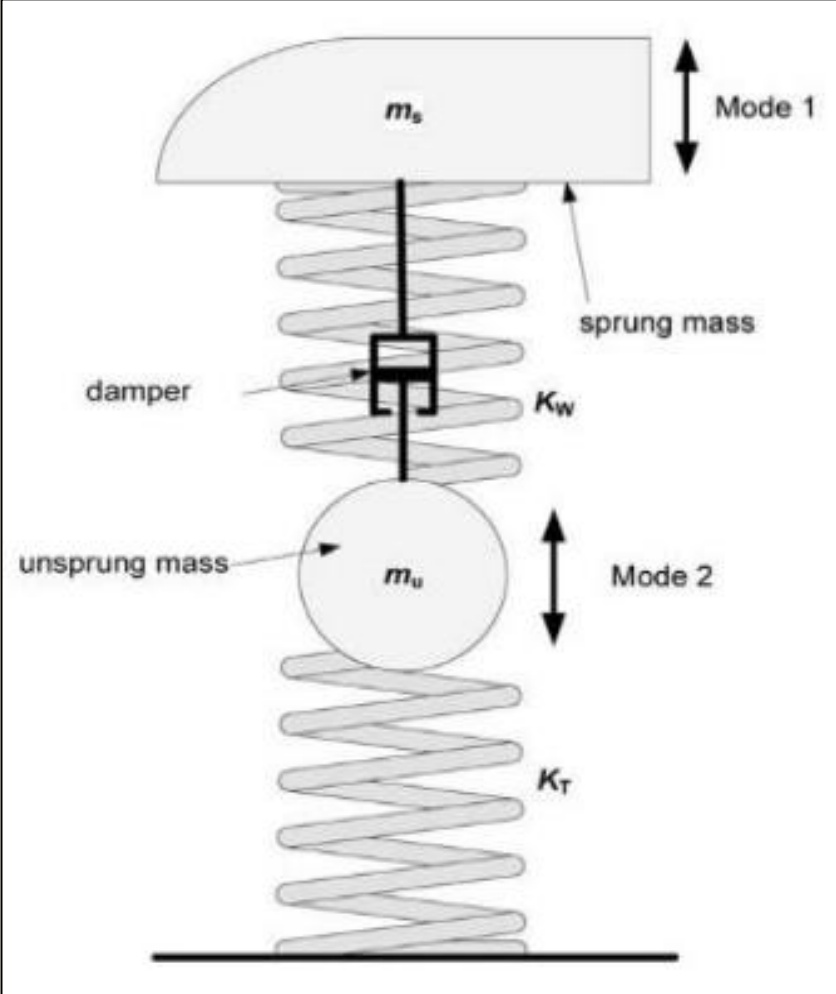
W_{tc} = Transferencia del peso al tomar una curva (mm).

G_c = Distancia desde el piso hasta la parte baja del chasis (mm).

M_{Dc} = Movimiento dinámico del chasis (mm).

$$G_c = W_{tc} + M_{Dc}$$

$$W_{tc} = G_c - M_{Dc} = 22.5 \text{ [mm]}.$$



$$K_R = \frac{W_t}{W_{tc}} = 19.2577 \text{ [N/mm]}$$

$$K_T = 248.56 \text{ [N/mm]}$$

$$K_W = \frac{K_R * K_T}{(K_T - K_R)} = 20.8751 \text{ [N/mm]}$$

Donde:

W_t = Resultante de la transferencia de peso (N).

C_f = Resistencia hacia el frente del roll couple (Nm).

T_f = Ancho de vía frontal (m).

K_W = Constante de rigidez combinada o velocidad de desplazamiento (N/mm).

K_R = Constante de rigidez del vehículo (N/mm).

K_T = Dureza del neumático (N/mm).

$$W_{tc} = G_c - M_{DC} = 22.5 \text{ [mm]}.$$

$$W_t = \frac{C_f}{T_f} = 422.174 \text{ [N]}.$$



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

Frecuencia Natural – Masa suspendida y no suspendida



$$f_s = \frac{1}{2\pi} * \sqrt{\frac{K_R * 1000}{m_f}}$$

$$f_s = 2.62299 \text{ [Hz]}$$

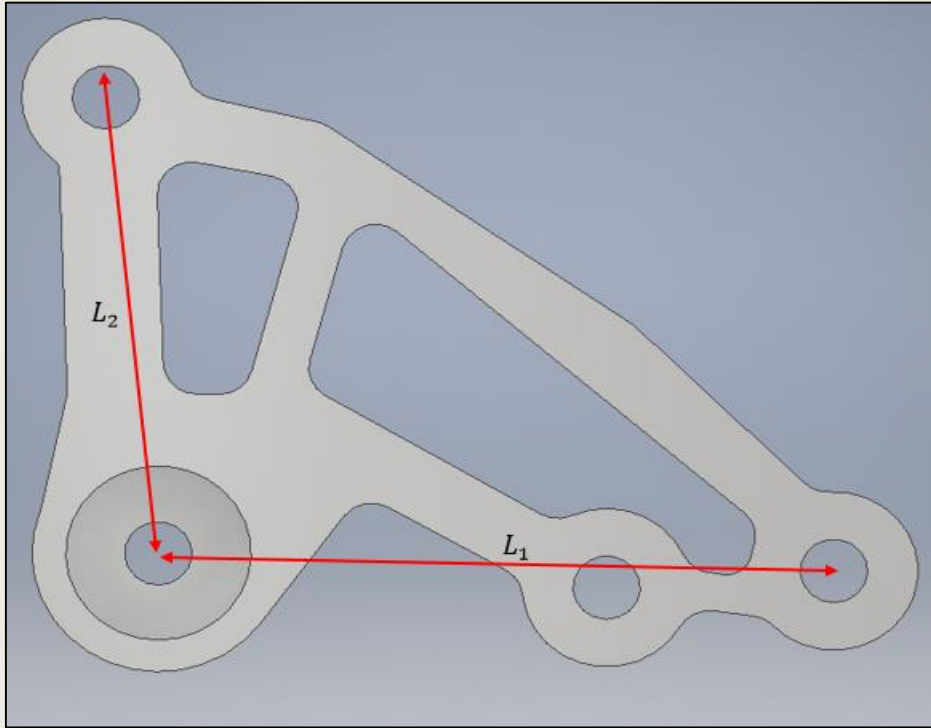
$$f_u = \frac{1}{2\pi} * \sqrt{\frac{(K_W + K_T) * 1000}{m_u}}$$

$$f_u = 18.7853 \text{ [Hz]}.$$

m_f = Masa suspendida de la esquina frontal del vehículo (Kg).

m_u = Masa no suspendida de la esquina del vehículo (Kg).

Resorte



$$R_m = \frac{L_1}{L_2} = 1.379$$

$$K_S = R_m^2 * K_W = 38.6118 \text{ [N/mm]}$$

$$I_c = \frac{m_f * g}{K_W} = 33.391 \text{ [mm]} .$$

$$F_R = K_S * I_c = 1289.29 \text{ [N]} .$$

Donde:

R_m = Relación de movimiento del rocker con respecto a la barra push.

K_W = Rigidez combinada o velocidad de desplazamiento (N/mm).

I_c = Compresión inicial del resorte (mm).

m_f = Masa suspendida de la esquina frontal del vehículo (Kg).



Cálculo del Resorte – Con K_s dada por el fabricante.



$$K_s = 550 [lb/in] \rightarrow 96.319 [N/mm].$$

$$I_c = F_R / K_s = 13.39 [mm].$$

$$T_N = G_c + I_c = 75.89 [mm].$$

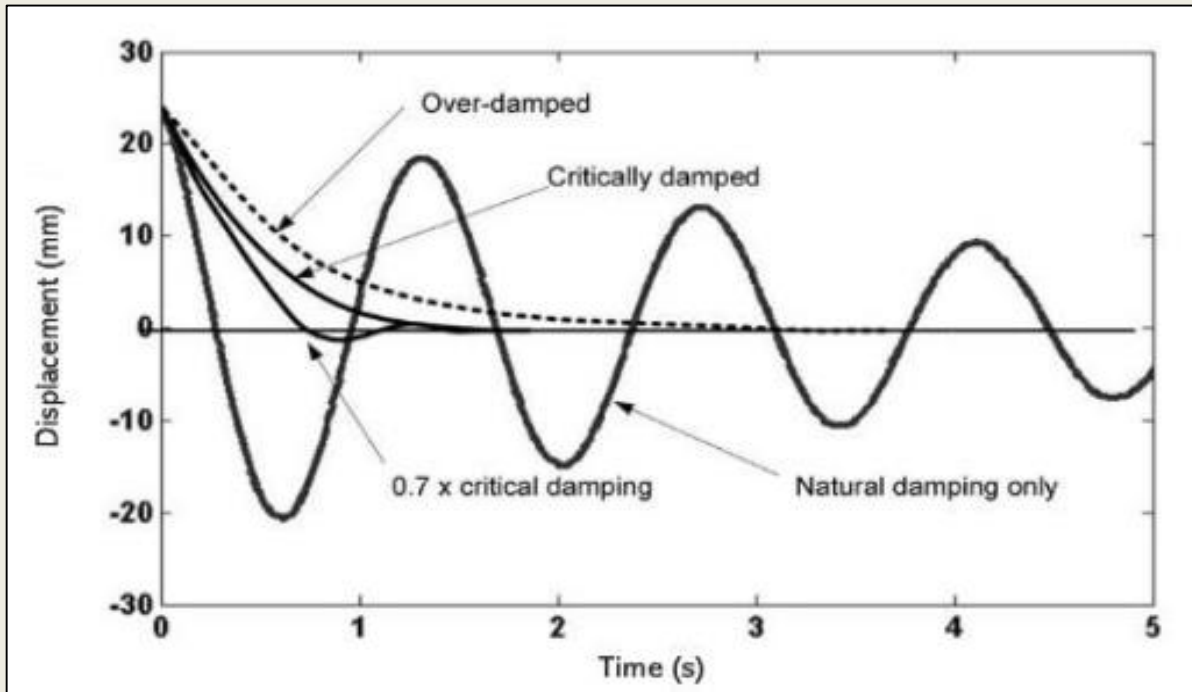
$$T_R = \frac{T_N}{R_m} = 55.02 [mm].$$

$$L_R = T_R * 2 = 110 [mm].$$

$$F_{Rmax} = K_s * T_R / 2 = 2649.73 [N].$$

$$F_R = 1289.29 [N].$$

Amortiguador



$$C_{crit} = 4 * \pi * m_f * f_s * R_m^2$$

$$C_{crit} = 4331.98 [N/m/s]$$

$$C_{dam} = \zeta * C_{crit}$$

$$C_{dam} = 3032.39 [N/m/s]$$

$$C_{crit} = 4 * \pi * m_u * f_u * R_m^2$$

$$C_{crit} = 8941.56 N/m/s$$

$$\zeta = \frac{C_{dam}}{C_{crit}}$$

$$\zeta = 0.339134$$

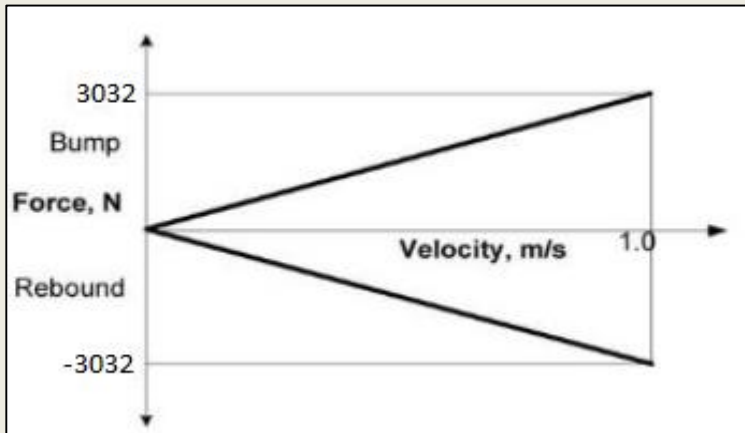
C_{crit} = Coeficiente de amortiguación crítico (N/m/s).

C_{dam} = Relación del coeficiente de amortiguamiento de la masa suspendida. (N/m/s).

ζ = Coeficiente de amortiguamiento (0.7).

m_f = Masa suspendida de una esquina frontal del vehículo (Kg).

m_u = Masa no suspendida de una esquina frontal del vehículo (Kg).

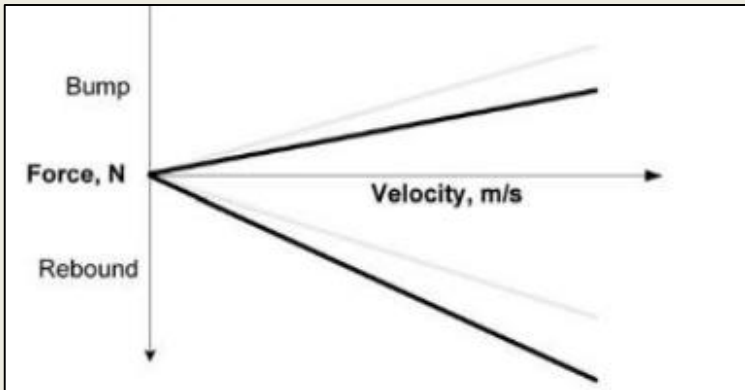


Bump (compresión) en baja frecuencia.

$$B_c = \frac{2}{3} * C_{dam} = 2021.59 [N/m/s].$$

Rebound (Tensión) en baja frecuencia.

