



TEMA:

“Diseño y construcción del bastidor y sistema de transmisión de la tricicleta impulsada por energía humana y solar para la competencia Atacama Solar Challenger 2016 en la categoría híbridos”

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO EN
INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

AUTORES:

Millan Andrés Arias Espinoza
Dario Rafael Sisalema Quijije

Latacunga
2016

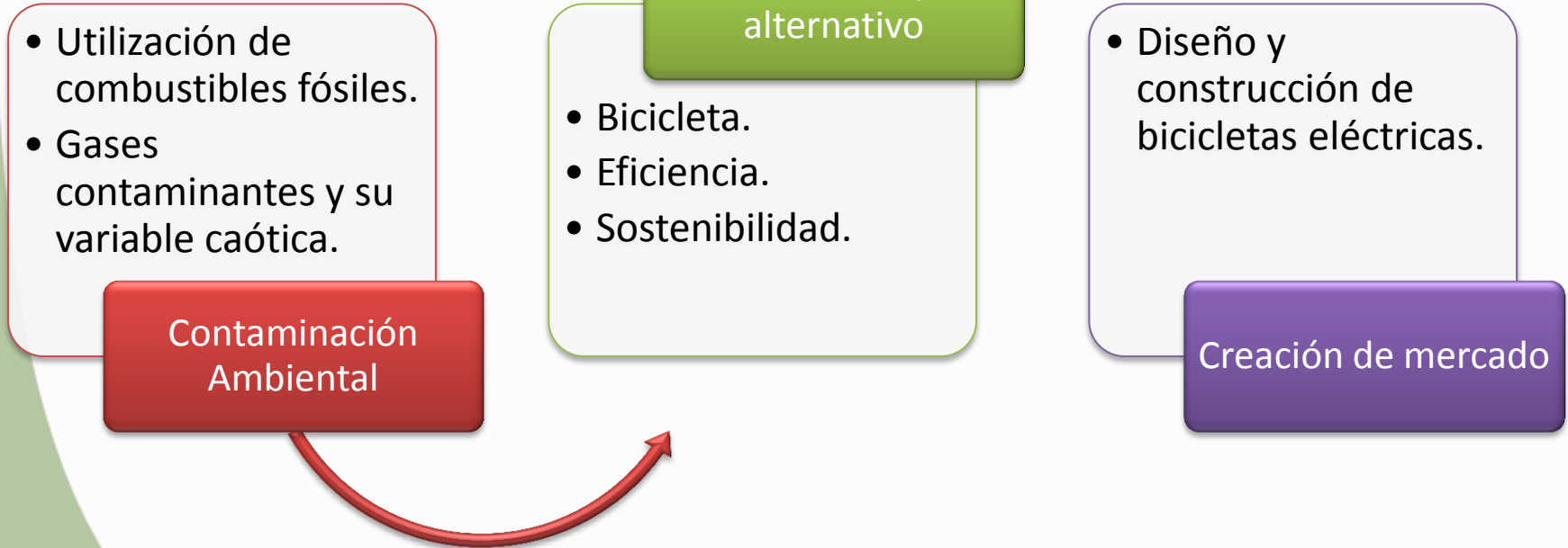


AGENDA

- Antecedentes
- Planteamiento Del Problema
- Justificación E Importancia
- Objetivos
- Introducción
- Marco Conceptual
- Diseño Funcional De La Tricicleta
- Diseño Y Selección De La Transmisión Por Cadena
- Análisis Estructural Del Bastidor
- Análisis Del Sistema De Transmisión
- Comportamiento Aerodinámico De La Carrocería
- Proceso De Manufactura E Implementación De La Tricicleta
- Pruebas Y Resultados Obtenidos
- Conclusiones Y Recomendaciones



Antecedentes





Planteamiento del problema

Contaminación
Ambiental

- Combustibles fósiles fuente de energía térmica.
- Generación de CO₂.

Fomento de
cultura

- Incremento uso de la bicicleta.
- Creación de ciclo vías.

solución

- Fabricación de medios de transporte alternativo.



Justificación e importancia

Justificación

Innovación del medio de transporte alternativo tradicional.

Creación de un prototipo acorde al reglamento.



Importancia

Tendencia Automotriz actual.

Utilización de la energía solar transformada en energía eléctrica.



Objetivos

Objetivo General

- Diseñar y construir el bastidor y sistema de transmisión de la tricicleta impulsada por energía humana y solar para la competencia Atacama Solar Challenger 2016.

Objetivos Específicos

- Diseñar el bastidor y el sistema de transmisión de la tricicleta solar en base a especificaciones técnicas requeridas en la competencia utilizando ayuda computacional CAD.
- Optimizar el peso del bastidor, para mejorar el desempeño de la tricicleta.
- Realizar pruebas de pista para comprobar la eficiencia en el desempeño de la tricicleta.

Introducción

Diseño y construcción de una tricicleta.

- Energía humana y eléctrica.

Sustentación teórica

- Diseño de bastidores tubulares.

Construcción y montaje del prototipo.

- Implementación de sistemas y subsistemas.



Marco conceptual



Vertical



Delta
reclinada



Recumbente

Tipos de tricicletas de acuerdo a su forma



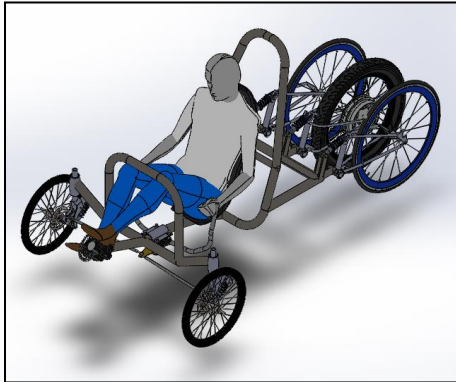
ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

Bastidor

- Chasis

Es el conjunto de elementos que constituyen la estructura resistente de un vehículo y es el elemento donde se anclan el resto de sistemas y subsistemas de la tricicleta.



- Carrocería

La carrocería es aquella parte en la que se destina al transporte de pasajeros o la carga.





Sistema de transmisión

El sistema de transmisión es el conjunto de elementos mecánicos rotatorios que tiene la misión de transmitir una fuerza motriz hasta las ruedas propulsoras.

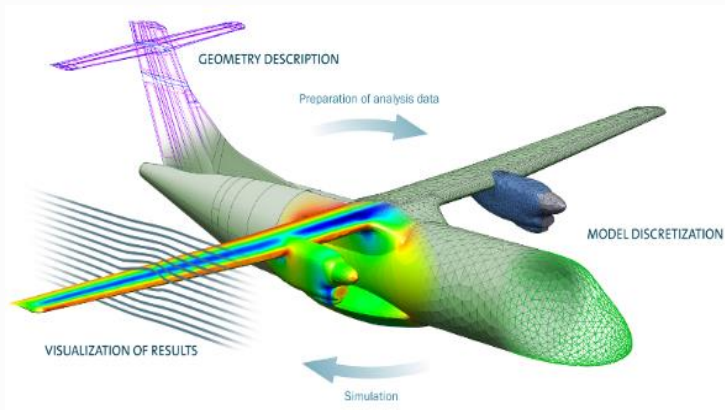
Transmisión de potencia por cadenas.

- Plato pedalier
- Catarinas
- Cadena
- Deviadores



- **Método de los elementos finitos**

Método que permite obtener una solución numérica en un cuerpo, estructura o cualquier tipo de elemento a ser analizado.



- **Factor de seguridad**

Es la relación de la unidad de trabajo permisible con el esfuerzo o la tensión de trabajo permitida.

Factores de seguridad		
Valor	Aplicación	Descripción
1 - 2	Estructuras bajo cargas estáticas	Alto grado de confianzas.
2 - 2.25	Elementos de máquinas bajo cargas dinámicas.	Promedio de confianza.
2.5 - 4	Estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas	Incertidumbre en cargas, propiedades de materiales, análisis de esfuerzos o ambiente.
4 o superior	Estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas.	Incertidumbre en cargas, propiedades de materiales, análisis de esfuerzos o ambiente.

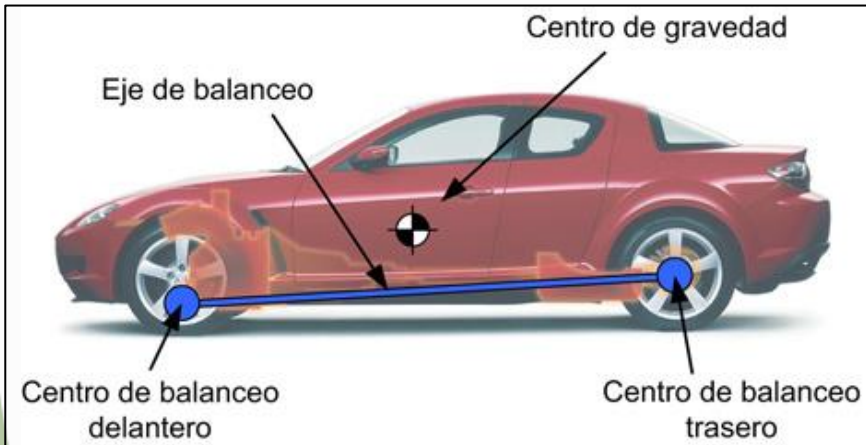


ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

Centro de gravedad

Es un punto teórico, sobre el cual se concentran teóricamente todas las fuerzas.



Soldadura

El proceso de soldadura (GMAW o MIG) genera un arco entre el metal base y el hilo de alambre, el calentamiento resultante funde las placas mientras que el gas protector protege la soldadura de la atmósfera y evita la oxidación del metal base.





Diseño funcional de la tricicleta solar

Los parámetros de diseño son analizados y ejecutados bajo la reglamentación de la competencia “Atacama Solar Challenger 2016” categoría híbridos, los de vital importancia son:

Las barras antivuelco principal y secundaria definen parcialmente la geometría de diseño del chasis.

Las distancias entre ejes, ancho de trocha máximo y largo de la tricicleta son parámetros dimensionales del prototipo los cuales están establecidos en el reglamento

El peso de la estructura incluido el piloto no debe superar 680 kg.

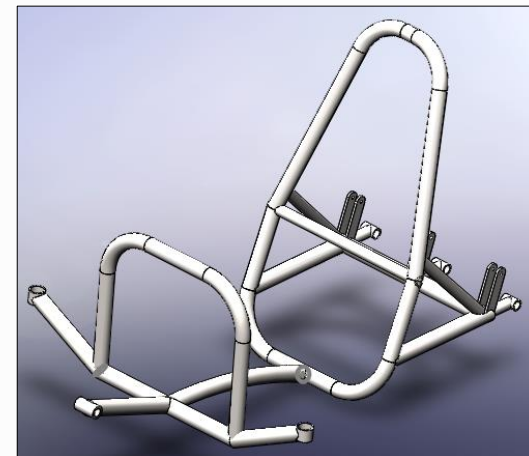
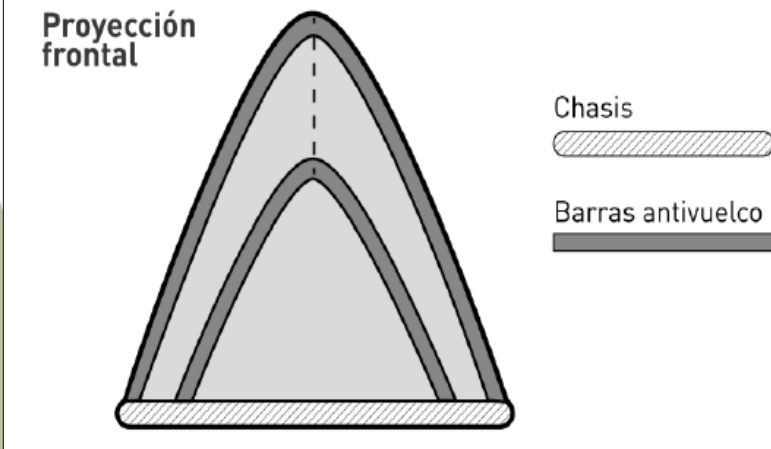
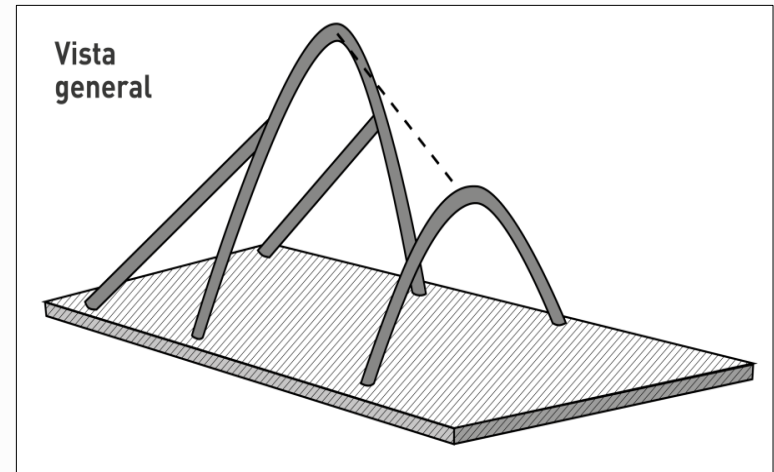
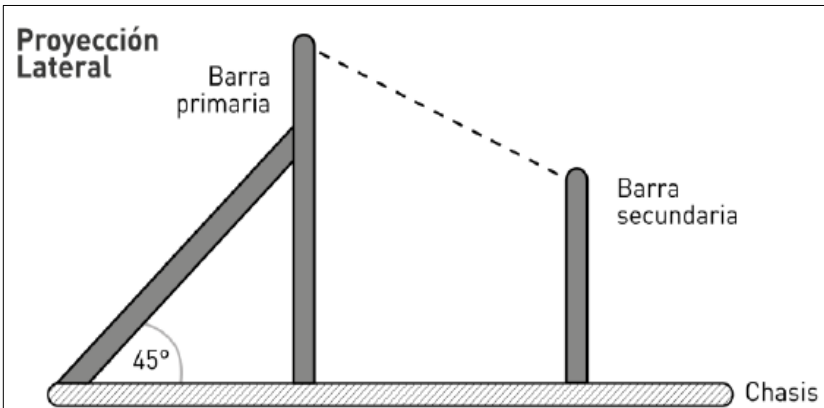
La altura del centro de gravedad respecto al nivel de referencia determina la estabilidad en curvas.