$$R_T = \frac{3}{2} * C_{dam} = 4548.58 [N/m/s].$$

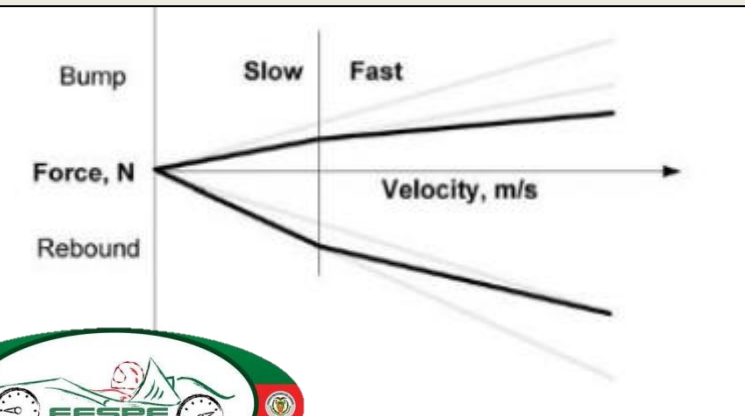


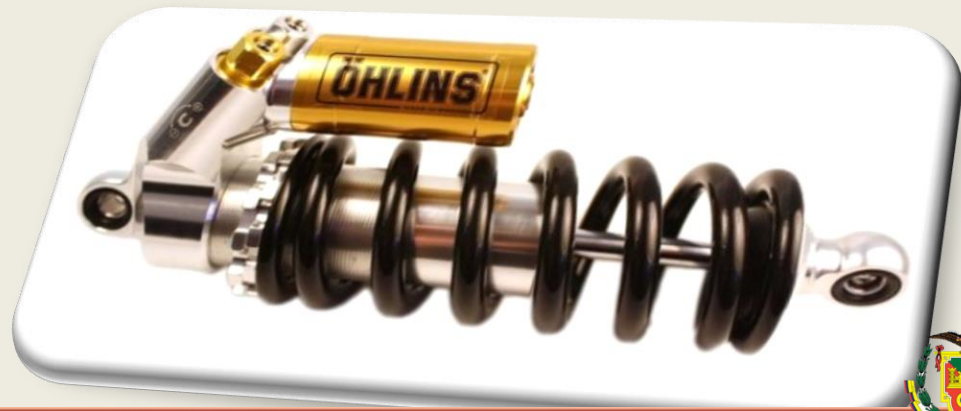
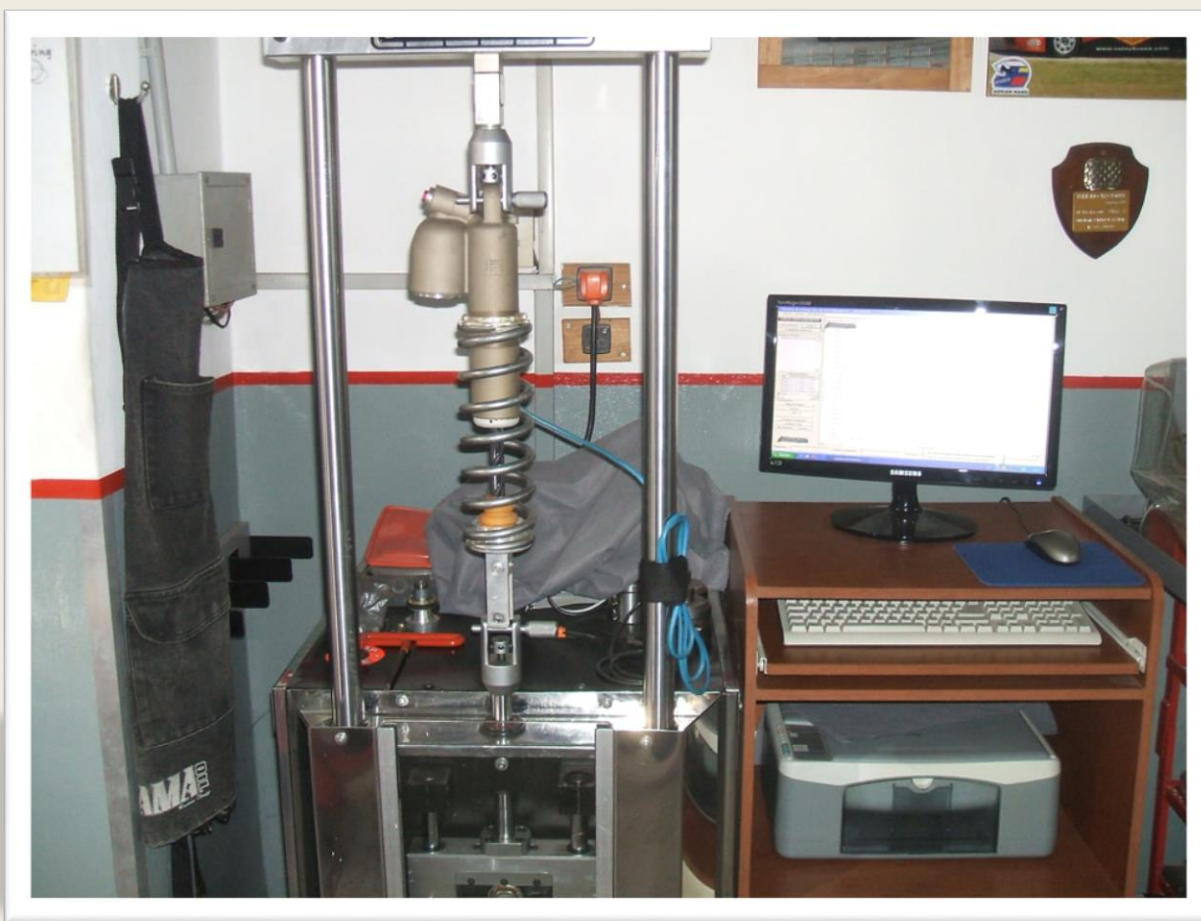
Bump (Compresión) en alta frecuencia.

$$B = \frac{1}{2} * B_c = 1010.8 [N/m/s].$$

Rebound (Tensión) en alta frecuencia.

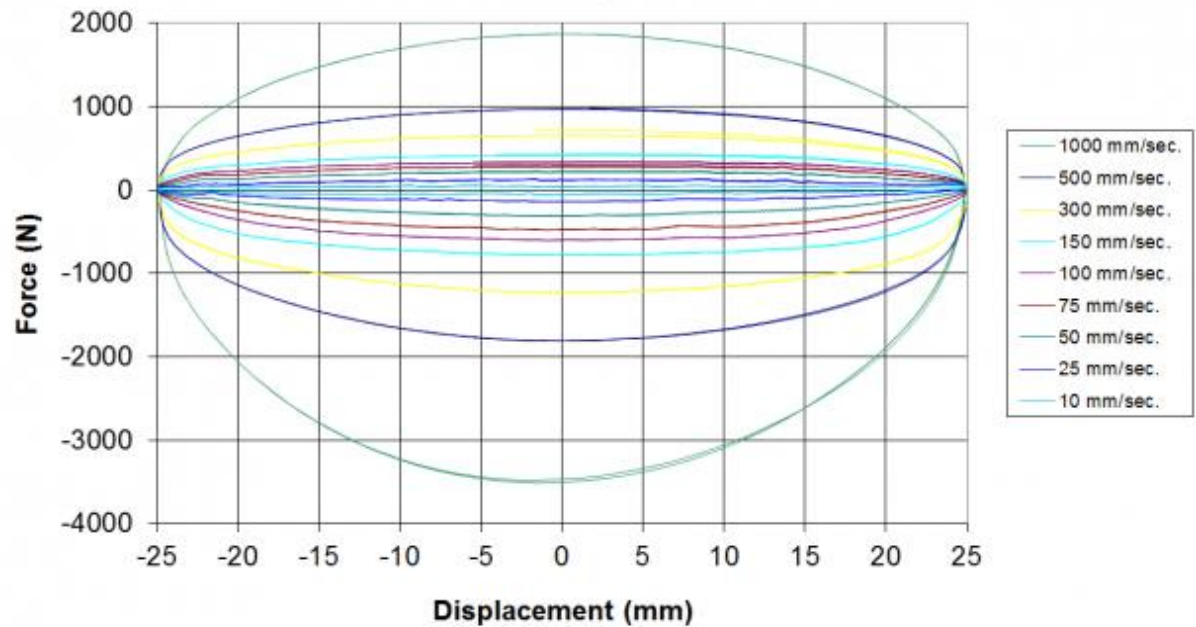
$$R = \frac{1}{2} * R_T = 2274.29 [N/m/s].$$



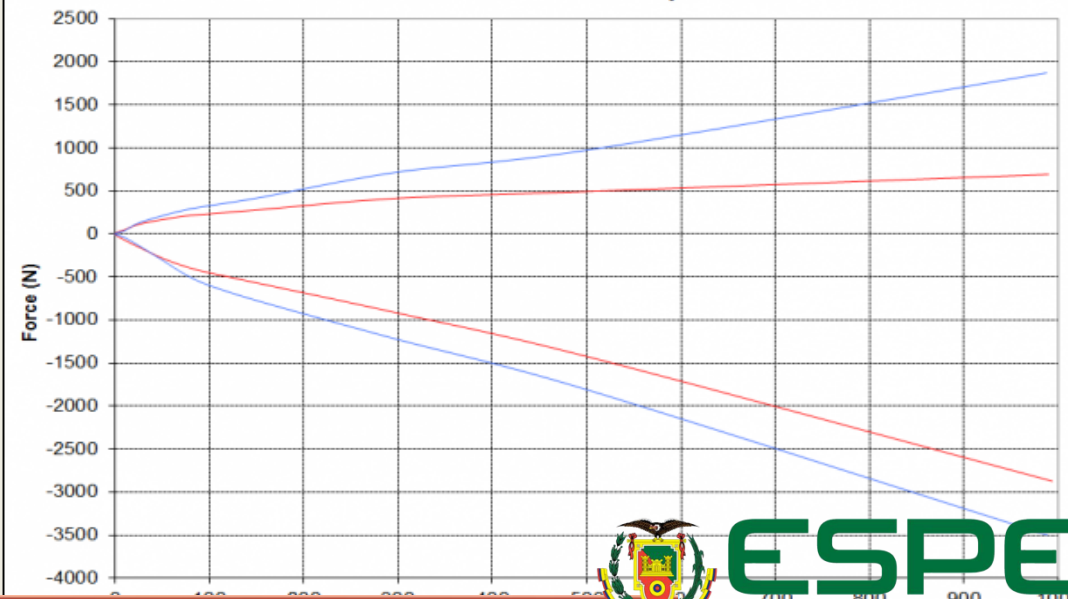


ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

Continuous Velocity Plots (CVP), Gas Force Removed
Front Dampers

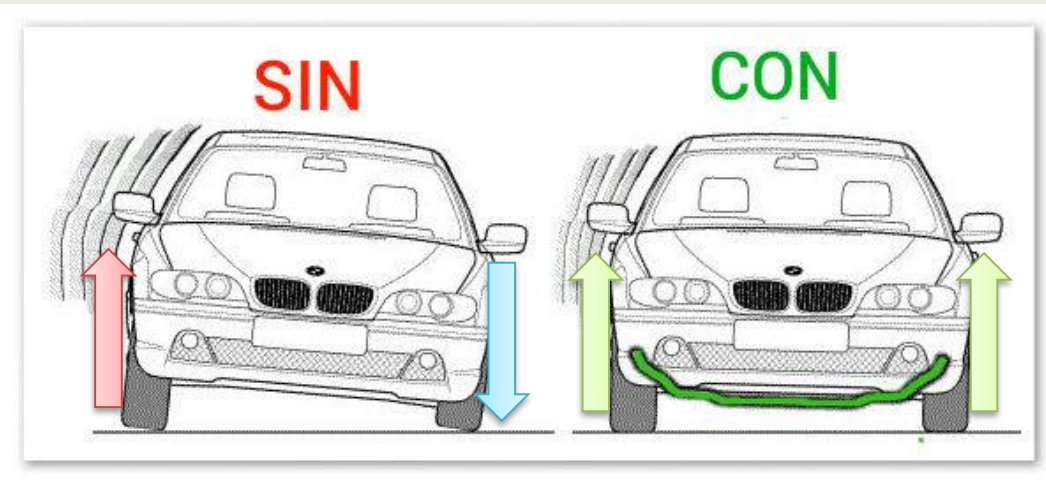


Peak Velocity Plots (PVP), Gas Force Removed
Front and Rear Dampers



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

Barra Estabilizadora



Minimiza la inclinación lateral que sufre el vehículo en las curvas al estar sometido a la fuerza centrípeta.

Comportamiento de la barra estabilizadora, en el momento de que un vehículo se encuentra en una curva.



Barra Estabilizadora

Las medidas de la barra estabilizadora implementada en el prototipo Fespe 2012 son:

Diámetro inicial de la barra estabilizadora=25.4mm ->
Diámetro ideal=12mm.

Longitud total de la barra estabilizadora=500mm.

Longitud media de la barra estabilizadora=250mm.

$$K_{We} = K_W * 0.5 = 10.1477 \text{ [N/mm]}$$

$$R_m = \frac{T_N}{L_3} = 1.7983$$

$$K_{arb} = K_{We} * R_m^2 = 32.816 \text{ N/mm}$$

Datos:

$$G = 79300 \text{ N/mm}^2.$$

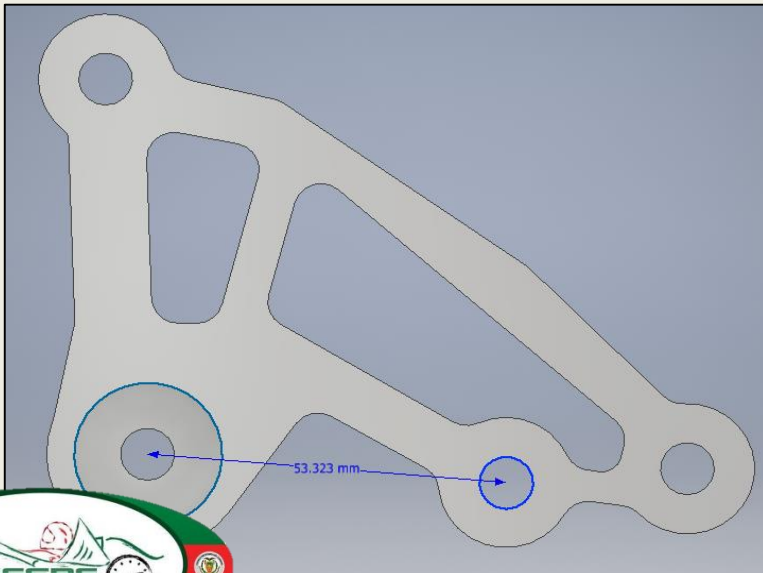
$$E = 207000 \text{ N/mm}^2.$$

$$D = 12 \text{ mm.}$$

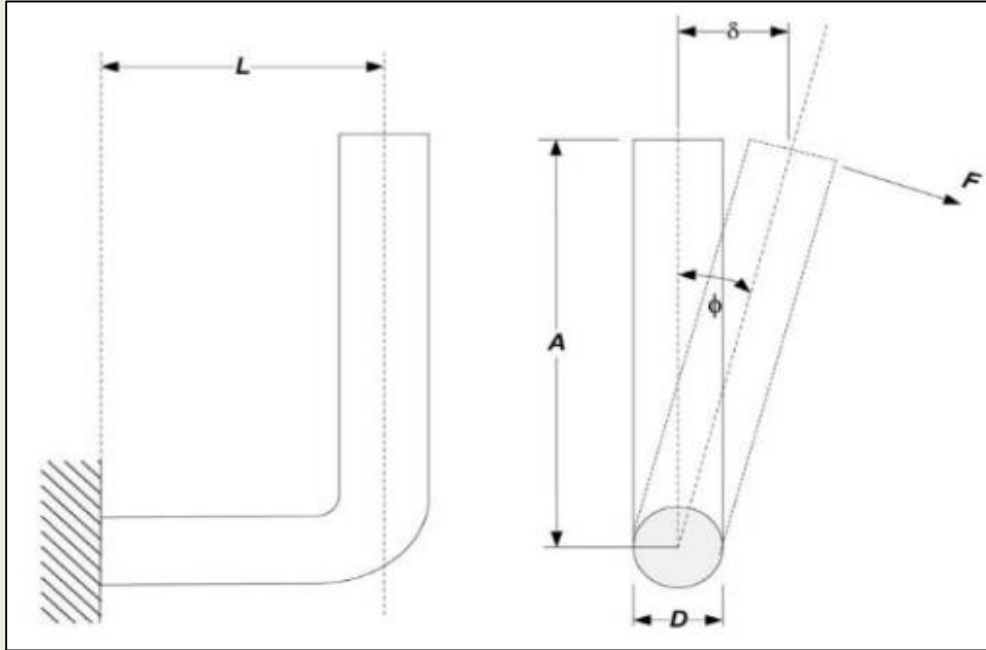
$$L = 250 \text{ mm.}$$

$$A = 140 \text{ mm.}$$

$$h = 20.5 \text{ mm.}$$



Cálculo de la Barra Estabilizadora



$$K_{bar} = \frac{\pi * G * D^4}{32 * L * A^2} = 32.9459 [N/mm]$$

$$K_{arm} = \frac{3 * E * A * h^3}{12 * A^3} = 22746.6 [N/mm]$$

$$K_{arb} = \frac{K_{arm} * K_{bar}}{K_{arm} + K_{bar}} = 32.8983 [N/mm].$$

$$\delta = \frac{T_N/2}{R_m} = 21.10 [mm].$$

$$\tau = \frac{16 * K_{arb} * \delta * A}{\pi * D^3} = 286.4363 [N/mm^2].$$

$$F = K_{arb} * \delta = 694.154 [N].$$

G = Módulo de Rigidez (N/mm^2).

E = Módulo de Elasticidad (N/mm^2).

K_{arb} = Constante de rigidez de la barra estabilizadora (N/mm).

K_{arm} = Constante de rigidez del brazo (N/mm).

K_{bar} = Constante de rigidez de la barra (N/mm).

δ = Movimiento de la barra de torsión (mm).

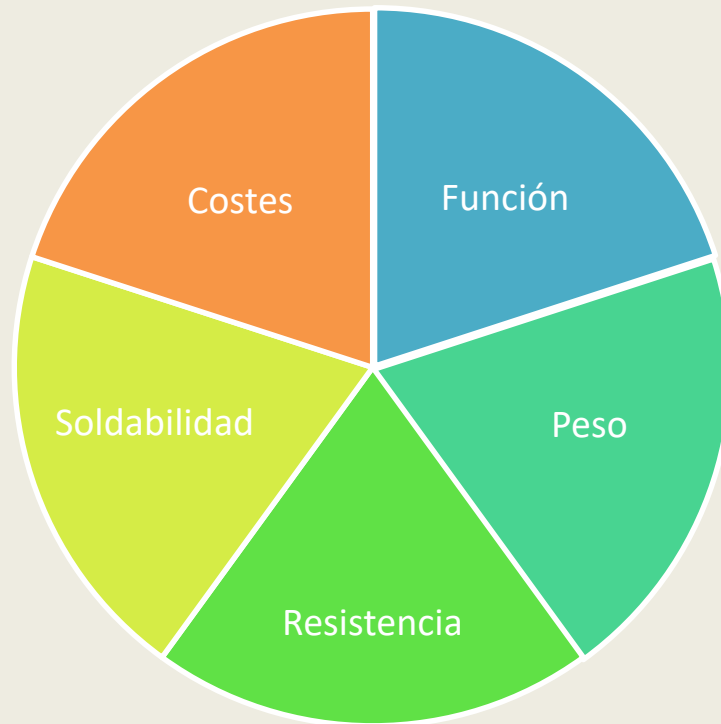
Matriz de selección para el material

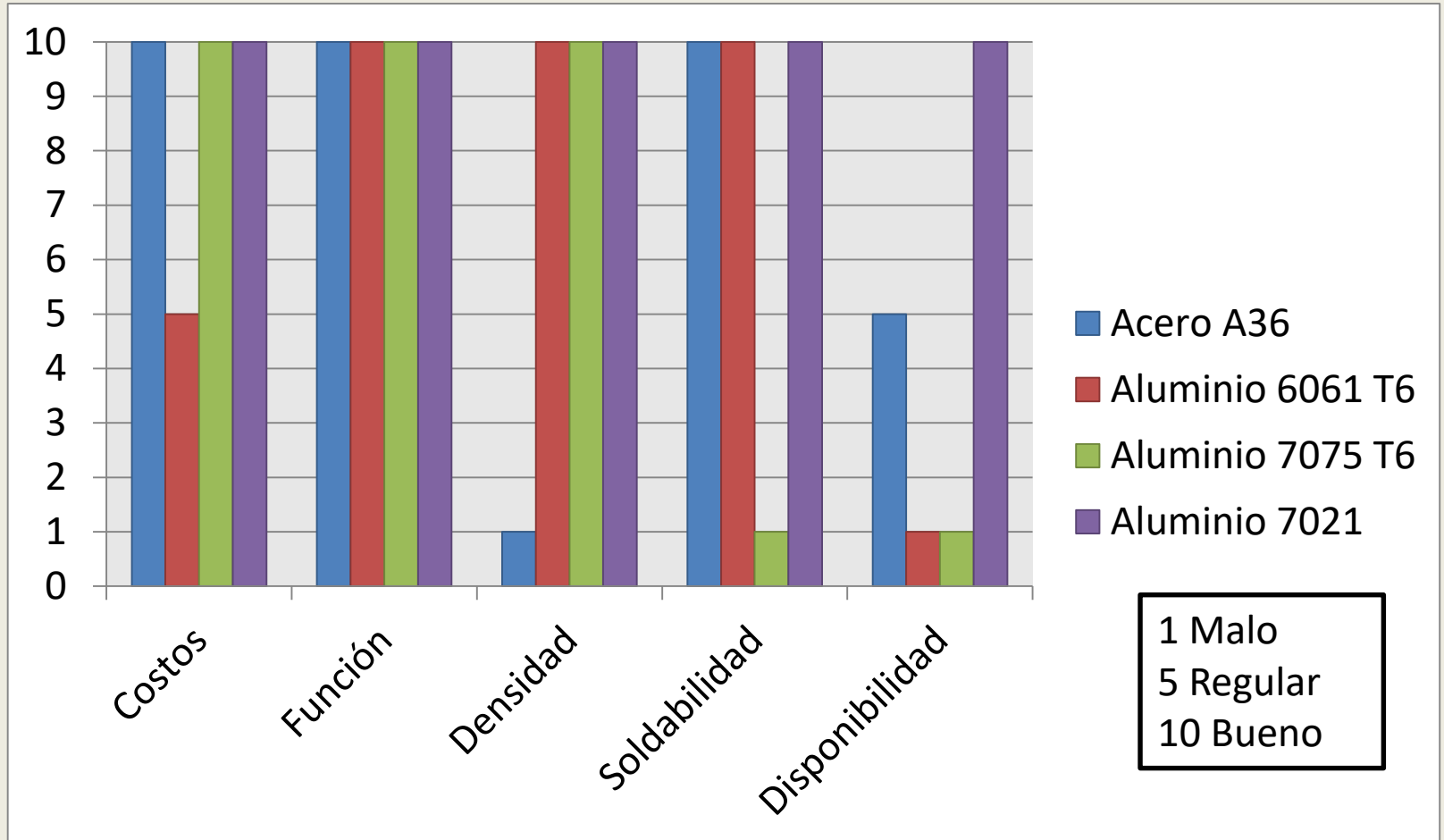
Factores de selección	FP	Aluminio 2014	Aluminio 6061 T6	Aluminio 6063 T6
Ligero	0.3	X	X	X
Mayor resistencia	0.2	-	X	-
Soldabilidad	0.1	-	X	X
Perfil tubular	0.1	-	X	X
Disponibilidad	0.2	X	-	-
Costo	0.1	-	-	-
	Σ	0.5	0.7	0.5



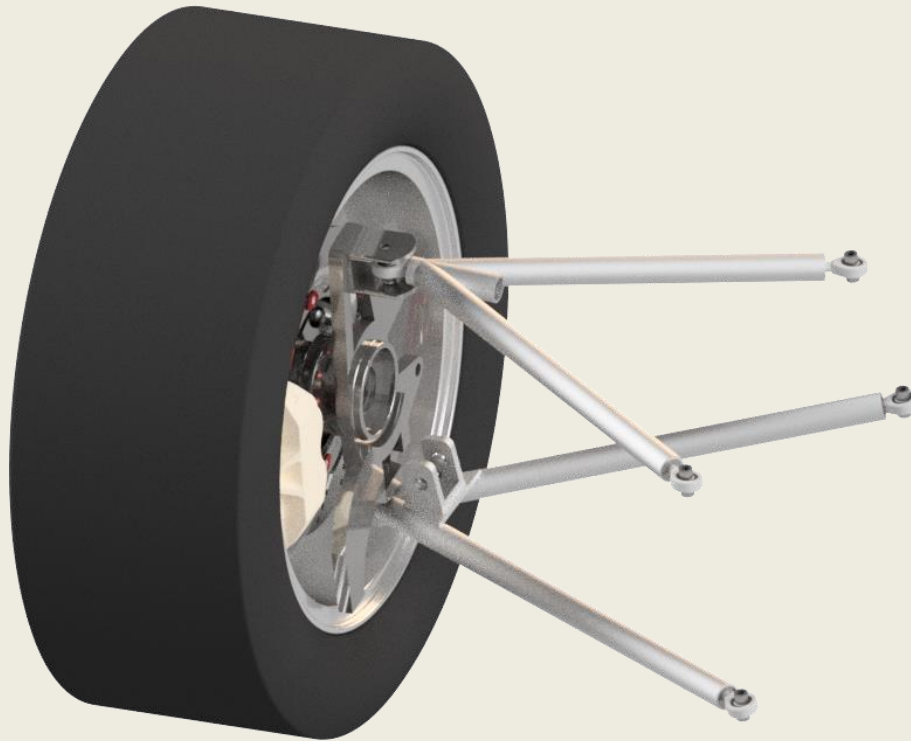
ELECCIÓN DE MATERIAL

Los criterios de evaluación para seleccionar el material y geometría a usar en la mangueta son los listados a continuación, nos ayudaran a seleccionar por medio de una matriz de selección la opción más indicada que cumple de mejor manera todos los parámetros.





PROPIEDADES DEL MATERIAL



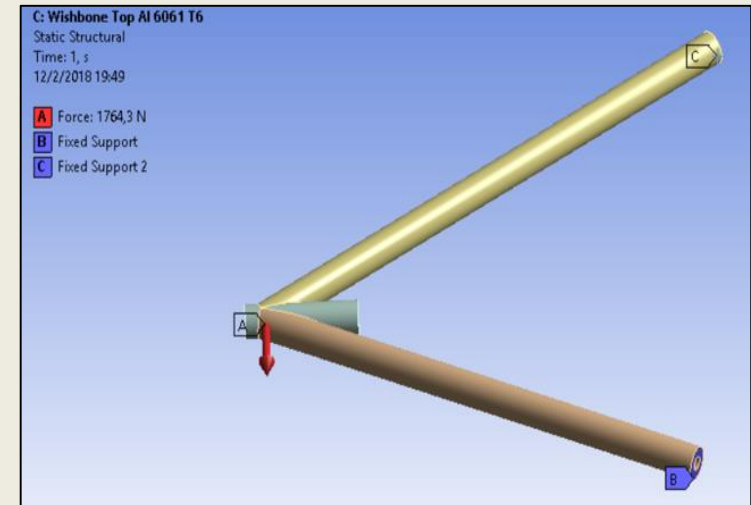
Diámetro = 19 mm

Al 6061-T651	Propiedades
Modulo de Young	68,9 Gpa
Densidad	2,7 g/cc
Resistencia a la tracción	276 Mpa
Resistencia ultimo a la tracción	310 MPa

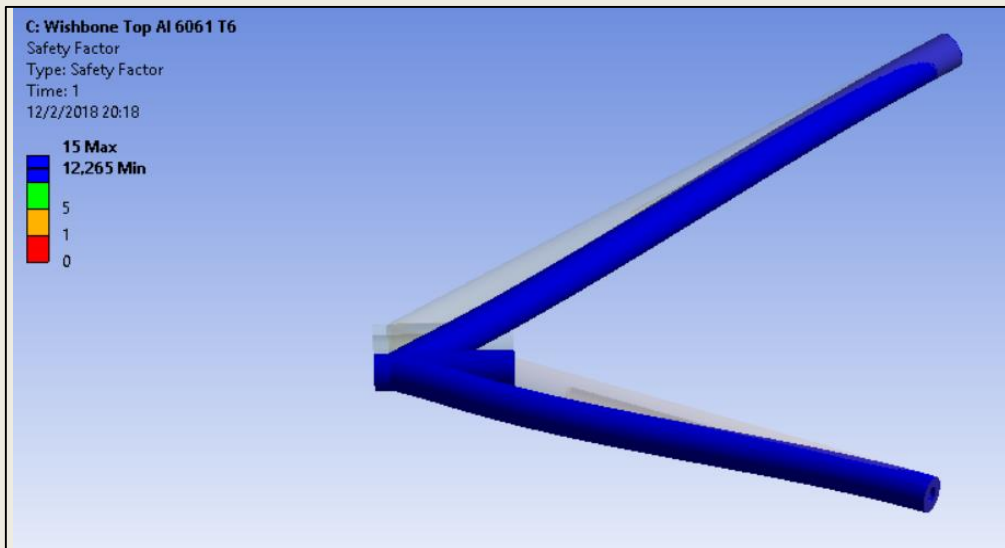
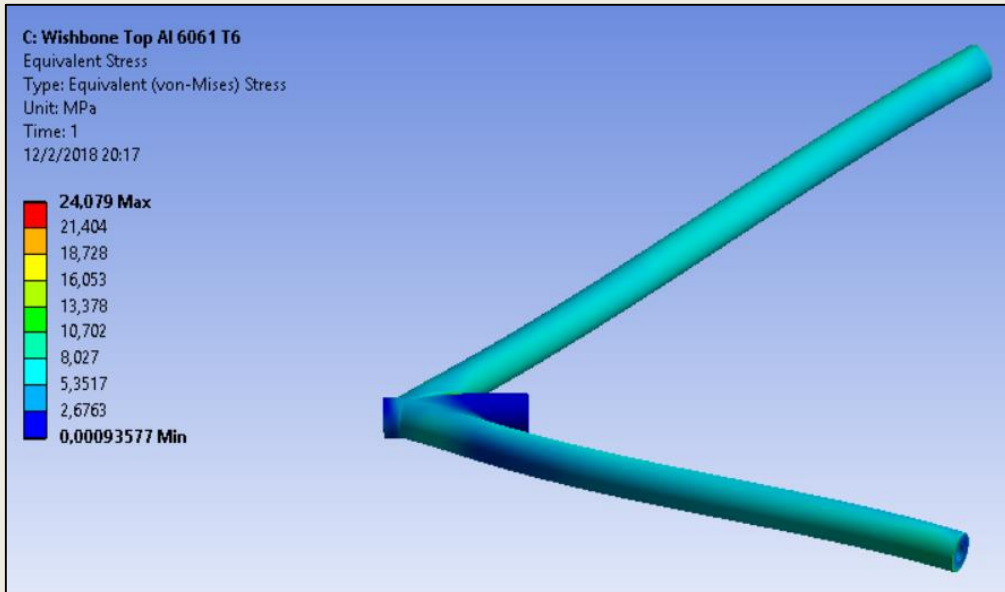
Análisis de la mesa superior

Caso frenado máximo

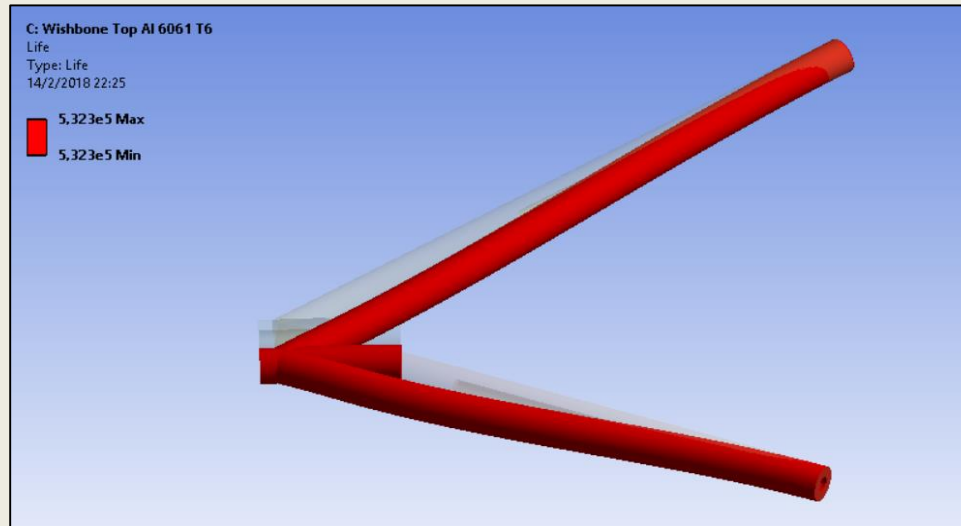
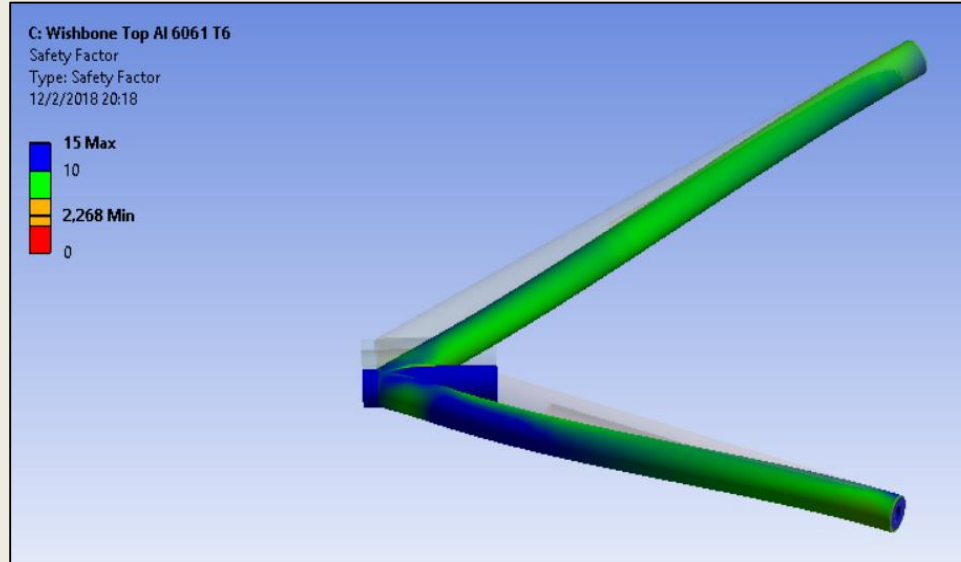
Quality			
Check Mesh Quality	Yes, Errors		
Error Limits	Standard Mechanical		
Target Quality	Default (0.050000)		
Smoothing	Fine		
Mesh Metric	Skewness	Orthogonal Quality	Jacobian Ratio (Corner Nodes)
Min	8,6483e-011	2,6515e-004	-1,
Max	0,99973	0,9977	1,
Average	0,20135	0,79667	0,96766
Standard Deviation	0,14021	0,13886	5,5205e-002