La resistencia a la fatiga en los elementos que conforman los sistemas determina la durabilidad y confiabilidad de los mismos.

Ancho de trocha mínimo	1,2 m
Ancho de trocha máximo	1,6 m
Distancia mínima entre ejes	1,5 m
Largo máximo del vehículo	3,5 m
Ancho máximo del vehículo	2 m
Velocidad mínima del vehículo	30 km/h
Tipo de tracción	posterior

Chasis

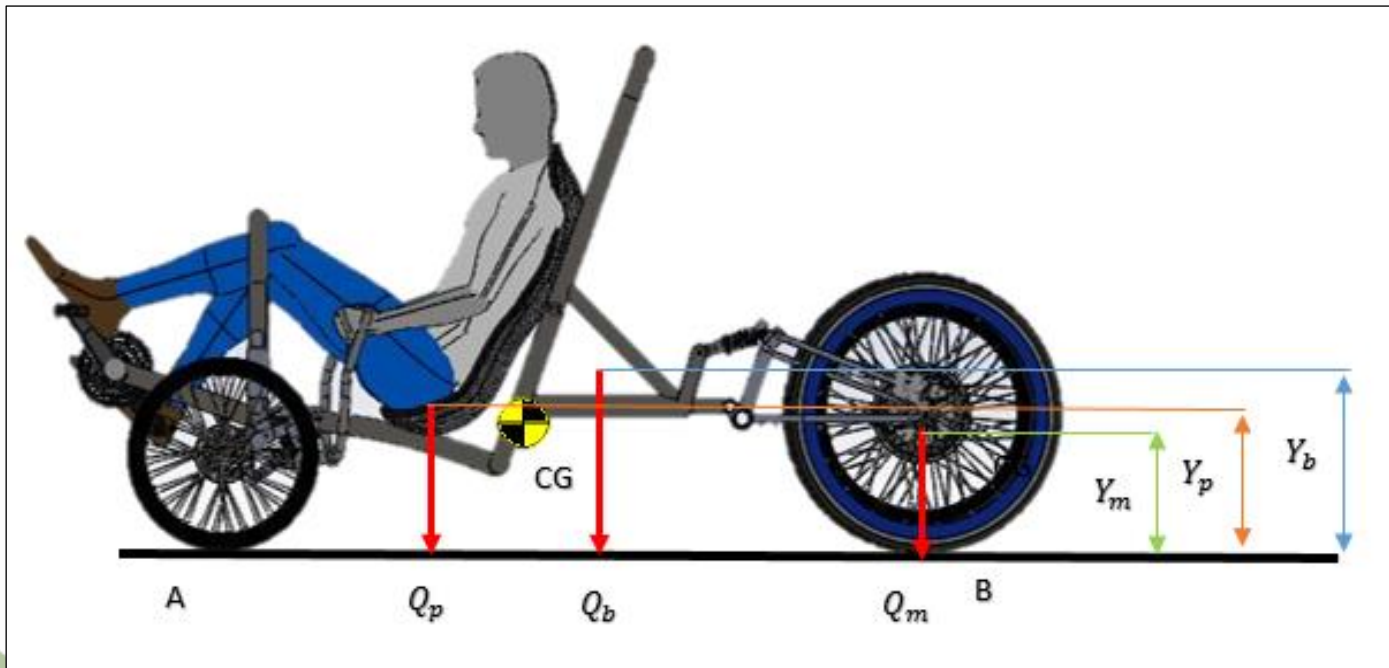
Barras antivuelco primaria y secundaria forman parte de la estructura del chasis.



Cálculo teórico del centro de gravedad

El centro de gravedad de la tricicleta obtenido mediante CAD, se comprobó a través de cálculos y los datos necesarios para ejecutar los mismos se muestran en la tabla.

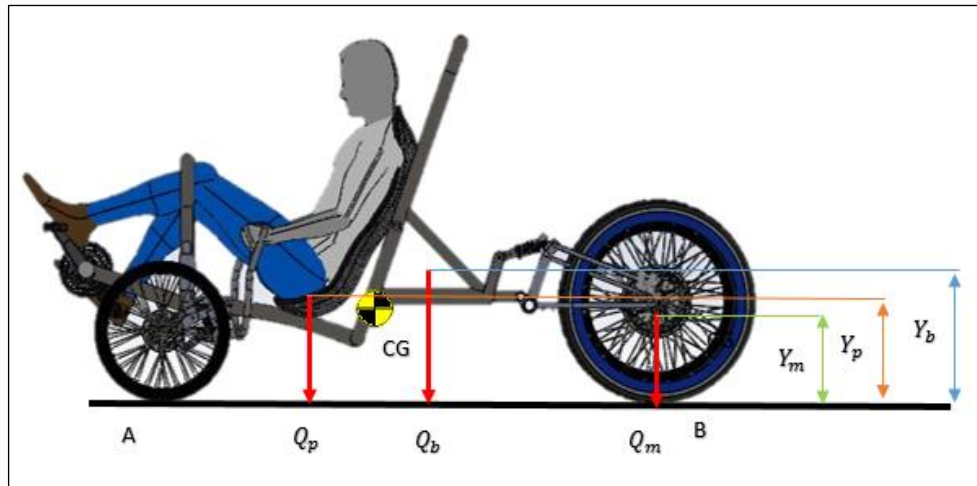
Cargas puntuales en la tricicleta (N)		
Piloto (Q_p)	80 kg	784,80 N
Baterías (Q_b)	10 kg	98,10 N
Motor (Q_m)	18 kg	176,58 N



Cálculo de la coordenada Y_{cg}

La figura, nos indica la distribución de las cargas y su ubicación dimensional para la coordenada Y_{cg} .

$$Y_{cg} = \frac{\sum Q_i Y_i}{\sum Q_i}$$
$$Y_{cg} = \frac{(Q_m \cdot Y_m) + (Q_b \cdot Y_b) + (Q_p \cdot Y_p)}{(Q_m + Q_b + Q_p)}$$
$$Y_{cg} = 329,91 \text{ mm}$$



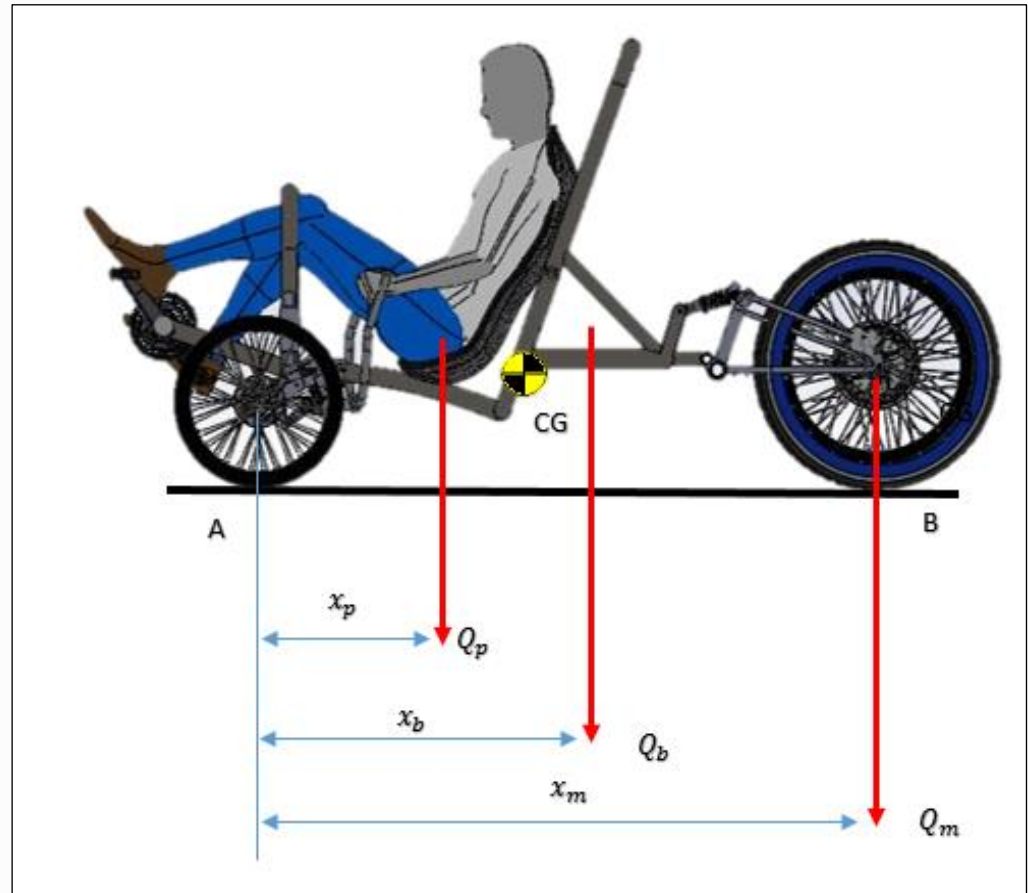
Cálculo de la coordenada X_{cg}

La figura, nos indica la distribución de las cargas y su ubicación dimensional para la coordenada X_{cg} .

$$X_{cg} = \frac{\sum Q_i X_i}{\sum Q_i}$$

$$X_{cg} = \frac{(Q_m \cdot X_m) + (Q_b \cdot X_b) + (Q_p \cdot X_p)}{(Q_m + Q_b + Q_p)}$$

$$X_{cg} = 716,67 \text{ mm}$$

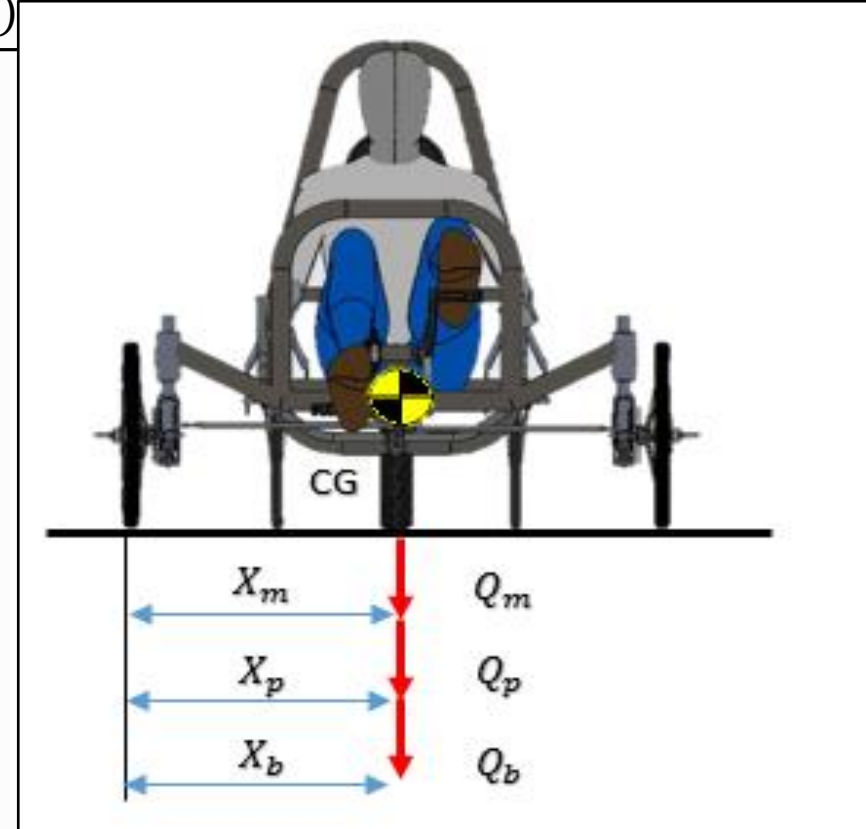


Cálculo de la coordenada Z_{cg}

La figura, nos indica la distribución de las cargas y su ubicación dimensional para la coordenada Z_{cg} .

$$Z_{cg} = \frac{\sum Q_i Z_i}{\sum Q_i}$$
$$Z_{cg} = \frac{(Q_m \cdot X_m) + (Q_b \cdot X_b) + (Q_p \cdot X_p)}{(Q_m + Q_b + Q_p)}$$

$$Z_{cg} = 700 \text{ mm}$$





Fuerza de la carga muerta bajo un factor crítico

El factor crítico de diseño hace referencia al criterio de falla donde nuestro diseño tiene que exceder de las condiciones de operación en un rango del 30 al 50 % de las fuerzas de operación.