Análisis estático



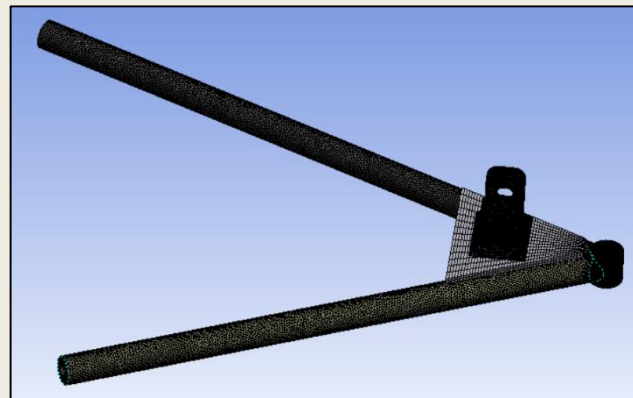
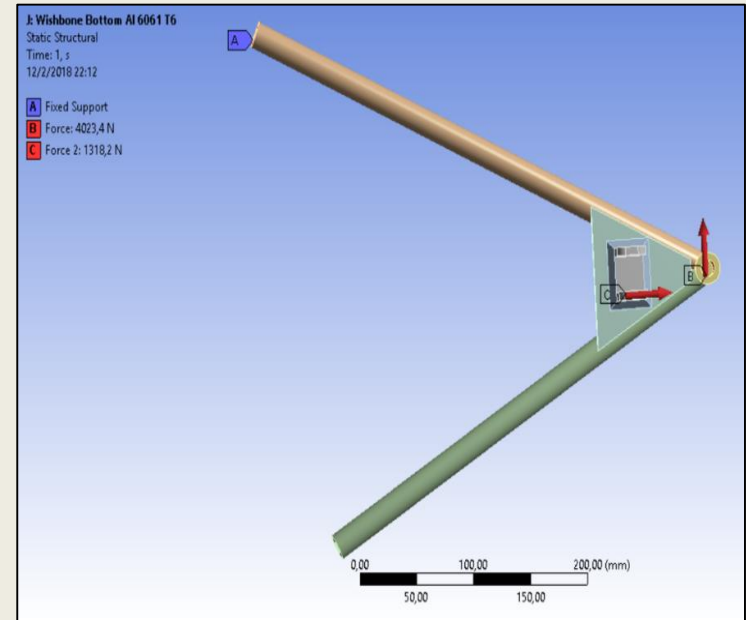
Análisis de fatiga



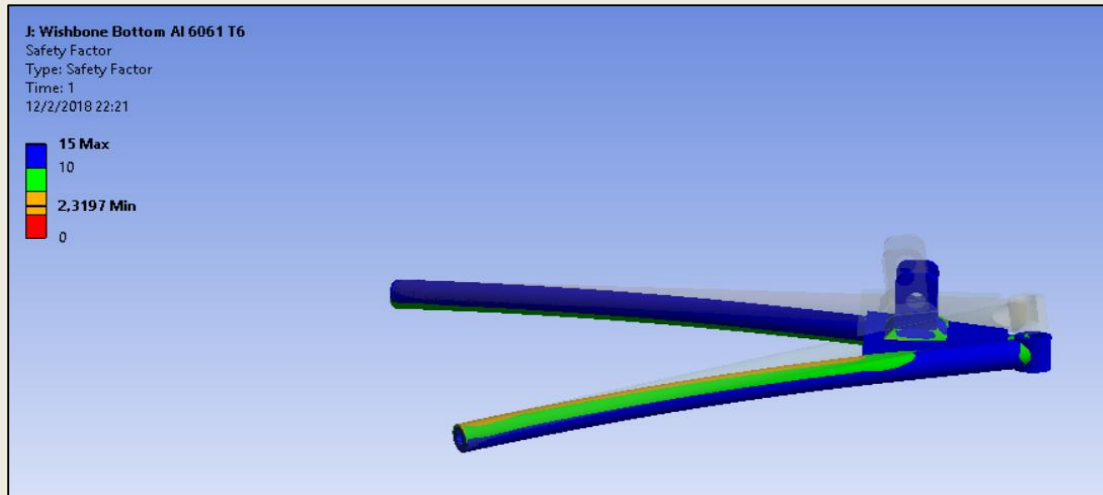
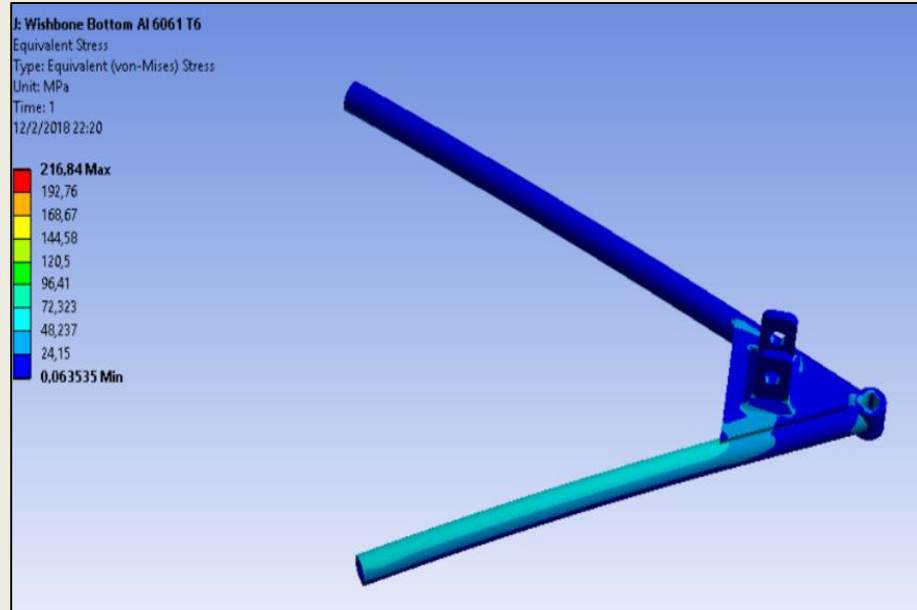
Análisis de la mesa inferior

Caso frenado máximo

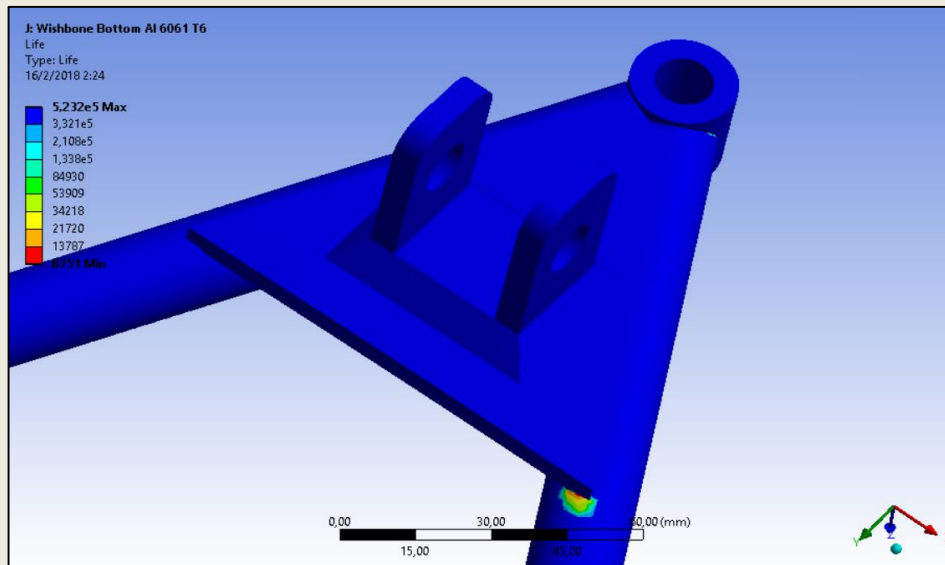
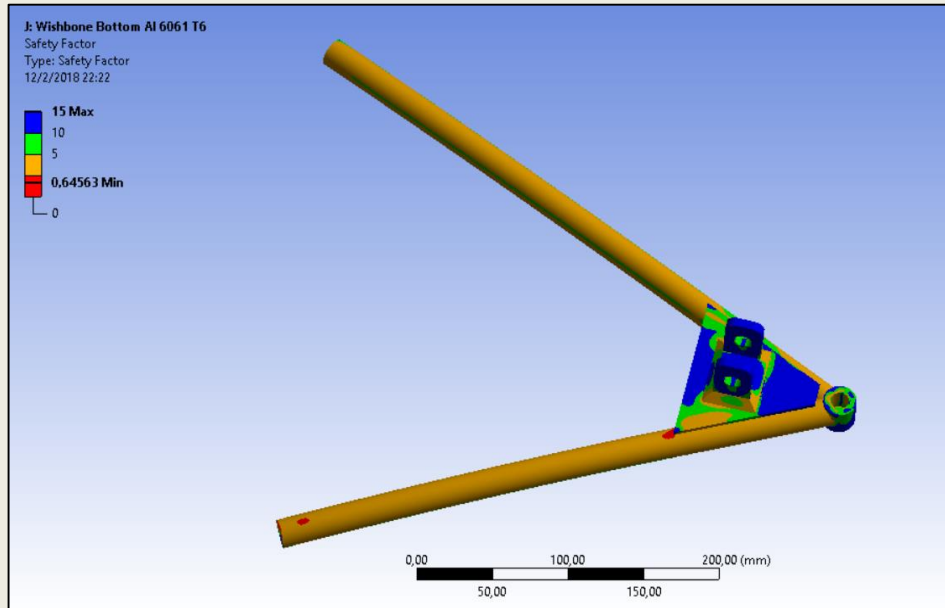
Quality			
Check Mesh Quality	Yes, Errors		
Error Limits	Standard Mechanical		
Target Quality	Default (0.050000)		
Smoothing	Fine		
Mesh Metric	Skewness	Orthogonal Quality	Jacobian Ratio (Corner Nodes)
Min	5,0384e-007	3,3075e-003	7,8728e-002
Max	0,99669	0,99682	1,
Average	0,24979	0,74802	0,96846
Standard Deviation	0,14436	0,1423	6,4732e-002



Análisis estático



Análisis de fatiga



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

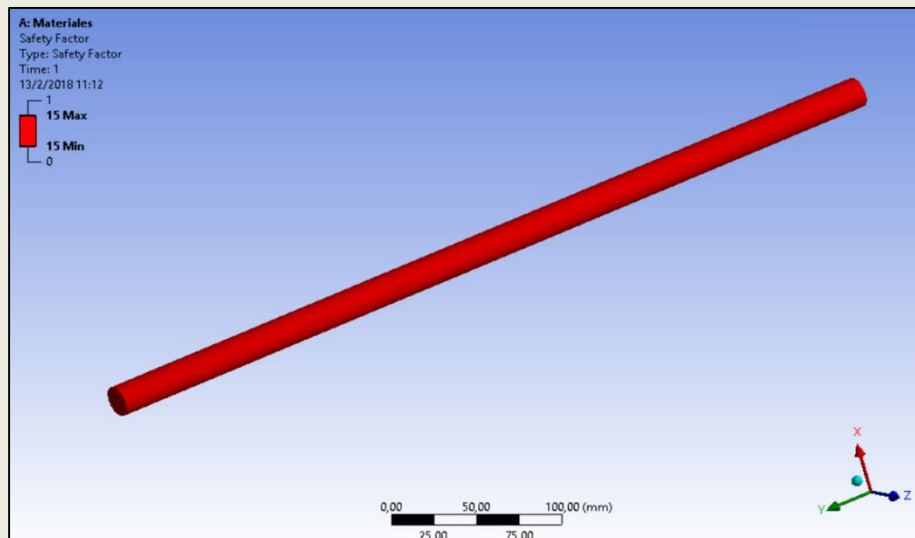
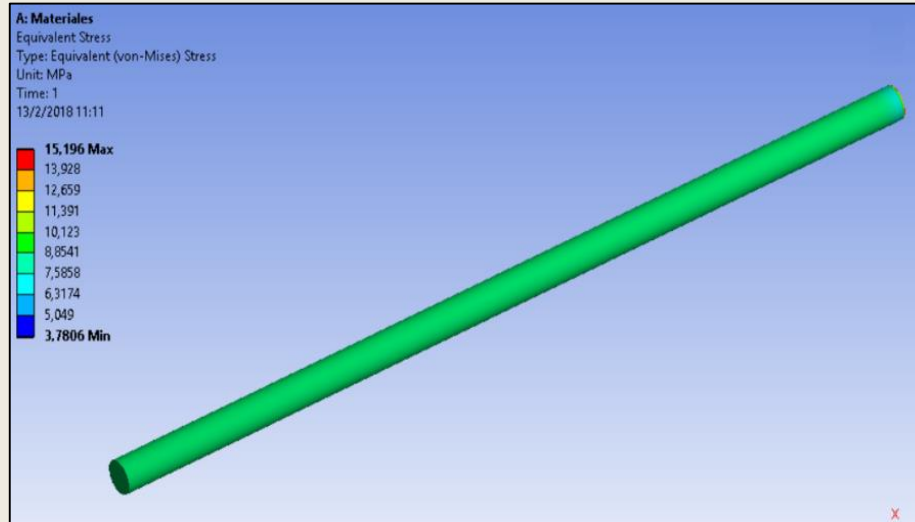
Análisis de la barra Push

Caso curva máxima

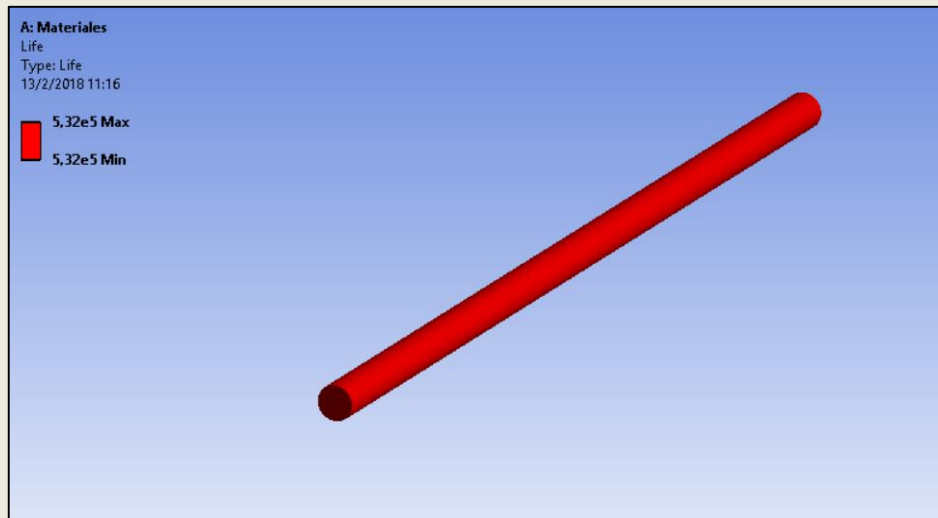
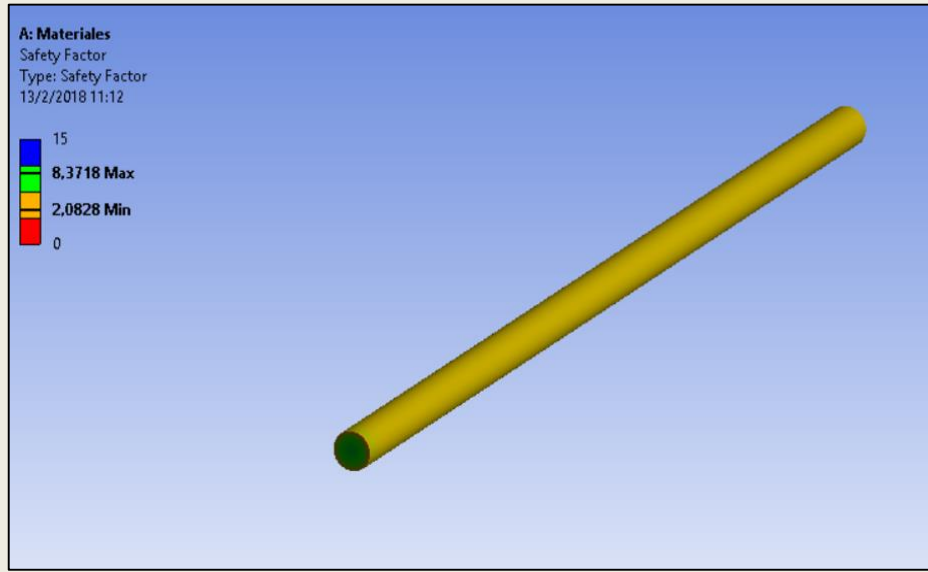
Quality			
Check Mesh Quality	Yes, Errors		
Error Limits	Standard Mechanical		
Target Quality	Default (0.050000)		
Smoothing	Fine		
Mesh Metric	Skewness	Orthogonal Quality	Jacobian Ratio (Corner Nodes)
Min	2,2589e-002	0,5176	0,32846
Max	0,55549	0,99963	1,
Average	0,11471	0,97882	0,97846
Standard Deviation	9,6146e-002	5,3742e-002	1,732e-002



Análisis estático



Análisis de fatiga



Rocker Delantero FESPE 2012 "Cotopaxi 2"

Material	Acero A36
Peso	0.410 Kg
Anclajes existentes	Parte superior frontal del chasis.
Proceso de manufactura empleado	Conjunto mecanizado manualmente, conjunto soldado.

Geometría utilizada

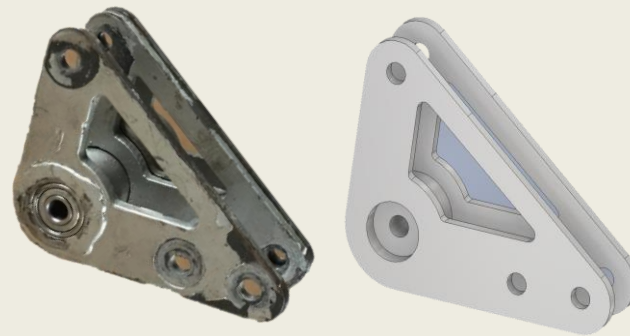
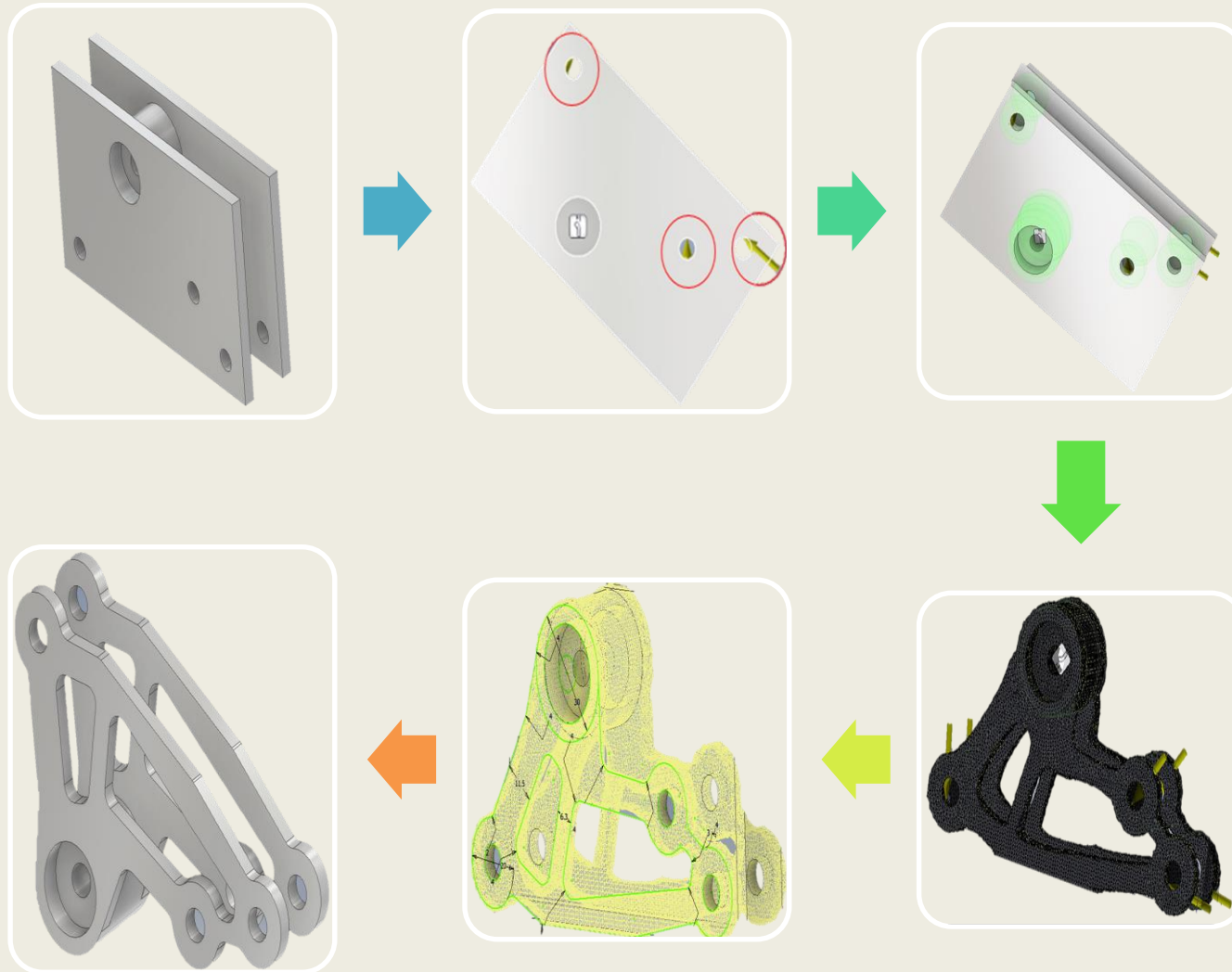