$$F_{cm(50\%)} = F_m + 0,5 (F_m) = 1780,52 \text{ N}$$

Dónde:

$$F_m = \text{fuerza generada por la carga muerta(N)} = 121 \text{ kg} \times 9,81 \text{ m/s}^2 = 1187,01 \text{ N.}$$

Fuerza de la carga viva bajo un factor crítico

$$F_{cv(50\%)} = F_v + 0,5 (F_v) = 1442,07 \text{ N}$$

Dónde:

$$F_v = \text{fuerza generada por la carga viva (N)} = 98 \text{ Kg} \times 9,81 \text{ m/s}^2 = 961,38 \text{ N}$$

Carga muerta	Masa (kg)
Estructura tubular o chasis	31
Peso de los componentes del chasis	
Sistema de transmisión	8
Sistema de frenos	5
Sistema de dirección	6
Sistema de suspensión	10
Sistema eléctrico	6
Carrocería	20
Neumáticos	25
Baterías	10
Peso total de componentes	90
Total (M_T)	121

Carga viva	Masa (kg)
Motor eléctrico 3Kw	18
Piloto	80
Total (M_m)	98

Determinación de la carga total

carga total = $\sum\{\text{carga muerta} + \text{carga viva}\}$

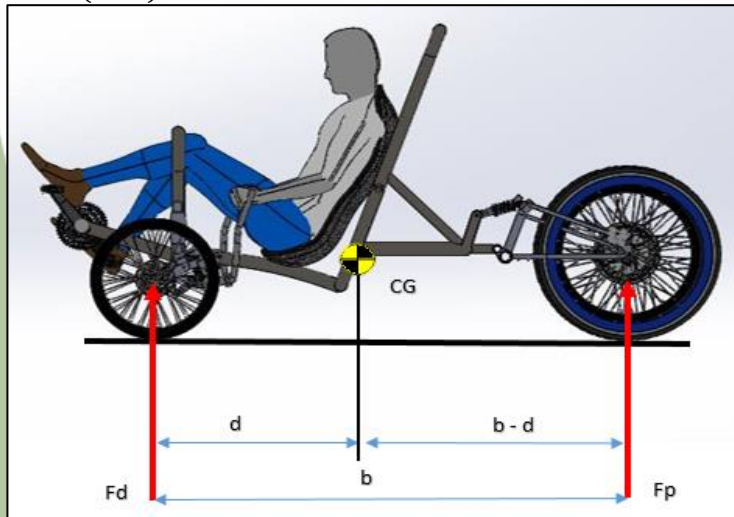
$$m_T = 219\text{kg}$$

Determinación de la fuerza total

$$F_{T(50\%)} = F_{cm(50\%)} + F_{cv(50\%)} = 3222,59\text{ N}$$

Dónde:

$F_{T(50\%)}$ = fuerza total generada (N).



Distribución de fuerzas respecto al centro de gravedad

El cálculo de la distancia entre ejes se puede realizar de varias formas como mediante la ayuda del CAD, o midiendo de eje a eje, pero resulta más conveniente medirlo respecto al centro de gravedad por motivos de cálculos como se indica en la figura.

$$b = (b - d) + d = 1800\text{ mm}$$

Dónde:

b = distancia entre ejes (mm).

d = dist. cg hacia eje delantero (mm).

$(b - d)$ = dist. del cg hacia eje posterior (mm).



Determinación de fuerza sobre el eje delantero bajo un factor crítico de carga del 50%.

$$F_d = F_{T(50\%)} \times \frac{b-d}{b} = 1939,52 \text{ N}$$

Dónde:

F_d = fuerza sobre el eje delantero (N).

$F_{T(50\%)}$ = fuerza total generada bajo f_c (N).

$(b - d)$ = distancia cg hacia eje posterior (mm).

b = distancia entre ejes (mm).

d = distancia cg hacia el eje delantero (mm).

Determinación de fuerza sobre el eje posterior bajo un factor crítico de carga del 50%.

$$F_p = F_{t(50\%)} \times \frac{d}{b} = 1283,07 \text{ N}$$

Dónde:

F_p = fuerza sobre el eje posterior (N).

$F_{t(50\%)}$ = fuerza total generada bajo f_c (N).

b = distancia entre ejes (mm).

d = distancia cg hacia eje delantero (mm).

Masas suspendidas delanteras y posteriores

Las masas suspendidas son aquellas que están soportadas por los elementos elásticos de la suspensión y se muestra en la tabla.

$$M_{ts} = M_T - M_{ns} = 171 \text{ kg}$$

Dónde:

M_{ts} = masa total suspendida (kg).

M_T = masa total (kg).

M_{ns} = masa no suspendida (kg).

Masa suspendida en el eje delantero

$$M_{sd} = \frac{M_{ts} \times (b-d)}{b} = 102,92 \text{ kg}$$

Dónde:

M_{sd} = masa suspendida en el eje delantero.

M_{ts} = masa total suspendida.

$(b - d)$ = distancia cg hacia el eje posterior.

b = distancia entre ejes.

Masa suspendida en el eje posterior

$$M_{sp} = \frac{M_{ts} \times d}{b} = 68,08 \text{ kg}$$

Dónde:

M_{sp} = masa suspendida en el eje posterior (Kg).

M_{ts} = masa total suspendida (Kg).

d = distancia del cg hacia el eje posterior (mm).

b = distancia entre ejes (mm).

Datos	
Masa total (Carga viva + Carga muerta)	219kg
Transmisión	8 kg
Neumáticos y frenos	30 kg
Suspensión	10kg
Total	48 kg

Masa total en el eje delantero

$$M_{Td} = \frac{M_T (b-d)}{b} = 131,81 \text{ kg}$$

Dónde:

M_{Td} = masa total del eje delantero (Kg).

M_T = masa total (Kg).

$(b - d)$ = distancia cg hacia el eje posterior (mm).

b = distancia entre ejes (mm).

Masa total en el eje posterior

$$M_{Tp} = \frac{M_T \times d}{b} = 87,19 \text{ kg}$$

Dónde:

M_{Tp} = masa total del eje posterior (Kg).

M_T = masa total (Kg).

d = distancia cg hacia el eje delantero (mm).

b = distancia entre ejes (mm).

Masa no suspendida en el eje delantero

$$m_{nsd} = m_{Td} - M_{sd} = 29,89 \text{ kg}$$

Dónde:

m_{nsd} = masa total no suspendida eje delantero (kg).

M_{sd} = masa suspendida en el eje delantero (kg).

m_{Td} = masa total del eje delantero (kg).

Masa no suspendida en el eje posterior

$$m_{nsp} = m_{Tp} - M_{sp} = 19,11 \text{ kg}$$

Dónde:

m_{nsp} = masa total no suspendida eje posterior (kg).

M_{sp} = masa suspendida en el eje posterior (kg).

m_{Tp} = masa total del eje posterior (kg).

Cargas distribuidas sobre cada rueda	
Peso eje delantero	Peso eje posterior
60,19 %	39,81 %
131,81 kg	87,19 kg
Carga estática en cada rueda	
Rueda delantera izquierda	65,91 kg
Rueda delantera derecha	65,91kg
Rueda posterior izquierda	29,06 kg
Rueda posterior media	29,06kg
Rueda posterior derecha	29,06kg



Aceleración longitudinal

La velocidad mínima del vehículo, es de 30 km/h (norma de la competencia "Atacama Solar Challenger"). Para encontrar la aceleración máxima de la tricicleta se toma una velocidad teórica de 70 km/h y mediante la tabla 3, se muestra la potencia del motor en Watts y HP.

$$\text{Velocidad máxima} = 70 \frac{\text{km}}{\text{h}} = 19,44 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\begin{aligned} \text{Tiempo en recorrer 1000m} &= \frac{e}{v} = \frac{1000\text{m}}{19,44 \frac{\text{m}}{\text{s}}} \\ &= 51,44 \text{ seg} \end{aligned}$$

Potencia motor Hub

3000 W = 4,02 HP

$$a_x = \frac{F_x}{M_T}$$

Dónde:

a_x = aceleración longitudinal ($\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$).

F_x = fuerza longitudinal (N).

M_T = masa total (kg).

$$\text{si } F_x = \frac{\text{Pow}}{v}$$

Dónde:

Pow = potencia indicada (Watts).

v = velocidad máxima del vehículo $\frac{\text{m}}{\text{s}}$.

Reemplazando

$$\begin{aligned} a_x &= \frac{1}{M_T} \times \frac{\text{Pow}}{v} \\ a_x &= \frac{1}{219 \text{ kg}} * \frac{3000 \text{ watts}}{19,44 \frac{\text{m}}{\text{s}}} \end{aligned}$$

$$a_x = 0,70 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$



Fuerza de aceleración brusca

$$A_b = M_T * a_x = 153,3 \text{ N}$$

Dónde:

M_T = masa total (kg).

a_x = aceleración longitudinal ($\frac{m}{s^2}$).

Desaceleración longitudinal

$$a_x = \frac{m_{Tp}}{\frac{h}{l} * M_T} = 2,17 \frac{m}{s^2}$$

Dónde:

m_{Tp} = masa total del eje posterior (kg)

h = altura del piso al CG (m).

l = distancia entre ejes (m).

M_T = masa total (kg).

Aceleración lateral

Se determina el valor máximo de la aceleración, donde se establece un radio de giro constante de 4,5m (norma de la competencia "Atacama Solar Challenger"), sin deslizamiento con una velocidad promedio de 20 km/h en pista.

$$a_y = \frac{v^2}{R} = 6,84 \frac{m}{s^2}$$

Dónde:

v = Velocidad promedio ($\frac{m}{s}$).

R = radio de giro constante (m).



Cálculo de cargas de impacto

Para efecto de los siguientes cálculos se utiliza la Norma Técnica Ecuatoriana NTE INEN 1323.

Impacto superior

$$F_S = M_T * 2a = 4296,78 \text{ N}$$

Dónde:

F_S = fuerza de impacto superior (N).

M_T = masa total (kg).

a = aceleración debido a la gravedad ($\frac{m}{s^2}$)

Impacto lateral

$$F_L = M_T * 4a = 8593,56 \text{ N}$$

Dónde:

F_L = fuerza de impacto lateral (N).

M_T = masa total (kg).

a = aceleración debido a la gravedad ($\frac{m}{s^2}$)

Impacto frontal

$$F_F = M_T * 8a = 17187,12 \text{ N}$$

Dónde:

F_F = fuerza de impacto frontal (N).

M_T = masa total (kg).

a = aceleración debido a la gravedad ($\frac{m}{s^2}$)

Carga aerodinámica

$$R_{af} = \frac{1}{2} C_x * \rho * A_f * V^2 = 955,5 \text{ N}$$

Dónde:

R_{af} = carga por resistencia aerodinámica (N).

ρ = densidad del aire en $1,2 \frac{kg}{m^3}$ a $20^\circ C$.

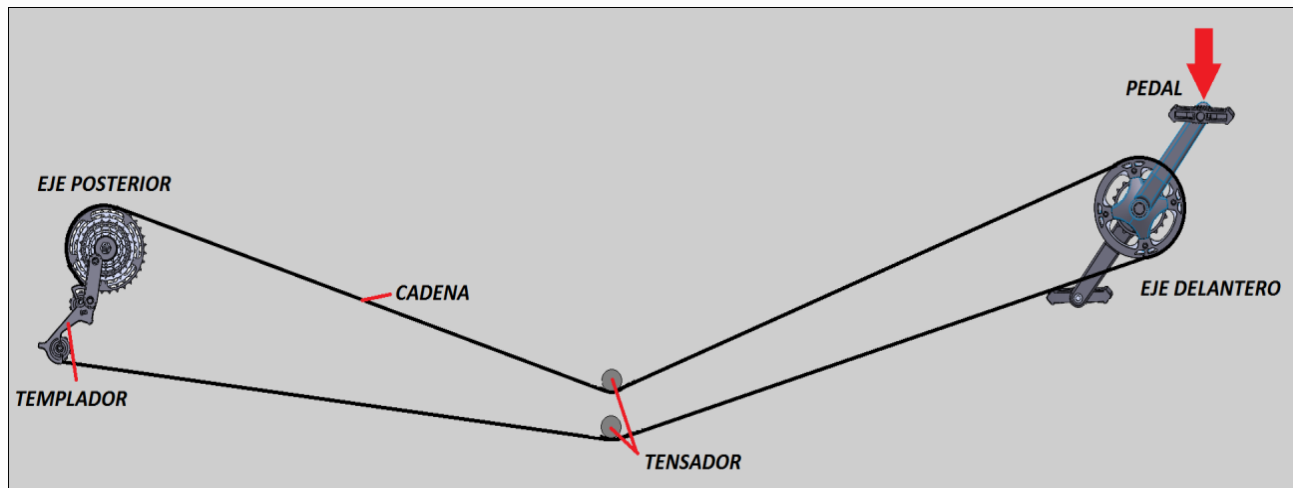
v = velocidad del aire en $\frac{m}{s}$ (mín $25 \frac{m}{s}$).

A_f = Area proyección del vehículo en un plano perpendicular a su eje longitudinal en m^2 .

C_x = coef resistencia frontal del aire (min 0.7).

Diseño y selección de la transmisión por cadenas

- El sistema de transmisión por cadena de rodillos debe ser eficiente para evitar pérdidas por fricción y optimizar el rendimiento implementando combinaciones adecuadas para las relaciones de transmisión, estas combinaciones le permite al conductor seleccionar la más óptima para cada exigencia y así obtener el mejor rendimiento con el menor esfuerzo del piloto.



Fuerza y momentos de la Catarina

Datos:

- $n_1 = 190 \text{ rpm}$
- $F = 800 \text{ N}$
- $d = 17,5 \text{ cm}$
- $r = 9,1 \text{ cm}$

Fuerza en el eje

$$F_A * r = F * d = 1538,46 \text{ N}$$

Dónde:

F_A = Fuerza tangencial en el eje del plato pedalier.

r = radio del plato pedalier.

d = Longitud de la biela del pedalier.

F = Fuerza aplicada en el pedal

Fuerza en la cadena

$$F_{\text{CADENA}} = \frac{F_A}{\cos(0^\circ)} = 1538,46 \text{ N}$$

Dónde:

F_{CADENA} = Fuerza en la cadena.

F_A = Fuerza tangencial en el eje del plato pedalier.

Torque en el brazo de biela

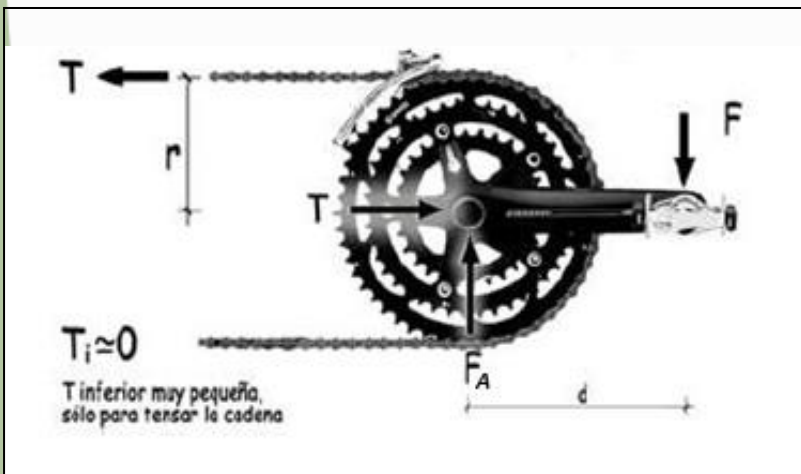
$$T_B = F * d = 140 \text{ Nm}$$

Dónde:

T_B = Torque en la biela del pedal.

F = Fuerza aplicada en el pedal

d = Longitud de la biela del pedalier.



Cálculo de la fuerza en la cadena

$$F_C = \frac{T_B}{r_1}$$

Dónde:

F_C = Fuerza en la cadena – mínima relación de transmisión.

T_B = Torque en la biela del pedal.

r_1 = Radio del plato pedalier.

$$F_C = \frac{140N_m}{0,0875m}$$

$$F_C = 1600 N$$

Diagrama 1

$$\tan \alpha_2 = \frac{50}{108}$$

$$\alpha_2 = 24,84$$

$$F_{cadena\ 3} = \frac{1600N}{\cos 24,84}$$

$$F_{cadena\ 3} = 1763,15 N$$

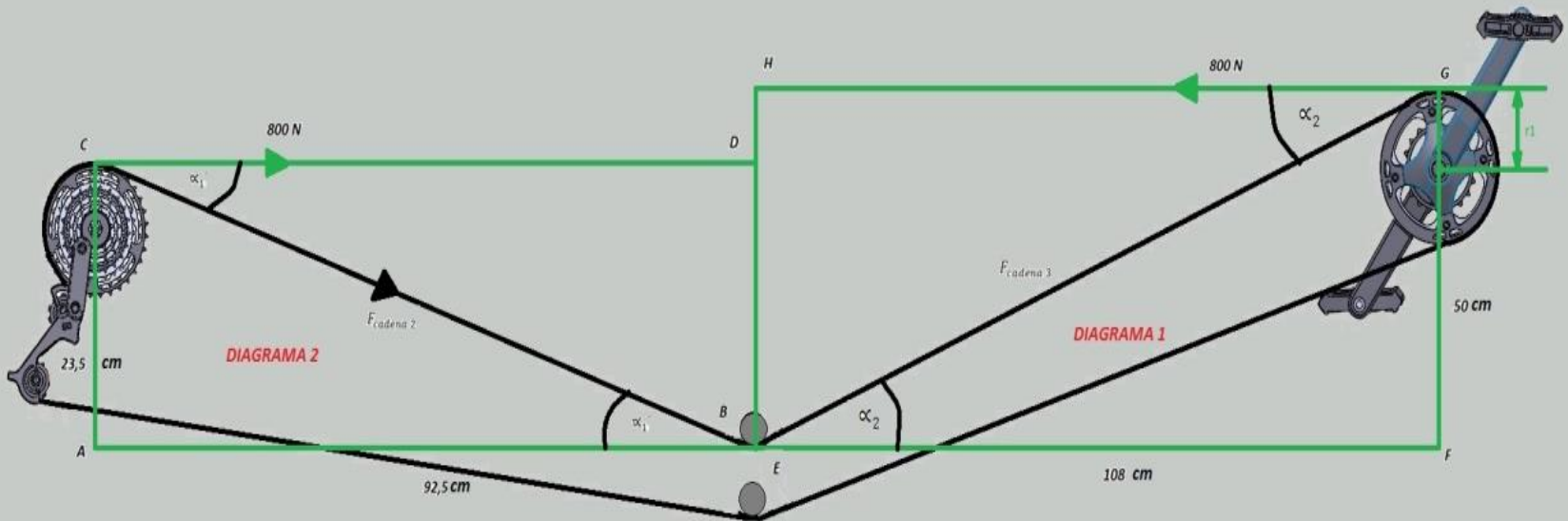


Diagrama 2

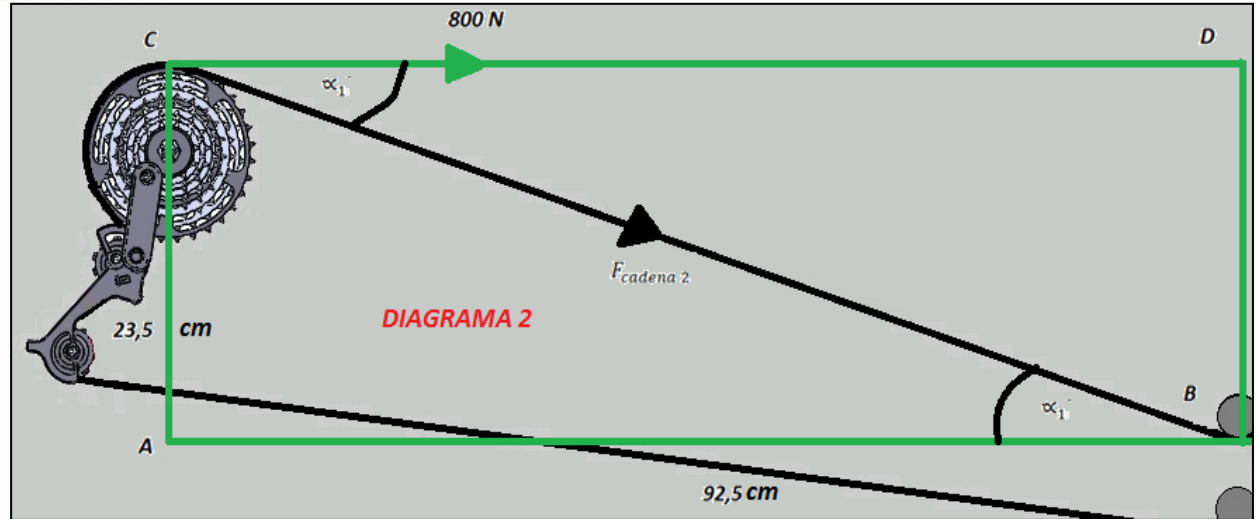
$$\tan \alpha_1 = \frac{23,5}{92,5}$$

$$\alpha_1 = 14,25^\circ$$

$$\cos \alpha_1 = \frac{1600}{F_{\text{cadena 2}}}$$

$$F_{\text{cadena 2}} = \frac{1600}{\cos 14,25}$$

$$F_{\text{cadena 2}} = 1650,83 \text{ N}$$



Velocidad angular a la salida (Piñón 28 Dientes)

$$n_2 = n_1 \cdot \left(\frac{N_1}{N_2} \right)$$

Dónde:

n_2 = Velocidad angular en el piñón rache.

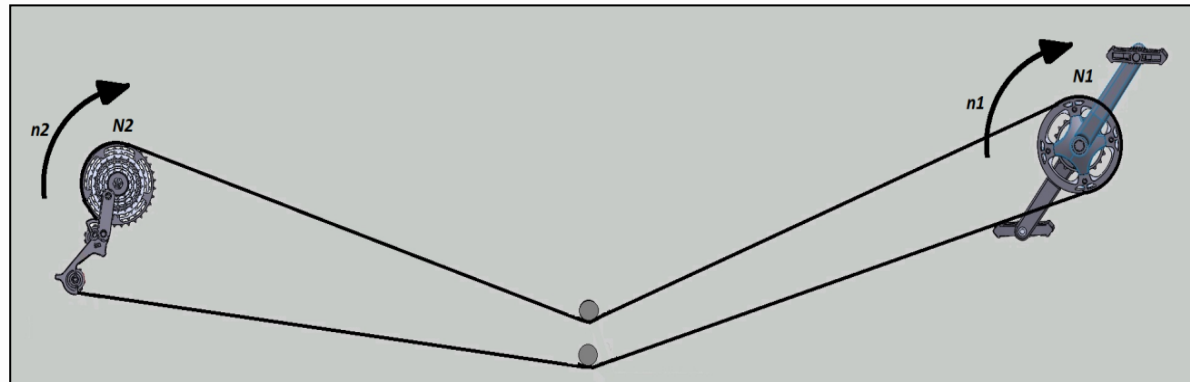
n_1 = Velocidad angular en el plato pedalier.

N_1 = Numero de dientes del piñón del plato pedalier.

N_2 = Numero de dientes del piñón rache.

$$n_2 = (190 \text{ rpm}) \left(\frac{45}{28} \right)$$

$$n_2 = 305 \text{ rpm}$$



Cálculo de la velocidad en la cadena Eje delantero (Plato pedalier)

$$v_1 = p \cdot N_1 \cdot n_1$$

Dónde:

v_1 = Velocidad de la cadena.

p = paso de la cadena (1,27 cm).

N_1 = Numero de dientes del plato pedalier.

n_1 = Velocidad angular del plato pedalier.

$$v_1 = (1,27 \text{ cm})(45)(190 \text{ rpm})$$

$$v_1 = 10858,50 \frac{\text{cm}}{\text{min}} \left| \frac{1 \text{ m}}{100 \text{ cm}} \right| \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}}$$

$$v_1 = 1,81 \text{ m/s}$$

Eje posterior (Piñón rache)

$$v_2 = p \cdot N_2 \cdot n_2$$

$$v_2 = (1,27 \text{ cm})(28)(305 \text{ rpm})$$

$$v_2 = 10845,80 \frac{\text{cm}}{\text{min}} \left| \frac{1 \text{ m}}{100 \text{ cm}} \right| \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}}$$

$$v_2 = 1,81 \text{ m/s}$$

Cálculo de la potencia para la selección del motor

Eje posterior

$$P_2 = F_{\text{cadena } 2} \cdot v_2$$

$$P_2 = (1650,83 \text{ N})(1,81 \text{ m/s})$$

$$P_2 = 2988 \text{ Watts}$$

Especificación factor de servicio.

Se debe especificar el factor de servicio para realizar el cálculo de la potencia de diseño. De la tabla, el factor de servicio para un tipo de carga uniforme (transportadores con carga ligera) y un impulsor de motor eléctrico a través de una transmisión por cadenas es $FS = 1,0$.



$$\text{Potencia del motor} = 3000 \text{ Watts} \left| \frac{1 \text{ HP}}{746 \text{ Watts}} \right| = 4.02 \text{ HP}$$

$$\text{Potencia de Diseño} = \text{Factor de servicio} \times \text{Potencia del motor}$$

$$\text{Potencia de Diseño} = 1,0 \times (4,02) = 4,02 \text{ HP}$$

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	1.2
Choque moderado (máquinas herramienta, grúas, transportadores pesados, mezcladoras de alimento y molinos)	1.2	1.3	1.4
Choque pesado (prensas de troquelado, molinos de martillos, transportadores alternos, accionamientos de molino de rodillos)	1.4	1.5	1.7

Selección de cadena

Para una sola hilera, la cadena número 40, con un paso de 0.50 pulg. Es la más adecuada. Con una catarina de 45 dientes, la capacidad es de 3,71 HP a 180 rpm y 4,10 HP a 200 rpm.