Figura 161. Rocker delantero FESPE 2012

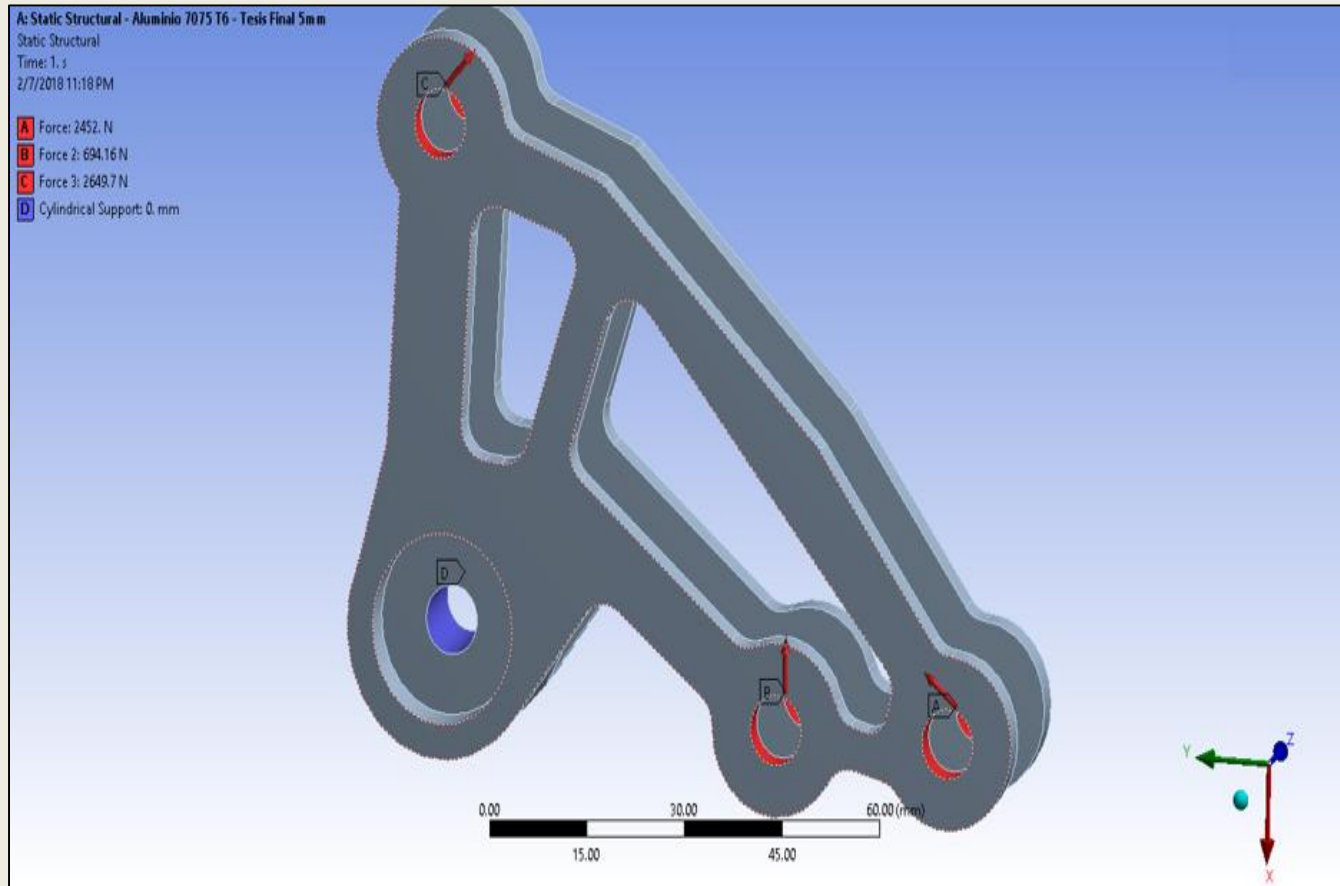
Fuente: Autor

PROCESO DE OPTIMIZACIÓN

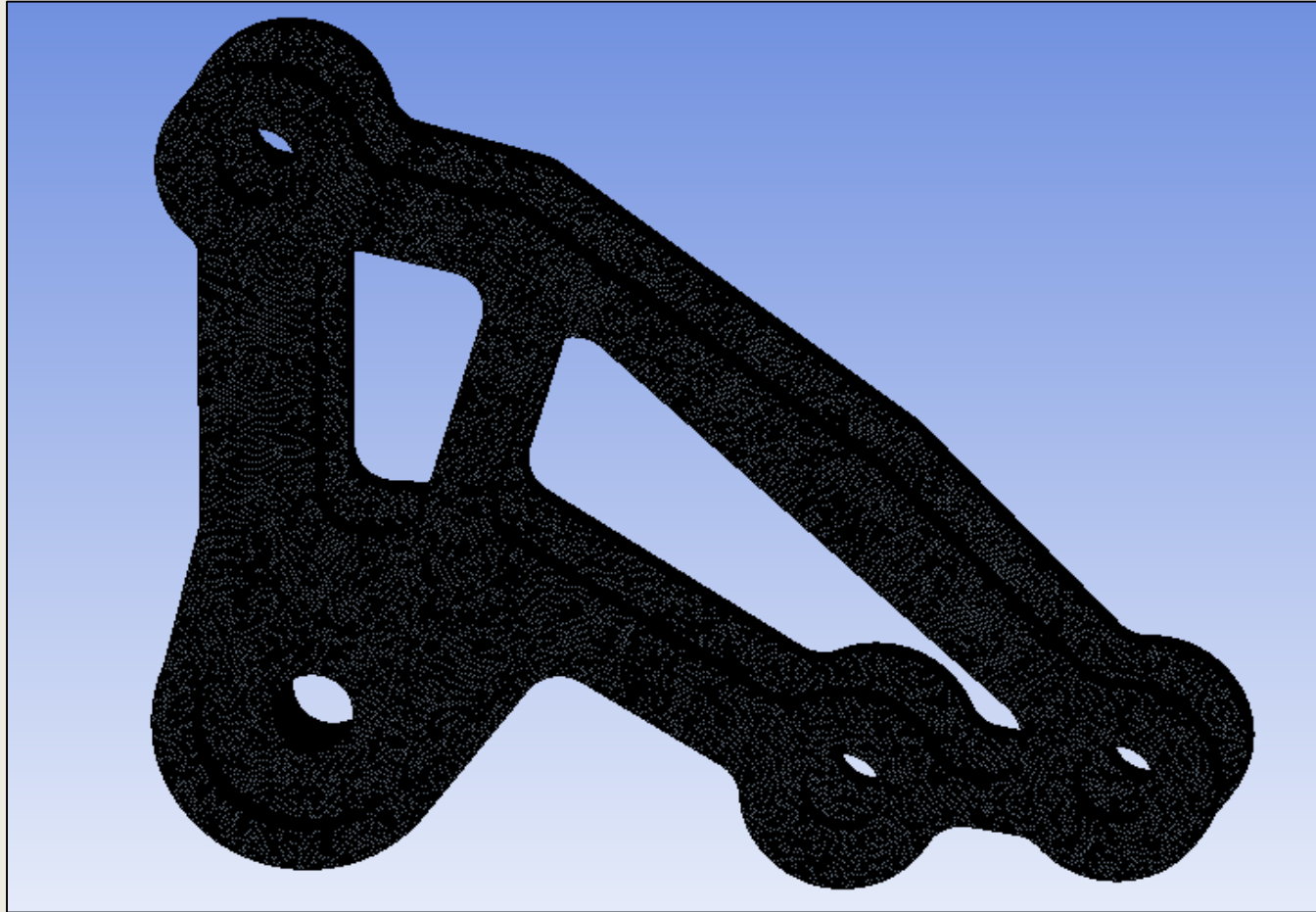


SIMULACIÓN SOFTWARE FEA

- El software utilizado fue ANSYS 18.1



CALIDAD DE MALLADO



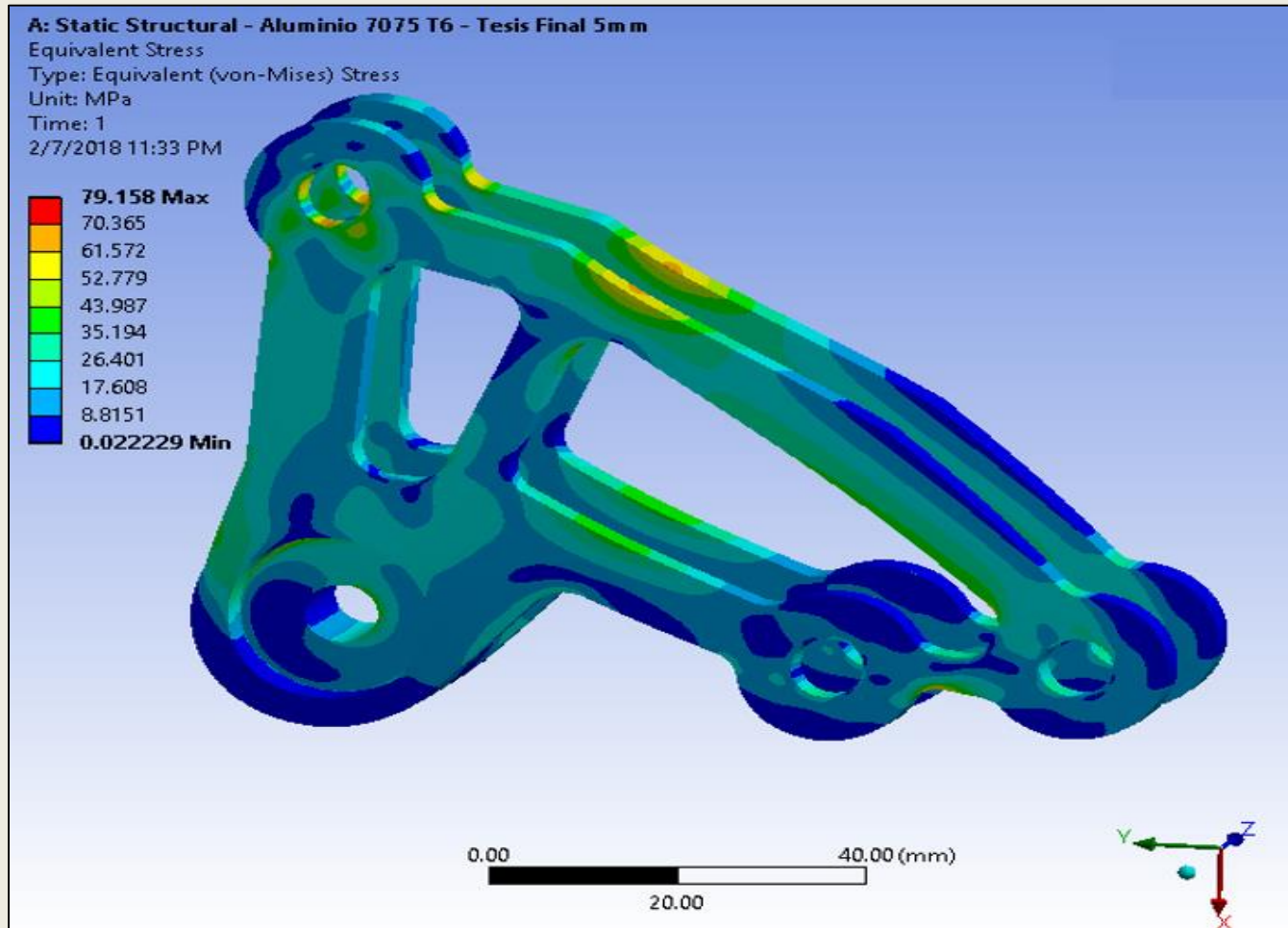
Quality			
Check Mesh Quality	Yes, Errors		
Error Limits	Standard Mechanical		
Target Quality	Default (0.050000)		
Smoothing	High		
Mesh Metric	Skewness	Orthogonal Quality	Jacobian Ratio (Corner Nodes)
Min	1.1052e-004	3.0213e-002	0,47279
Max	0.96979	0.996	1,
Average	0.27508	0.72312	0,99805
Standard Deviation	0.15696	0.15476	8.4124e-003



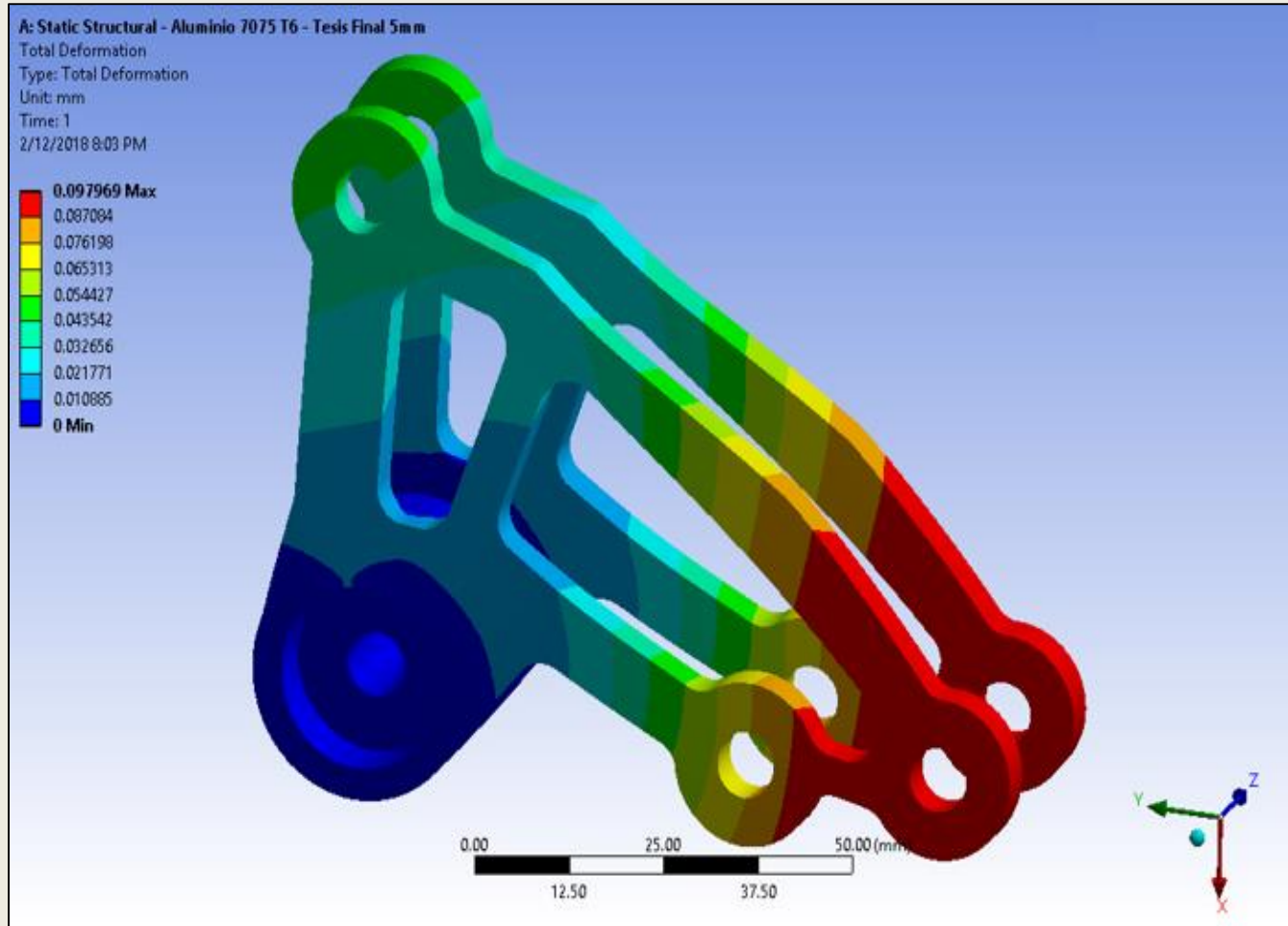
ANÁLISIS ESTÁTICO



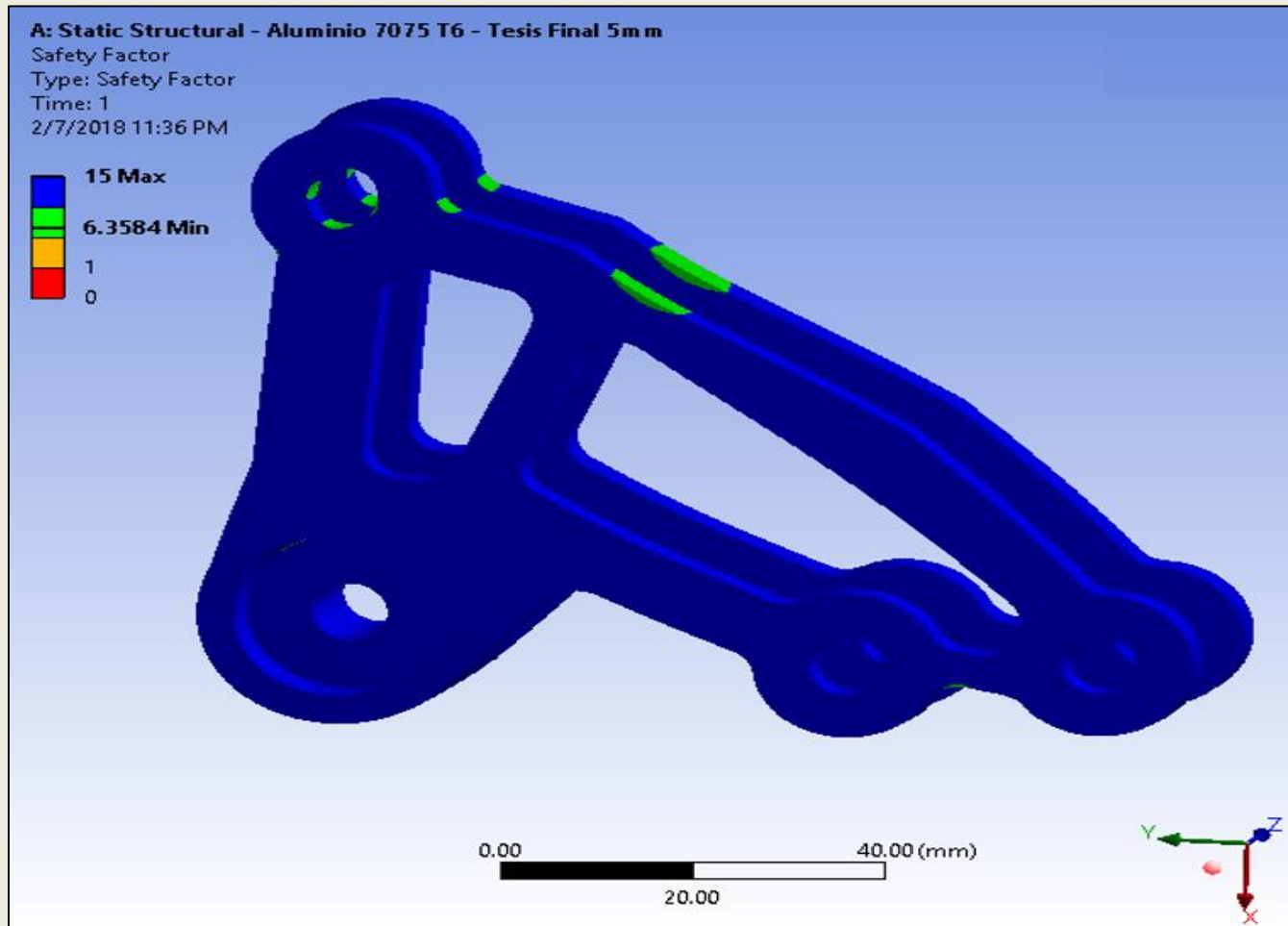
Esfuerzo equivalente (Von-Mises)