Para obtener la potencia de diseño requerido interpolamos los siguientes valores:

Datos:

$$X_0 = 180 \text{ rpm}$$

$$Y_0 = 3,71 \text{ HP}$$

$$X_1 = 200 \text{ rpm}$$

$$Y_1 = 4,10 \text{ HP}$$

$$X = 190 \text{ rpm}$$

$$Y = \text{Potencia del motor}$$

$$Y = Y_0 + \frac{Y_1 - Y_0}{X_1 - X_0} (X - X_0)$$

$$Y = 3,71 + \frac{4,10 - 3,71}{200 - 180} (190 - 180)$$

$$Y = 3,91 \text{ HP}$$

Núm. de dientes	0.500 pulgadas de paso										Velocidad mínima de giro de la catarina, rev/min														
	10	25	50	100	180	200	300	500	700	900	1000	1200	1400	1600	1800	2100	2500	3000	3500	4000	5000	6000	7000	8000	9000
11	0.06	0.14	0.27	0.52	0.91	1.00	1.48	2.42	3.34	4.25	4.70	5.60	6.49	5.57	4.66	3.70	2.85	2.17	1.72	1.41	1.01	0.77	0.61	0.50	0.00
12	0.06	0.15	0.29	0.56	0.99	1.09	1.61	2.64	3.64	4.64	5.13	6.11	7.09	6.34	5.31	4.22	3.25	2.47	1.96	1.60	1.15	0.87	0.69	0.57	0.00
13	0.07	0.16	0.31	0.61	1.07	1.19	1.75	2.86	3.95	5.02	5.56	6.62	7.68	7.15	5.99	4.76	3.66	2.79	2.21	1.81	1.29	0.98	0.78	0.00	
14	0.07	0.17	0.34	0.66	1.15	1.28	1.88	3.08	4.25	5.41	5.98	7.13	8.27	7.99	6.70	5.31	4.09	3.11	2.47	2.02	1.45	1.10	0.87	0.00	
15	0.08	0.19	0.36	0.70	1.24	1.37	2.02	3.30	4.55	5.80	6.41	7.64	8.86	8.86	7.43	5.89	4.54	3.45	2.74	2.24	1.60	1.22	0.97	0.00	
16	0.08	0.20	0.39	0.75	1.32	1.46	2.15	3.52	4.86	6.18	6.84	8.15	9.45	9.76	8.18	6.49	5.00	3.80	3.02	2.47	1.77	1.34	1.00	0.00	
17	0.09	0.21	0.41	0.80	1.40	1.55	2.29	3.74	5.16	6.57	7.27	8.66	10.04	10.69	8.96	7.11	5.48	4.17	3.31	2.71	1.94	1.47	1.00	0.00	
18	0.09	0.22	0.43	0.84	1.48	1.64	2.42	3.96	5.46	6.95	7.69	9.17	10.63	11.65	9.76	7.75	5.97	4.54	3.60	2.95	2.11	1.60	1.00	0.00	
19	0.10	0.24	0.46	0.89	1.57	1.73	2.56	4.18	5.77	7.34	8.12	9.66	11.22	12.64	10.59	8.40	6.47	4.92	3.91	3.20	2.29	1.60	1.00	0.00	
20	0.10	0.25	0.48	0.94	1.65	1.82	2.69	4.39	6.07	7.73	8.55	10.18	11.81	13.42	11.44	9.07	6.99	5.31	4.22	3.45	2.47	1.60	1.00	0.00	
21	0.11	0.26	0.51	0.98	1.73	1.91	2.83	4.61	6.37	8.11	8.98	10.69	12.40	14.10	12.30	9.76	7.52	5.72	4.54	3.71	2.65	1.60	1.00	0.00	
22	0.11	0.27	0.53	1.03	1.81	2.01	2.96	4.83	6.68	8.50	9.40	11.20	12.99	14.77	13.19	10.47	8.06	6.13	4.87	3.98	2.85	1.60	1.00	0.00	
23	0.12	0.28	0.56	1.08	1.90	2.10	3.10	5.05	6.98	8.89	9.83	11.71	13.58	15.44	14.10	11.19	8.62	6.55	5.20	4.26	3.05	1.60	1.00	0.00	
24	0.12	0.30	0.58	1.12	1.98	2.19	3.23	5.27	7.28	9.27	10.26	12.22	14.17	16.11	15.03	11.93	9.18	6.99	5.54	4.54	3.05	1.60	1.00	0.00	
25	0.13	0.31	0.60	1.17	2.06	2.28	3.36	5.49	7.59	9.66	10.69	12.73	14.76	16.78	15.98	12.68	9.76	7.43	5.89	4.82	3.05	1.60	1.00	0.00	
26	0.13	0.32	0.63	1.22	2.14	2.37	3.50	5.71	7.89	10.04	11.11	13.24	15.35	17.45	16.95	13.45	10.36	7.88	6.25	5.12	3.05	1.60	1.00	0.00	
28	0.14	0.35	0.67	1.31	2.31	2.55	3.77	6.15	8.50	10.82	11.97	14.26	16.53	18.79	18.94	15.03	11.57	8.80	6.99	5.72	3.05	1.60	1.00	0.00	
30	0.15	0.37	0.72	1.41	2.47	2.74	4.04	6.59	9.11	11.59	12.82	15.28	17.71	20.14	21.01	16.67	12.84	9.76	7.75	6.34	3.05	1.60	1.00	0.00	
32	0.16	0.40	0.77	1.50	2.64	2.92	4.31	7.03	9.71	12.38	13.68	16.30	18.89	21.48	23.14	18.37	14.14	10.76	8.54	6.34	3.05	1.60	1.00	0.00	
35	0.18	0.43	0.84	1.64	2.88	3.19	4.71	7.69	10.62	13.52	14.96	17.82	20.67	23.49	26.30	21.01	16.17	12.30	9.76	7.30	3.05	1.60	1.00	0.00	
40	0.21	0.50	0.96	1.87	3.30	3.65	5.38	8.79	12.14	15.45	17.10	20.37	23.62	26.85	30.06	25.67	19.76	15.03	11.00	8.00	3.05	1.60	1.00	0.00	
45	0.23	0.56	1.08	2.11	3.71	4.10	6.08	9.89	13.66	17.39	19.24	22.92	26.57	30.20	33.82	30.63	23.58	17.53	13.00	9.50	3.05	1.60	1.00	0.00	

Tipo A: Lubricación manual e por goteo
 Tipo B: Lubricación en baño o con disco
 Tipo C: Lubricación con chorro de aceite

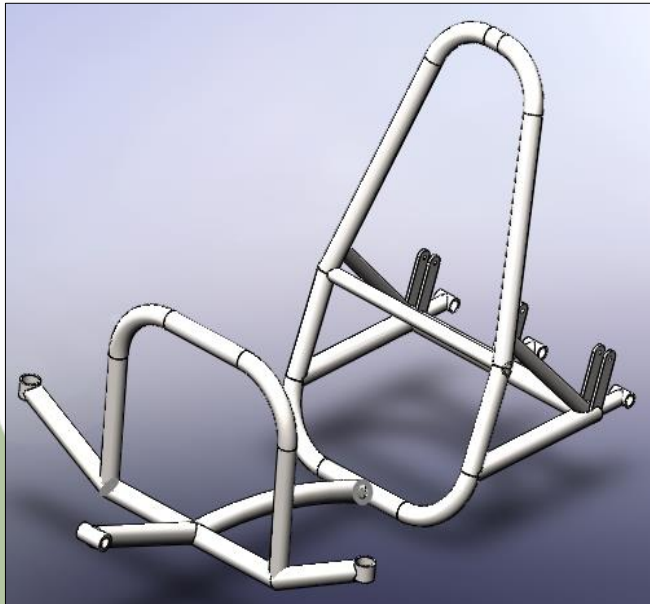
Fuente: American Chain Association, Naples, FL.

Obtenido el valor teórico de la potencia del motor eléctrico al cual va a estar sometida la cadena número 40 podemos determinar el motor con la potencia que se encuentra en el medio comercial que es de 4,02 HP.

Análisis estructural del bastidor

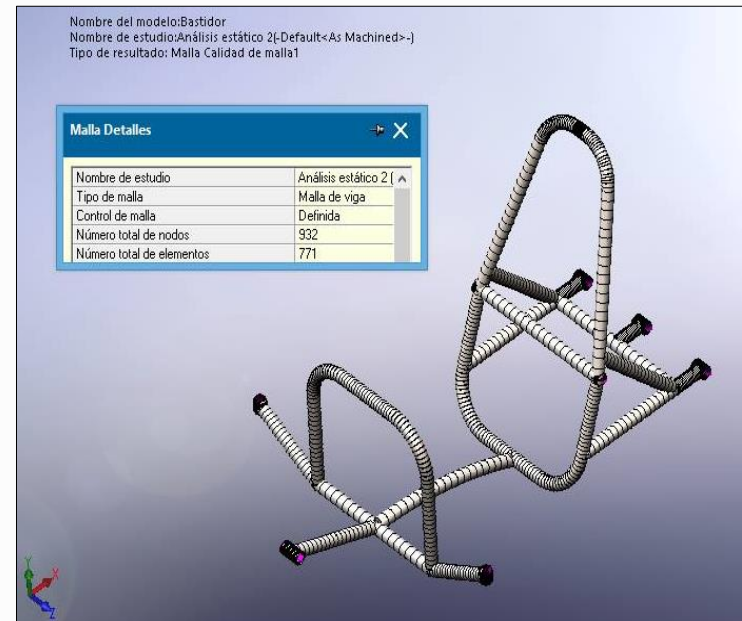
Barra antivuelco primaria y secundaria

Las barras antivuelco son las encargadas de absorber la energía de impacto superior, frontal y lateral del vehículo, los valores de la carga que actúa sobre las barras antivuelco fueron determinados en los cálculos anteriores y se las analiza de la siguiente manera.



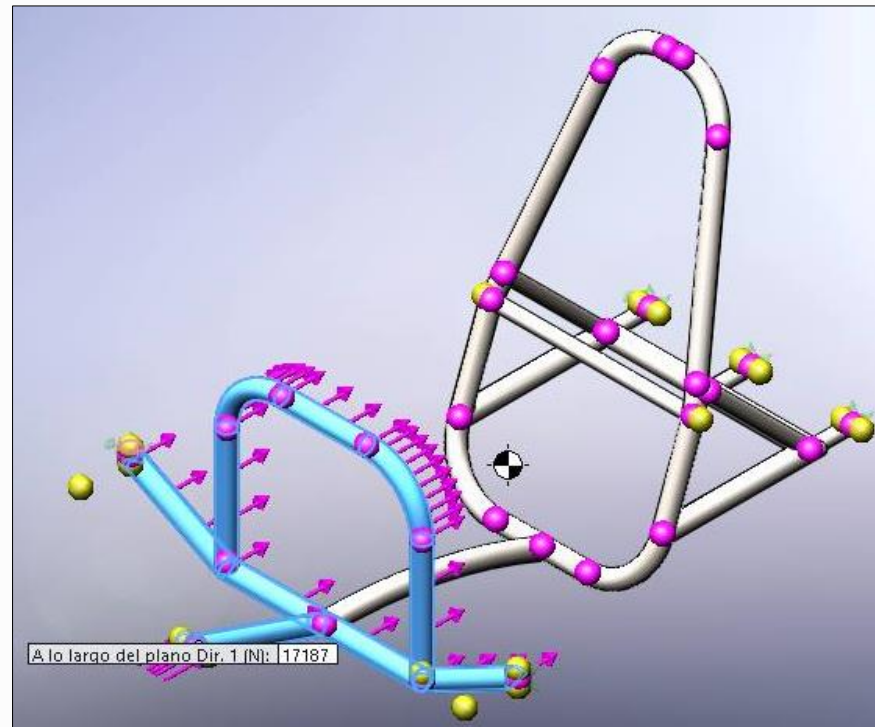
Generación de malla

A continuación se realiza el mallado del elemento, este método permite dividir los objetos modelados en pequeñas áreas o subdivisiones denominados “elementos finitos”. En nuestro caso se realizó un refinamiento de la malla, para optimizar el número de variables y mejorar la resolución como se indica en la figura.



- Impacto frontal

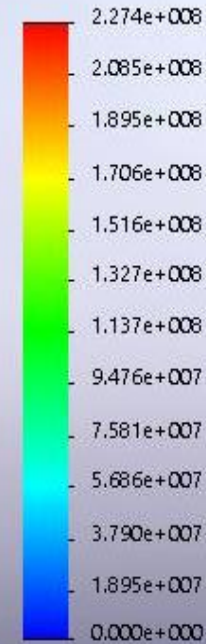
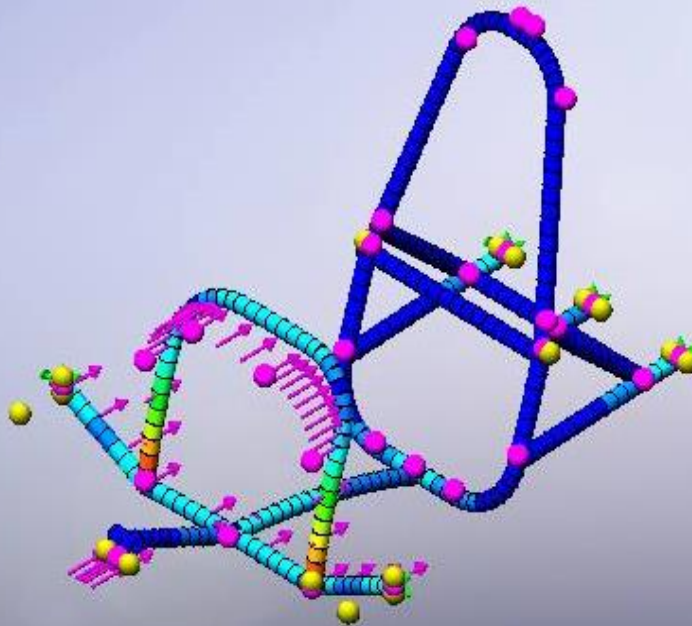
Elementos o componentes	Carga aplicada	Punto de aplicación	Observación
Barra antivuelco y barra de fijación	$F_F = 17187 \text{ N}$	Superficie frontal de las barras	Ningún componente de la estructura debe fallar.



Análisis estructural de tensión axial y de flexión

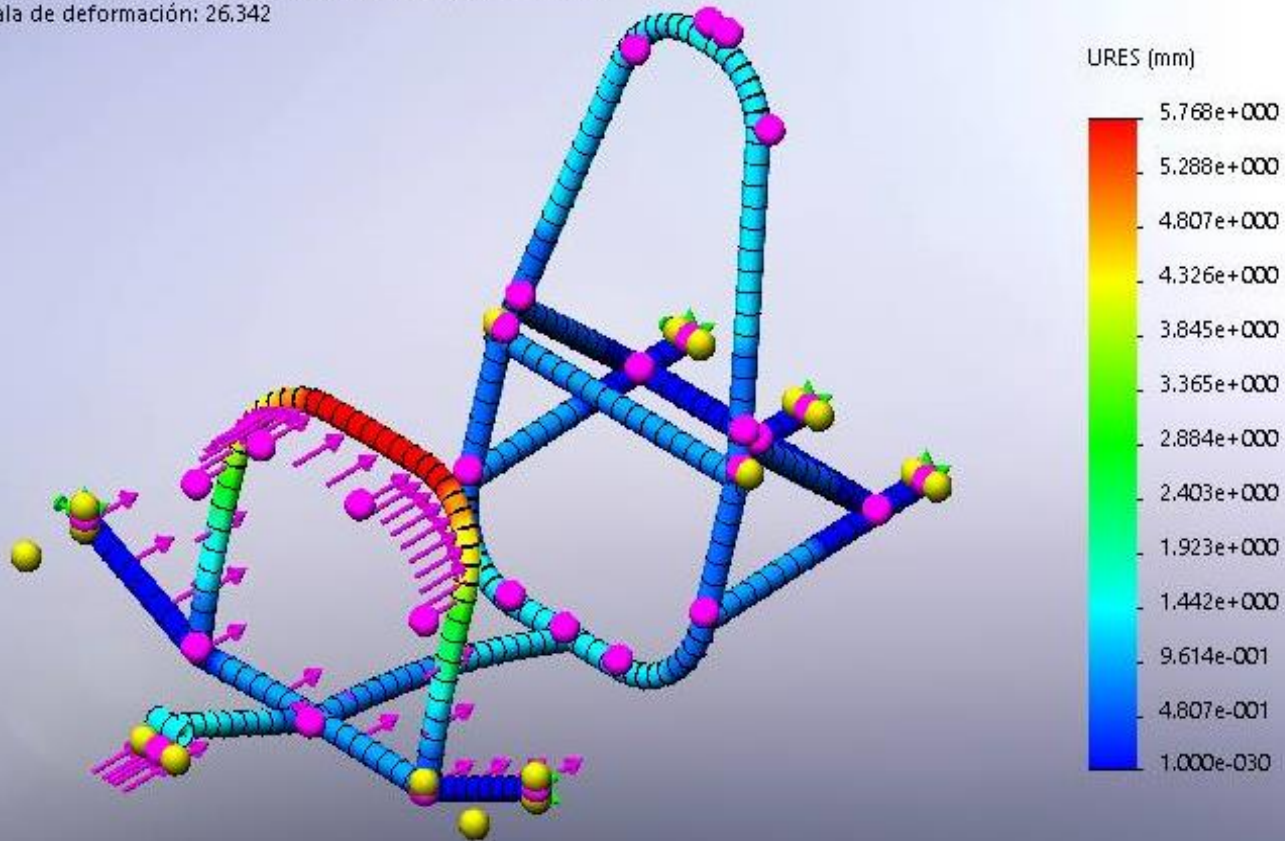
Nombre del modelo: Bastidor
Nombre de estudio: Fuerza de frenado (-Default<As Machined>-)
Tipo de resultado: Tensión axial y de flexión en el límite superior Tensiones1
Escala de deformación: 26,342

Tensión axial y de flexión en el límite superior (N/m²)



Análisis estructural de deformación máxima

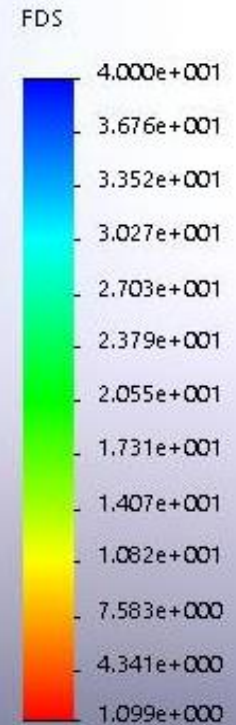
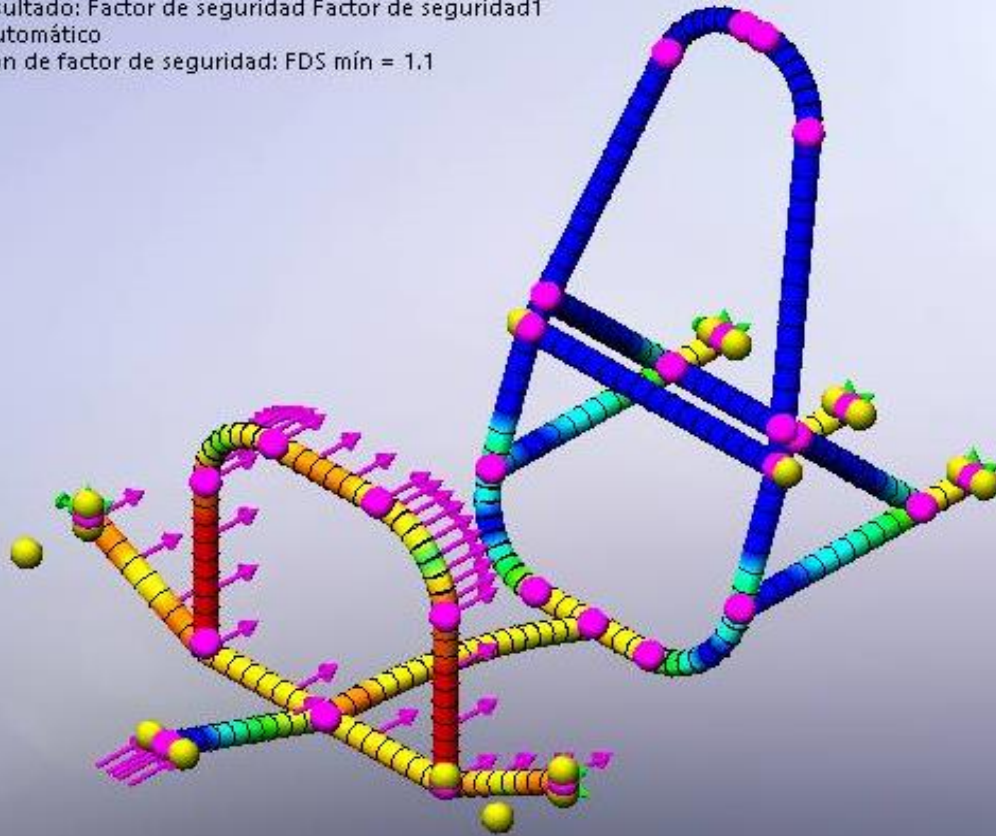
Nombre del modelo: Bastidor
Nombre de estudio: Impacto frontal[-Default<As Machined>-]
Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1
Escala de deformación: 26.342





Factor de seguridad

Nombre del modelo: Bastidor
Nombre de estudio: Impacto frontal[-Default<As Machined>-]
Tipo de resultado: Factor de seguridad Factor de seguridad1
Criterio: Automático
Distribución de factor de seguridad: FDS mín = 1.1

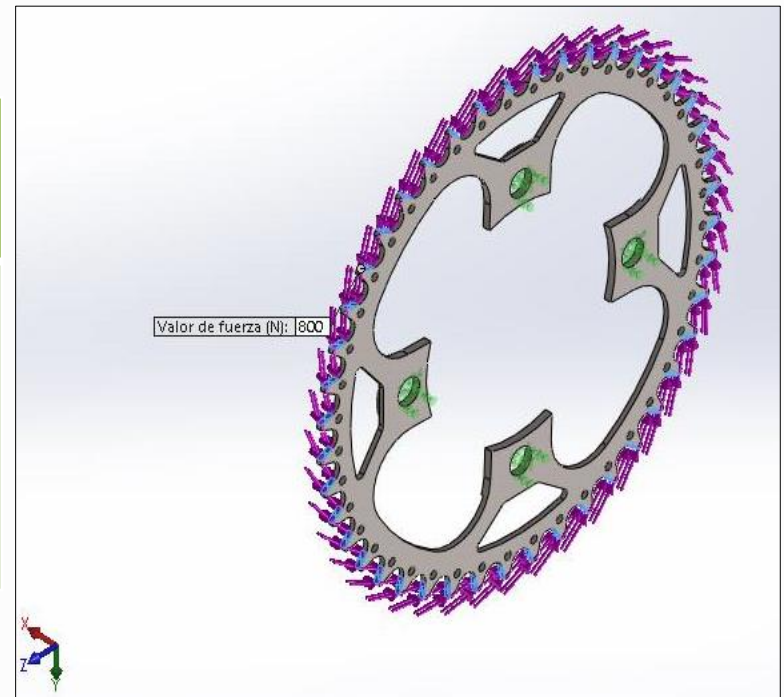


Análisis del sistema de transmisión

Fuerza de tracción en la catarina

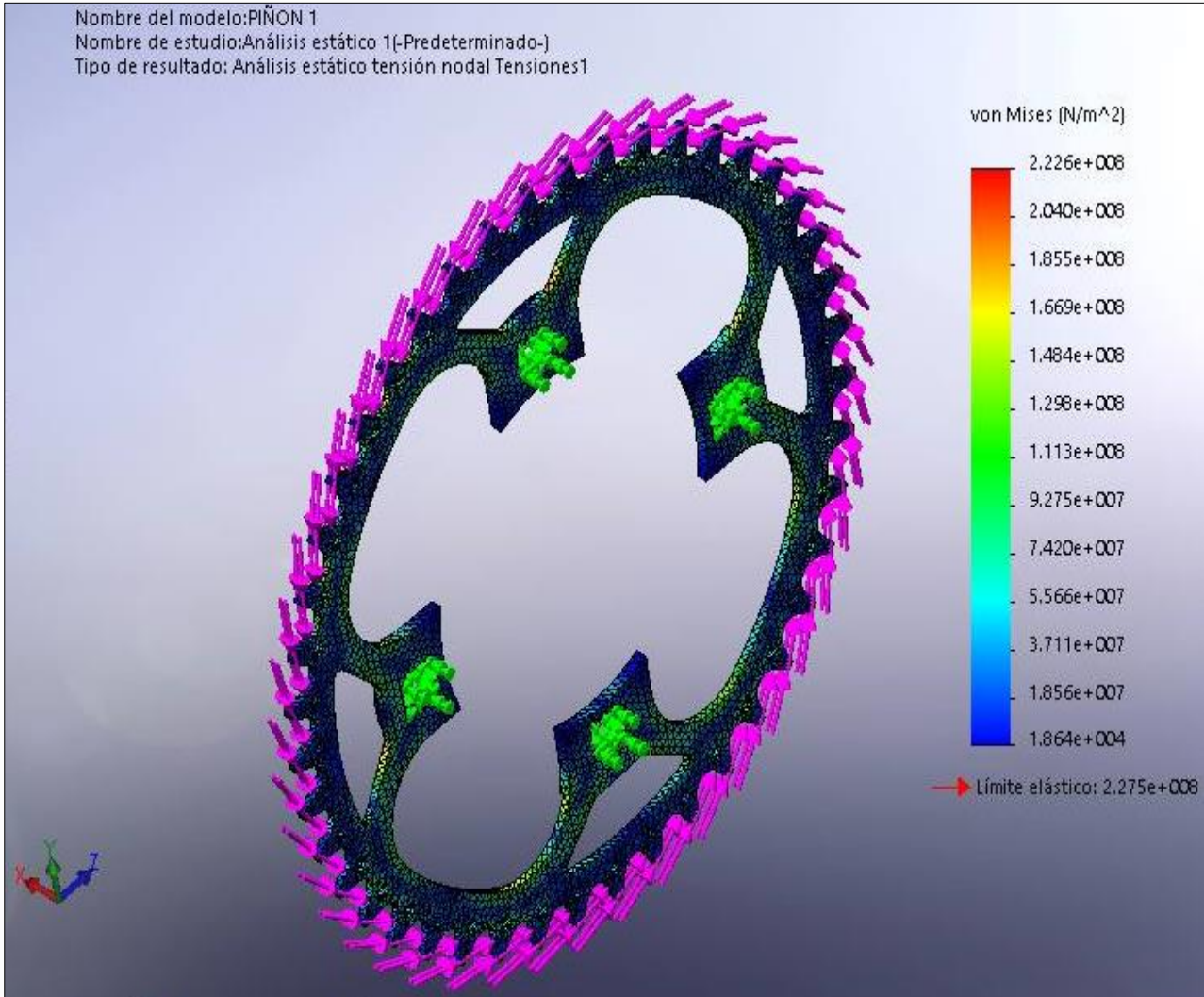
La catarina del plato pedalier es el elemento encargado de transmitir la fuerza motriz proveniente de las piernas del piloto hacia la cadena, la cual comanda la rueda motriz permitiendo así el desplazamiento del vehículo, los valores de la carga que actúan sobre los elementos de la transmisión fueron determinados en los cálculos anteriores, representados en la tabla.