Deformación total



Factor de seguridad estático



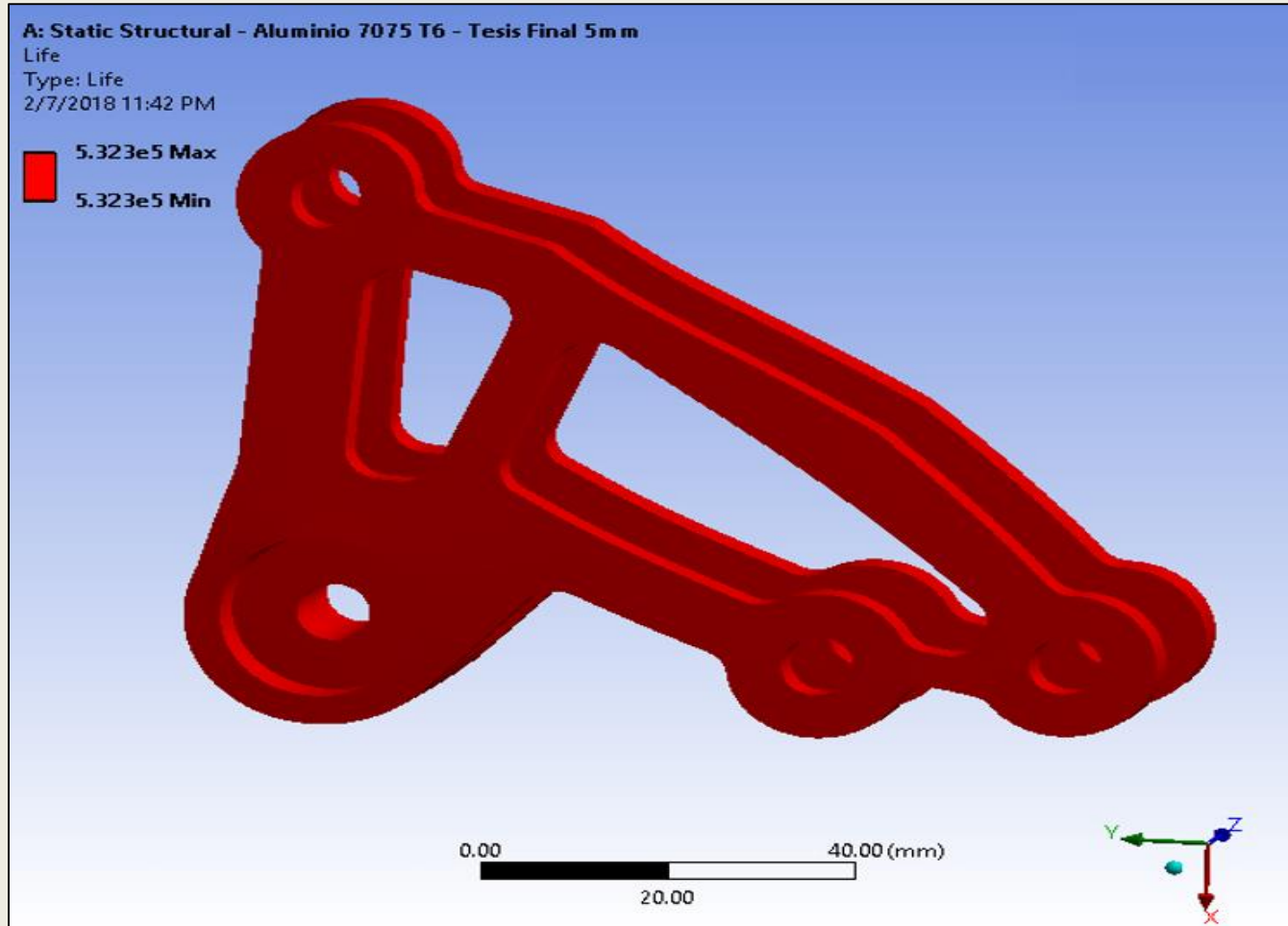
ANÁLISIS DINÁMICO

Fatiga

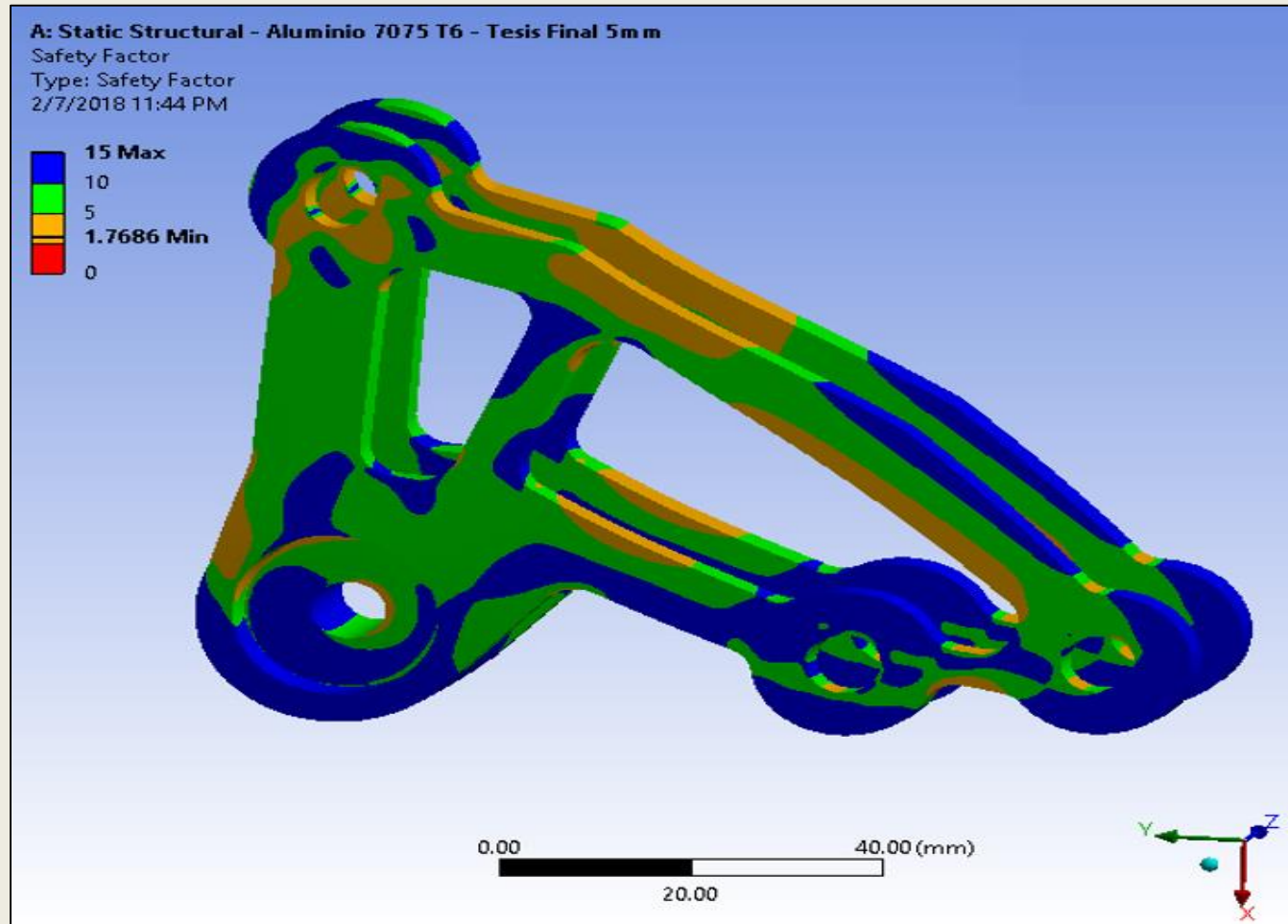
Como parámetro inicial se trabajó con la teoría de stress de Goodman, además se colocó que un ciclo de trabajo es igual a $f_u = 18.7853$ [Hz], que equivale a 0.05323 segundos



Vida útil



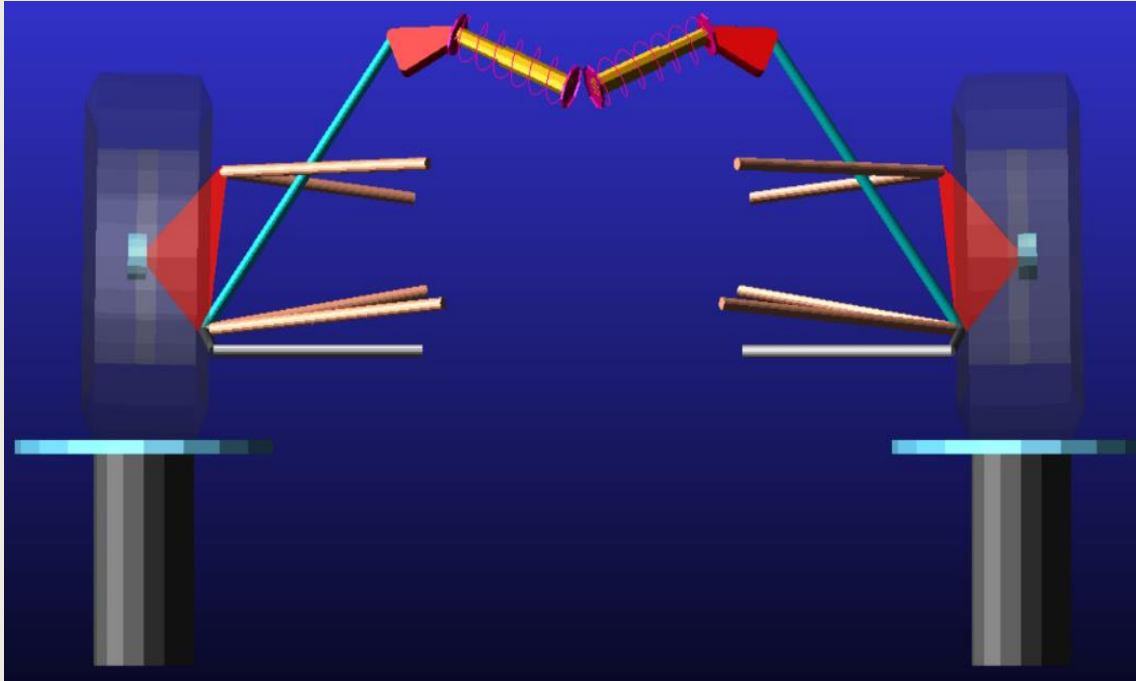
Factor de seguridad dinámico.



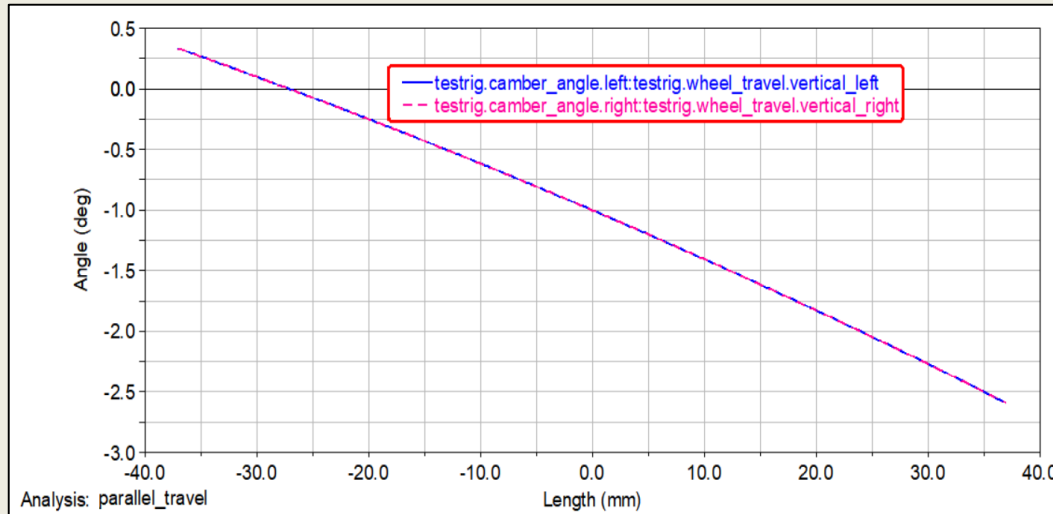
Análisis Estático			Análisis de Fatiga	
Esfuerzo equivalente(Von - Mises) (MPa)	Deformación total (mm)	Factor de Seguridad	Vida útil (s)	Factor de seguridad
79.158 MPa	0.097969	6.3584	532300	1.7686
Propiedades del material				
Densidad (Kg/mm ³)	Young's Modulus (MPa)	Tensile Yield Strength (MPa)	Tensile Ultimate Strength MPa (MPa)	
2.804e-006	71700	503.32	572.27	



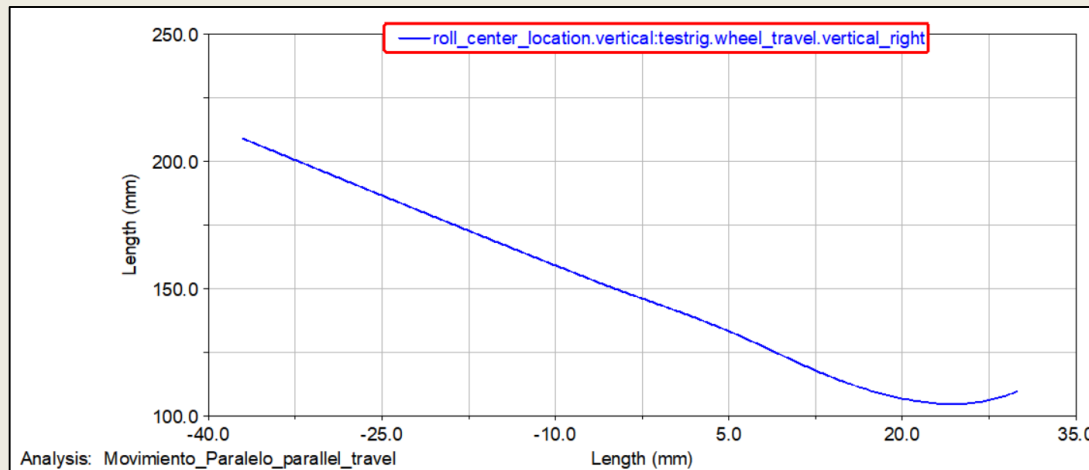
ANÁLISIS DINÁMICO DE LA SUSPENSIÓN



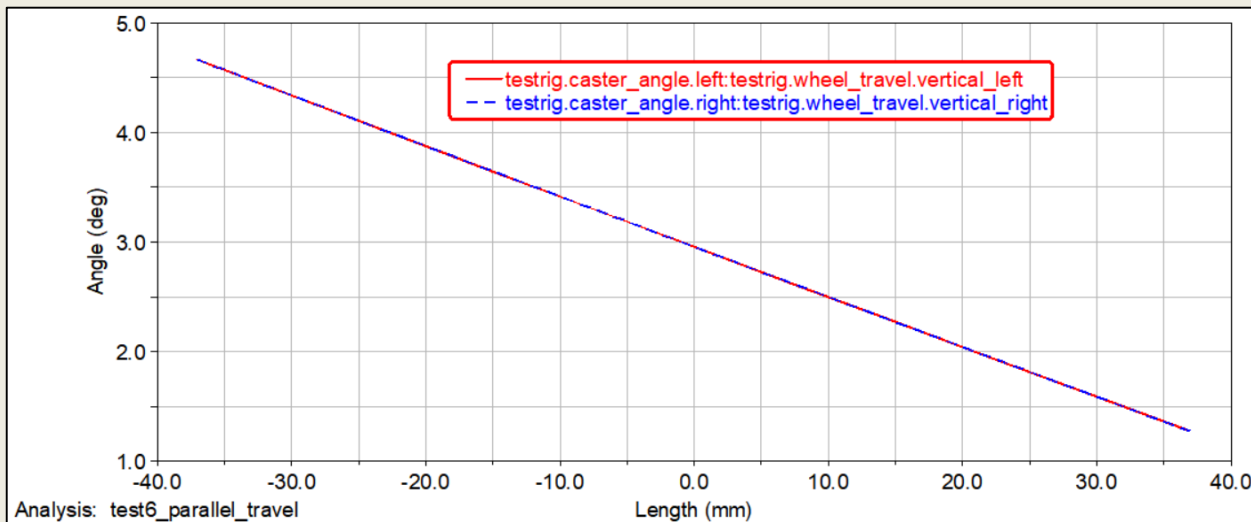
Análisis de la variación del camber



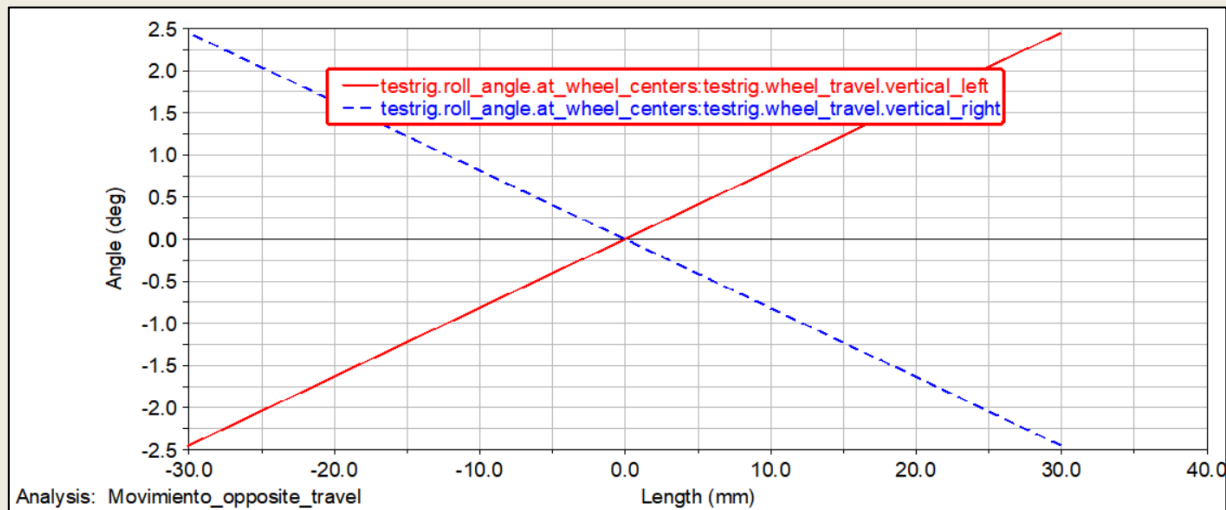
Análisis de la variación del centro de balanceo



Análisis de la variación del ángulo caster



Análisis del ángulo de balanceo.

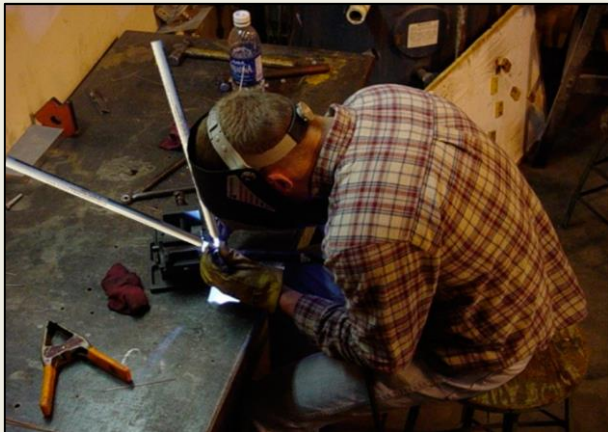


Materiales

- Ejes de aluminio 6061-T651.