Elementos o componentes	Carga aplicada	Punto de aplicación	Observación
Catarina pedalier	$F_c = 800\text{ N}$	Parte lateral de los dientes de la catarina.	Ningún componente de la catarina debe fallar.



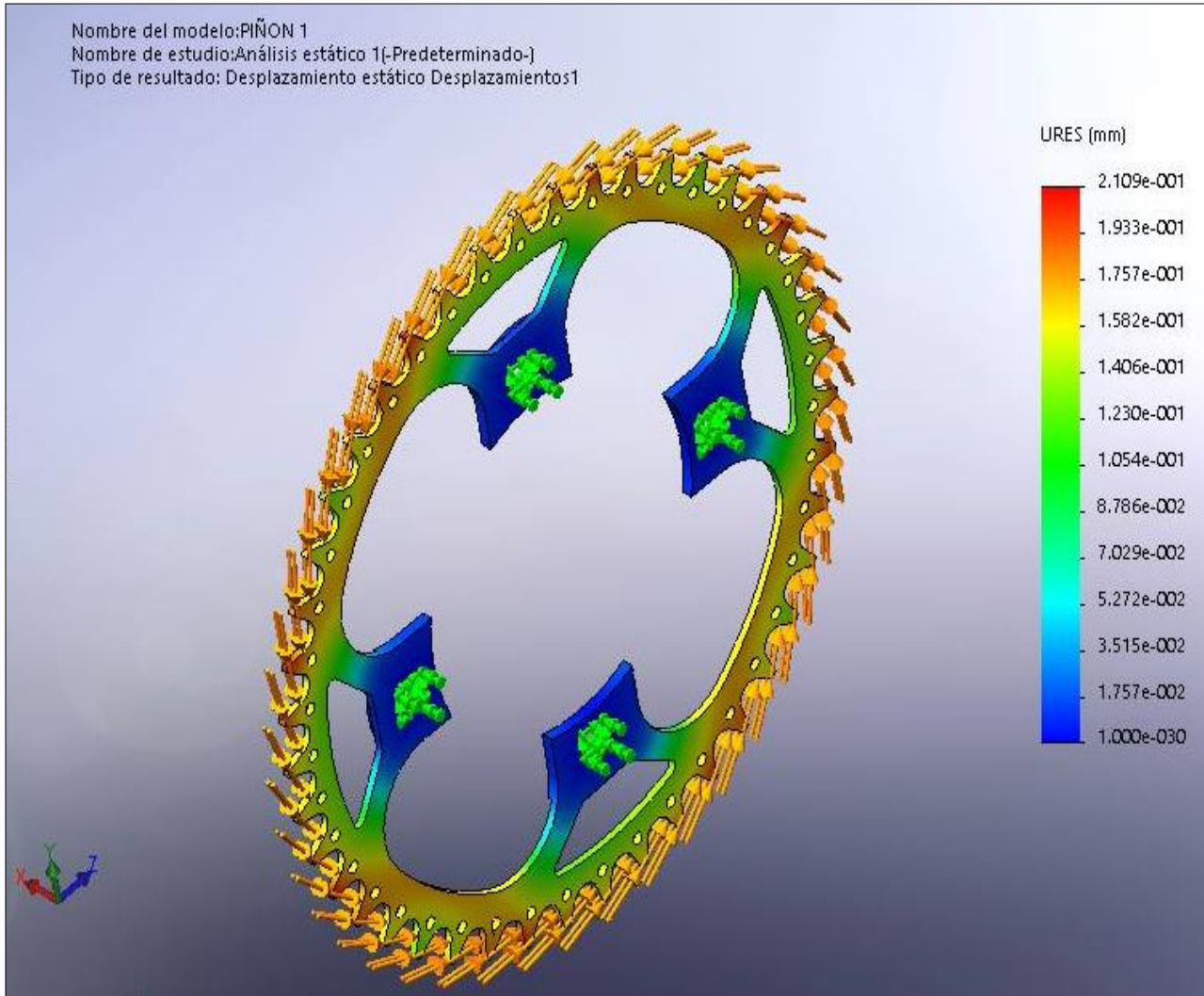
Análisis estructural de tensión axial y de flexión

Nombre del modelo:PIÑON 1
Nombre de estudio:Análisis estático 1(-Predeterminado-)
Tipo de resultado: Análisis estático tensión nodal Tensiones1



Análisis estructural de deformación máxima

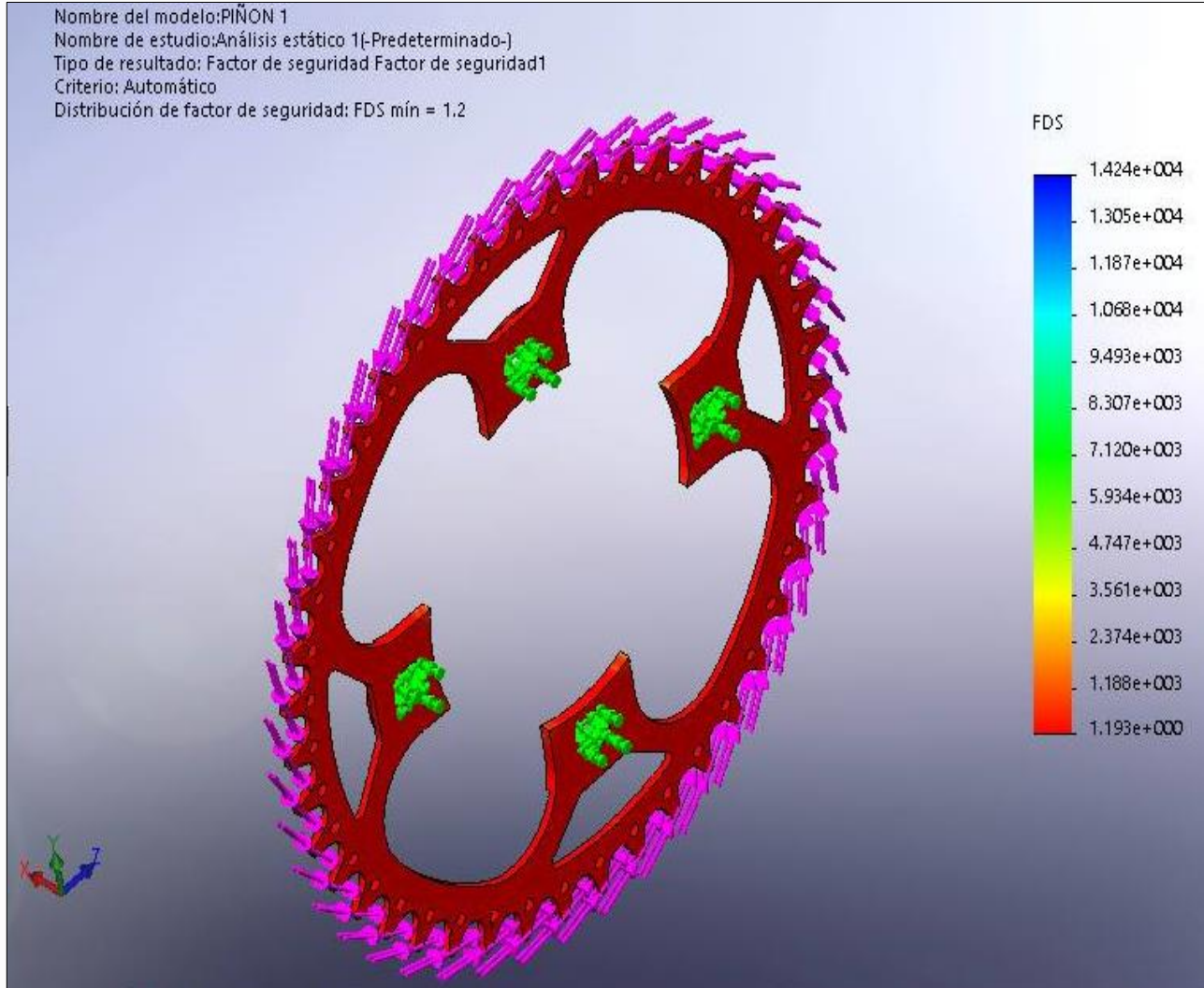
Nombre del modelo:PIÑON 1
Nombre de estudio:Análisis estático 1(-Predeterminado-)
Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1





Factor de seguridad

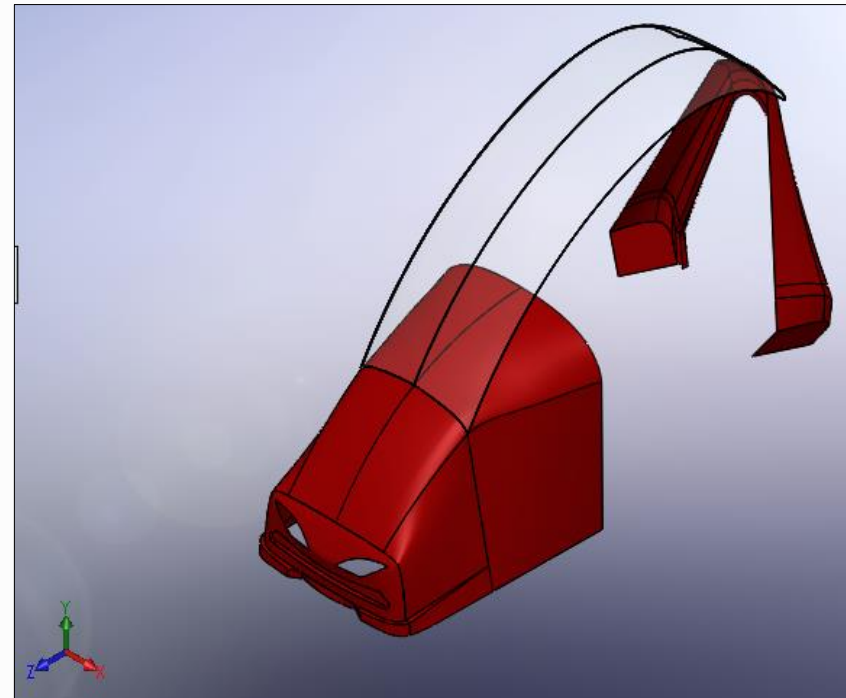
Nombre del modelo:PIÑON 1
Nombre de estudio:Análisis estático 1(-Predeterminado-)
Tipo de resultado: Factor de seguridad Factor de seguridad1
Criterio: Automático
Distribución de factor de seguridad: FDS mín = 1.2



Comportamiento aerodinámico de la carrocería

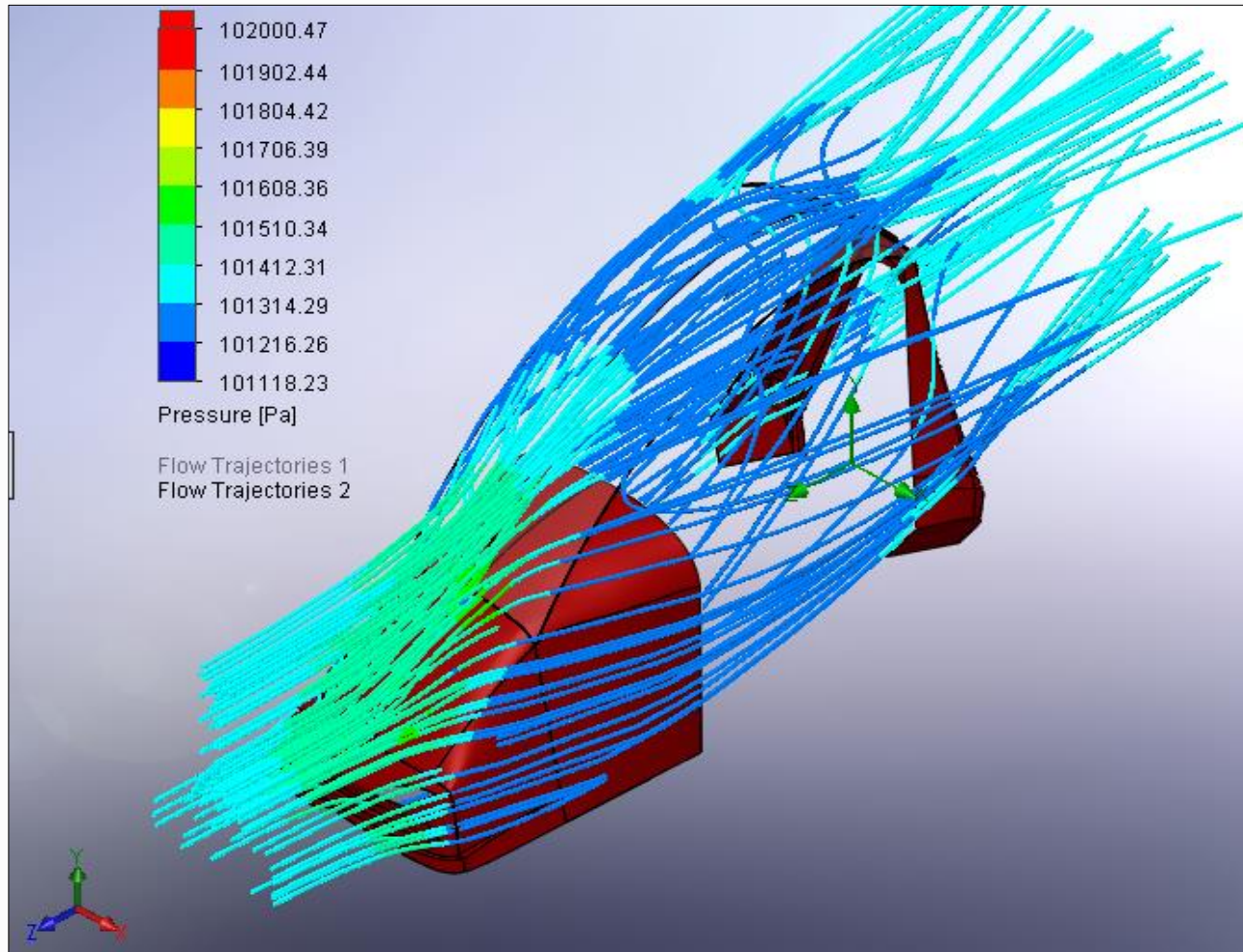
La carrocería es el conjunto de elementos encargado de brindar el confort al piloto al momento de conducir y de mejorar el comportamiento aerodinámico del vehículo. El modelado de la carrocería de nuestro prototipo se indica en la figura, y sus parámetros de simulación se evidencia en la tabla.