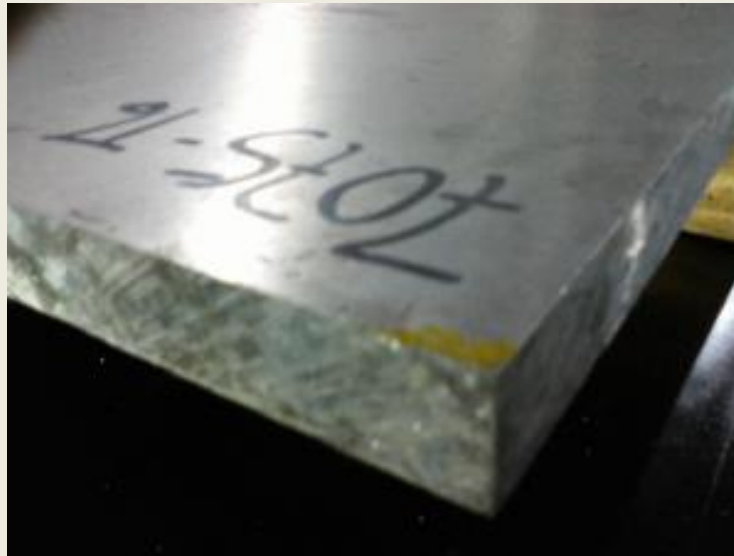
MESAS DE SUSPENSION



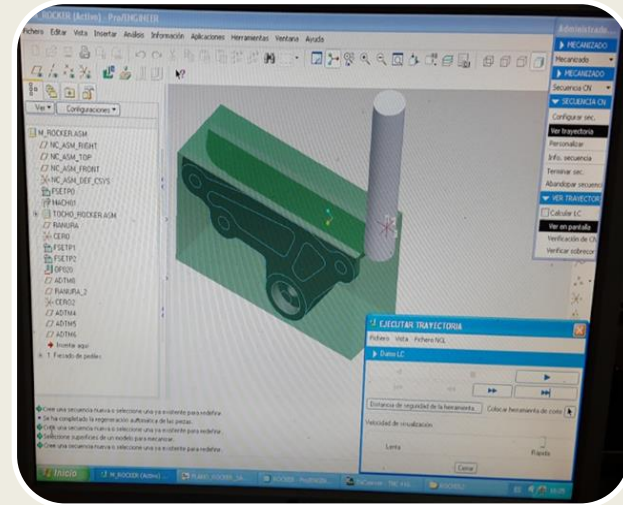
Materiales

Materiales a utilizar:

- Bloque de aluminio 7075 – T6 de 240x80x35mm.



PROCESO DE MECANIZADO – ROCKER



Rocker Delantero Optimizado FESPE 2012 "Cotopaxi 2"

Material	Aluminio 7075 – T6
Peso	0.150 Kg
Anclajes existentes	Parte superior frontal del chasis.
Proceso de manufactura empleado	Torneado CNC.

Geometría utilizada



Rocker delantero optimizado

IMPLEMENTACIÓN Y PRUEBAS

- En esta fase de la investigación se verificaron las medidas de las mesas y del rocker construidas de acuerdo al diseño en CAD, la masa de las mismas, la calidad de la suelda así como se realizaron pruebas dinámicas en el vehículo.



ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

VERIFICACIÓN DE MASA



**Masa del rocker derecho de aluminio
7075-T651**



**Masa del rocker izquierdo de aluminio
7075-T651**

Mesa de suspension superior derecho de aluminio 6061-T651



Mesa de suspension superior izquierdo de aluminio 6061-T651



Variación de masa entre las
mesas de suspensión



10 gr

1,9 %

Mesa de suspension inferior derecho de aluminio 6061-T651



Mesa de suspension inferior izquierdo de aluminio 6061-T651



Variación de masa entre las mesas de suspensión



20 gr

2,5 %

Push rod derecho de aluminio 6061-T651



Push rod izquierdo de aluminio 6061-T651

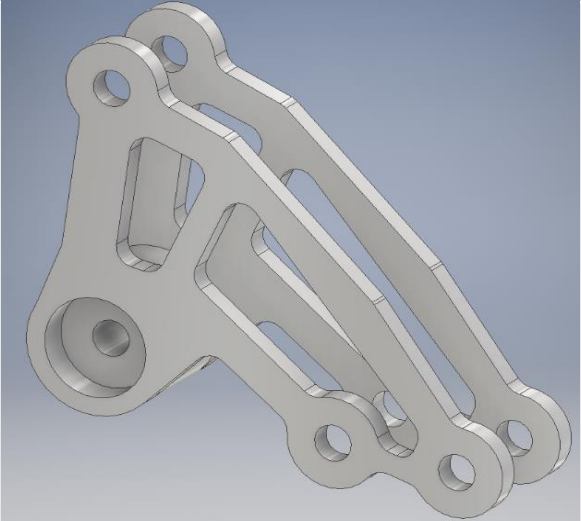


ANÁLISIS DE RESULTADOS



ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

	Rocker antiguo	Rocker optimizado
Material	Acero A36	Aluminio 7075 – T6
Masa	0.410 Kg	0.150 Kg
Factor de Seguridad "Estático"	3.51	6.3584
Factor de Seguridad "Dinámico"	0.5064	1.7686
Vida útil	2690.4 s -> 44.84 min	532300 s -> 147.86 h
Geometría		

63.41%
reducción
de masa

Rocker Acero A36

Rocker Aluminio 7075 – T6



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

Peso total de los componentes realizados en Acero		Peso total de los componentes realizados en Aluminio	
Lado Derecho	2.58 Kg	Lado Derecho	2.06 Kg
Lado Izquierdo	2.62 Kg	Lado Izquierdo	2.05 Kg
Total	5.2 Kg	Total	4.11 Kg
Porcentaje total reducido en peso de la suspensión delantera			
20.96%			



PRUEBAS SOLDADURA

- Se realizaron ensayos no destructivos que validen la calidad de soldadura usada para generar el componente. Los ensayos realizados fueron:
- Ensayo visual (VT)
- Ensayo por líquidos penetrantes(PT)

Los ensayos fueron exitosos y no se encontraron defectos superficiales.

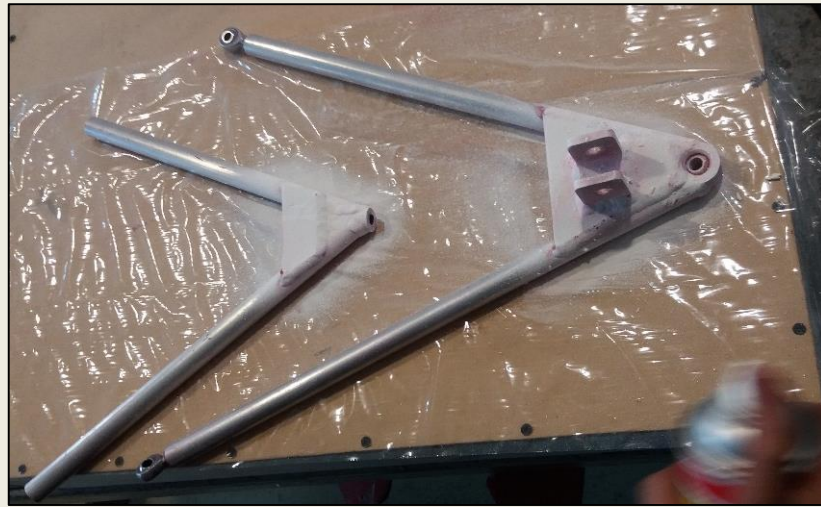


ESPE

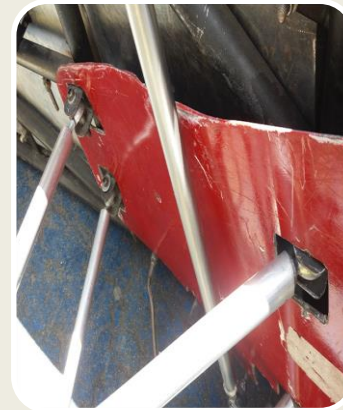
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACION PARA LA EXCELENCIA



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACION PARA LA EXCELENCIA



ENSAMBLAJE EN EL VEHÍCULO



PRUEBAS FSAE

Las pruebas dinámicas que se realizaron para verificar el correcto diseño de la mangueta optimizada se desarrollaron de acuerdo al reglamento de la competencia. Primero se realiza la prueba de skidpad en los patios de la universidad (Campus centro), posteriormente la prueba de aceleración y autocross se realizó en el anillo vial del campus “Guillermo Rodríguez Lara” ubicado en la parroquia Belisario Quevedo. A continuación se detalla cada una de estas



PRUEBA DE ACELERACIÓN

Consulta de prueba

Ubicación	Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE campus "Gral. Guillermo Rodríguez Lara"
Longitud del circuito	75 metros
Tipos de curvas	Una recta
Tipo de calzada	Asfalto
Velocidad máxima	90 Km/h



00:00:04
066

PRUEBA DE FRENADO

Consulta de prueba

Ubicación	Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE campus "Gral. Guillermo Rodríguez Lara"
Longitud del circuito	145 metros
Tipos de curvas	Una recta
Tipo de calzada	Asfalto
Velocidad máxima	100 Km/h



00:00:03

130

PRUEBA DE AUTOCROSS y ENDURANCE

Consulta de prueba

Ubicación	Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE campus "Gral. Guillermo Rodríguez Lara"
Longitud del circuito	1.35 Km
Tipos de curvas	Dos redondeles, 4 rectas y una horquilla
Tipo de calzada	Asfalto
Velocidad máxima	100 Km/h



00:20:00
000

CONCLUSIONES

- Se obtuvo información bibliográfica necesaria sobre el diseño de vehículos de competición SAE y la utilización de software CAD/CAE, mismos que fueron de gran importancia para poder llevar a cabo la correspondiente investigación.
- Se construyeron los respectivos componentes de la suspensión delantera, como son mesas, rockers, barras, previo a la realización de pruebas estáticas y dinámicas en los softwares CAD/CAE, mismos que validaron el diseño al obtener factores de seguridad >1 , que garantizaron su correcto funcionamiento en las diversas condiciones de carga determinadas.
- Debido al bajo módulo de Young el aluminio 6061-T651 tendrá tendencia a desviarse más fácilmente que el acero pero su capacidad de volver a su estado normal es muy eficiente ya que ayuda a suavizar las fuerzas de impacto que se producen por parte de la masa suspendida cuando este en movimiento.



- Al tratarse de un aluminio 6061 con tratamiento térmico T6 alcanza propiedades mecánicas de tracción similares a las del acero A36 el cual es muy utilizado para diseño de componentes mecánicos, la capacidad del aluminio para flexionar bajo impactos da como resultados un mejor rendimiento en frente al acero el cual al ser demasiado rígido tiene la alta probabilidad de sufrir fracturas antes que posibles deformaciones.
- El diseño optimizado del rocker realizado en aluminio 7075 – T6 posee propiedades mecánicas de tracción más altas que el acero y su capacidad de resistir altas deformaciones elásticas antes de sufrir deformaciones plásticas brinda más seguridad y confiabilidad, pero el aspecto más importante de estos resultados, fue su significativa reducción de masa en un 63.41% del peso original.



ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

- Se redujo el peso del sistema de suspensión delantera en un 20.96%, pasando a utilizar componentes que median 2.62 Kg a 2.05 Kg, mejorando así el desempeño del vehículo en la que respecta a relación peso/potencia debido a que la potencia del motor no moverá masa innecesaria.
- El valor de carga más crítico se produce en la mesa de suspensión inferior cuando se tiene un frenado máximo, obteniendo un equivalente de Von-Mises de 214.64 MPa el mismo que no supera el límite de fluencia del aluminio 6061-T6 el cual es de 270 MPa.



- Mediante un análisis de fatiga de la mesa de suspensión se obtuvo una vida máxima de 2.43 horas a una carga crítica permanente y el punto de fractura empieza en el cordón de soldadura, por lo cual se tiene un alto índice de durabilidad con lo que respecta a los brazos de suspensión.
- Si la amortiguación de impactos es demasiado baja, el salto de rueda hará que el vehículo rebote y si es demasiado alto desestabilizará el chasis. Si la amortiguación de rebote es demasiado baja, el chasis jale en las esquinas y, si es demasiado alto, existe el riesgo de que jale hacia abajo. ya que la amortiguación de rebote alto evita que la rueda regrese antes de que un nuevo movimiento de empuje la vuelva a levantar. Por tanto, un enfoque común es, calcular un coeficiente de amortiguación de 0.7 crítica basada en la masa suspendida, para reducir el coeficiente de amortiguación de impacto a $2/3$ de este valor y para aumentar la amortiguación de rebote por un factor de $3/2$.



- Con las pruebas dinámicas de aceleración, frenado y endurance, mismas que son establecidas por el reglamento de la formula SAE, realizadas se comprobó que las prestaciones actuales de la suspensión delantera del prototipo se mejoraron significativamente con lo que respecta a estabilidad y maniobrabilidad debido al nuevo diseño de la geometría y reducción de peso, mismas que no sufrieron ningún tipo de falla o deformación.
- La tensión de fluencia del acero de torsión nunca debe exceder $0,6 \times 1.500 = 900 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$." El objetivo de la barra estabilizadora es reducir por lo menos al 50% el Kw, obteniendo un $Kw_{arb} = 32.96 [N/mm]$ que soportara fuerzas generadas por el prototipo de hasta 694.154 [N] en lugar de un $Kw_{arb} = 642.637 [N/mm]$, valor que se encuentra sobrediseñado al poder soportar fuerzas de hasta 17094.1 [N], debido a que las barras instaladas actualmente en el prototipo son de vehículos convencionales. Por lo tanto se justifica la confiabilidad del diseño de la barra estabilizadora con diámetro de 12mm, al haber obtenido una tensión de fluencia de $286.4363 \left[\frac{N}{mm^2} \right] < 900 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$.



ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

RECOMENDACIONES

- Para realizar el análisis FEA de cada componente de la suspensión se debe tomar en cuenta la fatiga del material ya que el mismo se encuentra en movimiento dinámico lo cual conlleva a trabajar bajo condiciones de altas y bajas frecuencias del material, además mediante el análisis dinámico se puede conocer la vida útil del componente a máximas cargas.
- Al realizar el diseño de suspensión se recomienda el uso de softwares de dinámica real para vehículos, los cuales tienen la facilidad de simular distintas geometrías de los sistemas automotrices con lo cual se puede elegir el correcto set-up del prototipo ahorrando tiempo en el proceso de diseño.
- Para mejorar el rendimiento del prototipo cuando tome una curva se debe mejorar el diseño del bastidor creando nuevos puntos de anclaje para las mesas de suspensión las cuales son las encargadas de controlar la altura del centro de balanceo con respecto al centro de gravedad.



RECOMENDACIONES

- Debido a la poca disponibilidad en el mercado ecuatoriano se realizó el diseño en base a ejes de aluminio 6061 T651, mientras que lo ideal en cuestión a optimización de peso en los componentes se los puede realizar con alta fiabilidad y funcionalidad en tubos de aluminio 6061 T6 con un espesor mínimo de 4mm.
- Para tener un mejor desempeño del vehículo en lo que respecta a maniobrabilidad y estabilidad se recomienda adquirir amortiguadores que posean ajustes en bound y rebound, debido a que la configuración debe adaptarse a las condiciones de pista o las preferencias del piloto en particular.



- Con el cálculo realizado en la sección de la barra estabilizadora se observó que el diámetro de la misma es muy grande y contiene partes de soldadura los cuales disminuyen la eficacia de trabajo para las cuales fueron construidos, es por ello que se recomienda para la construcción de futuros prototipo hallar barras estabilizadoras de acuerdo a las necesidades y emplear correctos métodos de mecanizado que garanticen la funcionalidad del componente.