Elementos o componentes	Carga aplicada	Punto de aplicación	Observación
Carrocería frontal Parabrisas	$P_{atm} = 101 \text{ kPa}$	Área frontal del vehículo.	Ningún componente de la carrocería debe fallar.





Análisis aerodinámico





Procesos de manufactura e implementación de la tricicleta

CHASIS

Medición y corte





Biselado del material

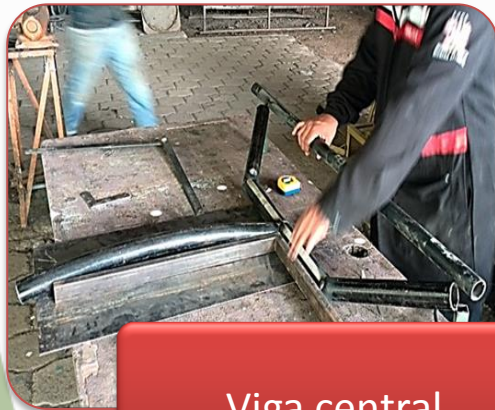


Doblado y Barolado del material





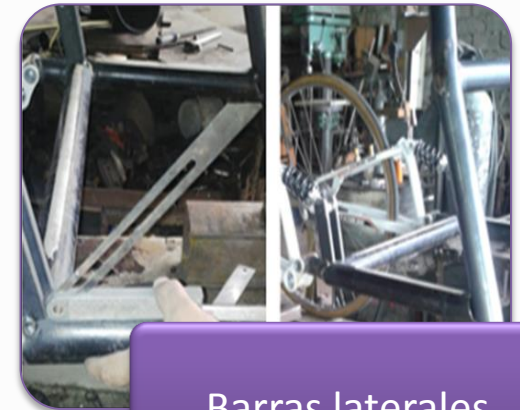
Unión de los componentes del chasis



Viga central



Barra antivuelco
primaria y secundaria



Barras laterales





ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

Sujeción de las ruedas delanteras y posteriores al chasis



Ruedas posteriores



Ruedas delanteras



ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

Sujeción de los pedales y tensor de cadena al chasis



Tensor de la cadena



Pedalera



Construcción de la carrocería



Molde base



Aplicación de arcilla



Aplicación de Yeicol



Aplicación de fibra de vidrio



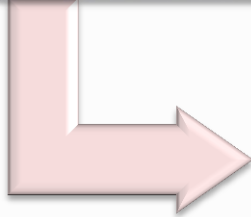
ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

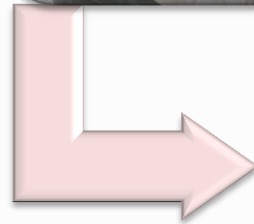
Pintura y acabados



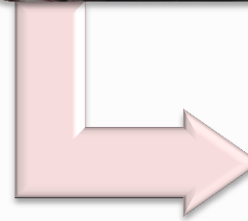
- Aplicación de masilla en las fallas.



- Proceso de lijado.



- Aplicación de fondo de relleno



- Aplicación de pintura y brillo



Montaje de la carrocería

Parte delantera y posterior de la carrocería



Parabrisas



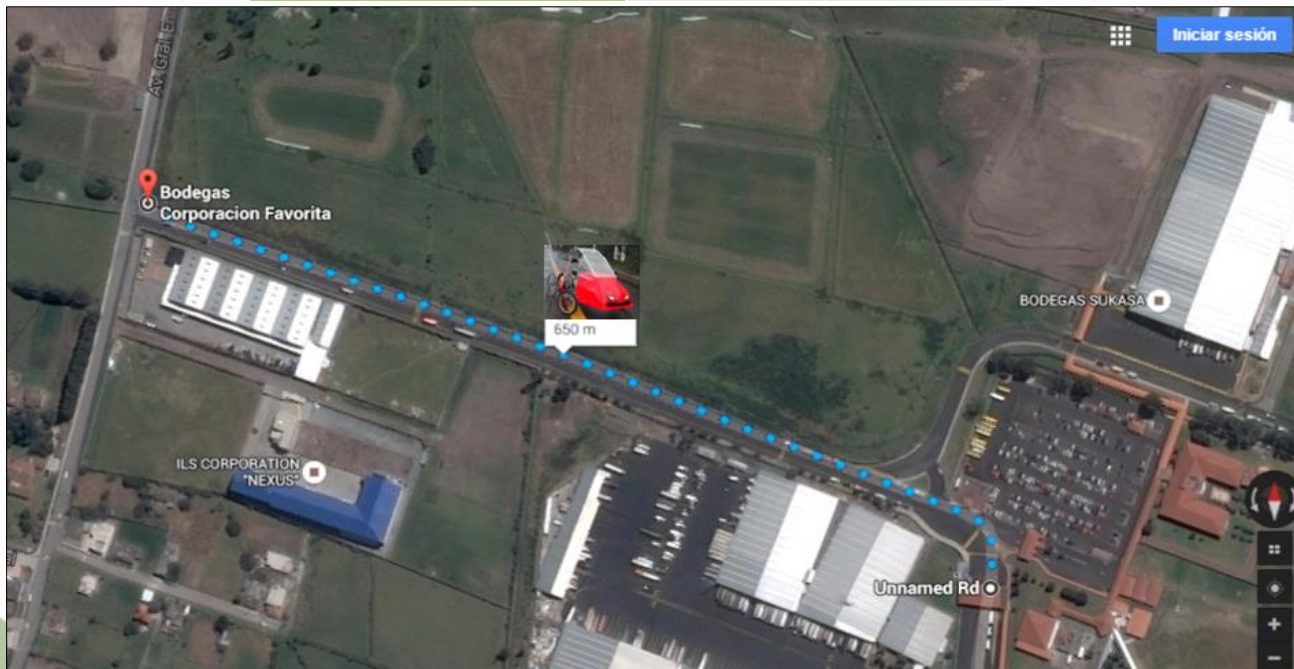
Prototipo Final





PROTOCOLO DE PRUEBAS

Características de la ruta N° 1	
Longitud	0,650 km
Tipo de suelo	Pavimento
Grado de pendientes	15°
Tipo de curvas	Abiertas
Tránsito vehicular	Moderado





ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS

INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

PRUEBAS	RESULTADOS			
	Malo	Regular	Excelente	Observaciones
Encendido / apagado del sistema eléctrico de propulsión			x	Ninguna
Encendido / apagado del sistema eléctrico de luces, guías y bocina.			x	Ninguna
Arranque desde 0 km/h con propulsión eléctrica.			x	Ninguna
Arranque desde 0 km/h con propulsión humana.		x		Lubricar el sistema de transmisión.
Accionamientos de marchas para propulsión humana		x		Lubricar el sistema de transmisión.
Estabilidad en recta a 50Km/h			x	Ninguna
Estabilidad en curvas a 50Km/h			x	Ninguna
Estabilidad / absorción del sistema de suspensión			x	Ninguna
Maniobrabilidad del sistema de dirección			x	Ninguna
Efectividad del sistema de frenos			x	Ninguna
Oscilación de la carrocería		x		Reajustar todas las fijaciones de la carrocería.
Fijaciones, uniones y material de los elementos estructurales del chasis			x	Ninguna



Interpretación de los resultados

TIPO DE PROPULSIÓN	CONDICIÓN DE LA VIA	VOLTAJE DE LAS BATERÍAS (V)	DISTANCIA RECORRIDA (m)	TIEMPO (min)	VELOCIDAD Máx. (Km/h)
Motor Eléctrico	Plano	51,2	650	1,5	50,8
Fuerza Humana	Plano	-----	650	3	25,4
Motor Eléctrico	Pendiente 15°	51,2	100	0,4	12,7
Fuerza Humana	Pendiente 15°	-----	100	1	6,5



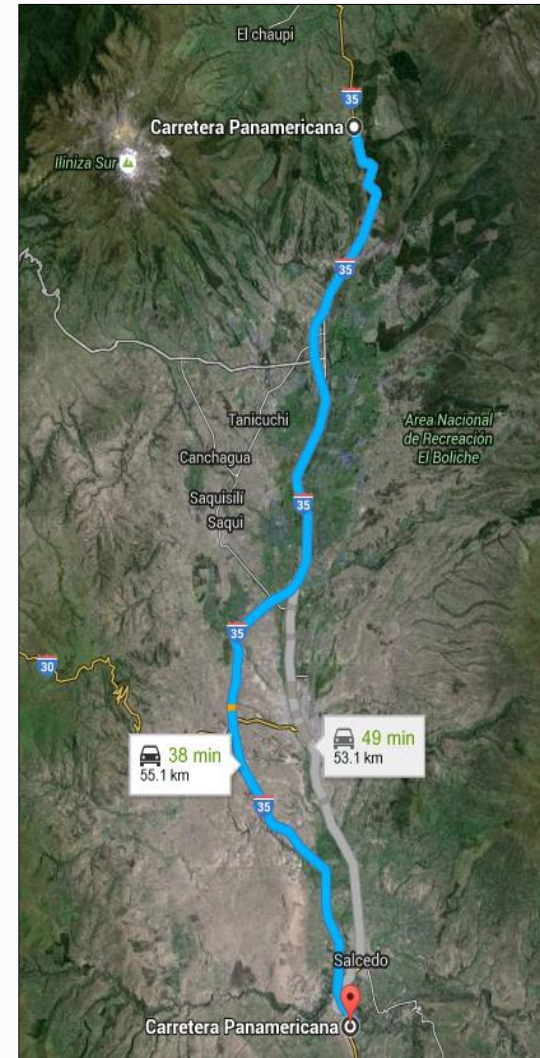
ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

PROTOCOLO DE PRUEBAS

Características de la ruta N° 2

Longitud	55,1 km
Tipo de suelo	Pavimento
Grado de pendientes	$\geq 15^\circ$
Tipo de curvas	Abiertas y cerradas
Tránsito vehicular	Moderado





Interpretación de los resultados





CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES

- Mediante la ayuda del CAD, se determinó la tensión máxima axial y de flexión del chasis en impacto superior, el análisis estructural se realizó de forma estática, la tensión máxima de Von Mises fue de 228,4 MPa, lo que significa que la estructura no sufrirá deformaciones, puesto que el esfuerzo de fluencia del acero estructural A-53 grado B es de 240 MPa, indicando que el material seleccionado es el correcto.
- El chasis de estructura tubular tipo recumbente que tiene nuestro prototipo es un diseño idóneo debido a que tiene su centro de gravedad a 324,40 mm, medido desde el nivel de referencia constituyendo una medida corta en relación a la altura total del prototipo que es de 1430 mm de tal manera que la tricicleta solar es un vehículo estable en curvas, ya que su concentración de fuerzas está próximo al suelo.



ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

- La tricicleta solar al tener el chasis tipo recumbente esta provista de una base estructural resistente, lo cual reduce el número de elementos estructurales, lo que nos permitió obtener un peso estructural de 31 Kg.
- La utilización óptima de materiales y la correcta distribución de componentes que soporta la tricicleta solar nos permitió obtener un peso total del vehículo, incluido el piloto de 210 kg, de tal forma que cumplimos el reglamento de la competencia que establece como límite un peso de 680 kg incluido el piloto.



ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

- Mediante la ejecución de diferentes pruebas de la tricicleta solar, se comprobó que la velocidad promedio es de 50,8 km/h y acorde a los reglamentos de la competencia en la categoría híbrido la velocidad promedio de la tricicleta es de al menos 30 km/h, cumpliendo con los requerimientos de la competencia.
- La tricicleta solar tiene una autonomía de 56 km de recorrido con el funcionamiento de su propulsión eléctrica, esto nos permite realizar la planificación logística para cada etapa previa al desarrollo de la competencia, considerando una velocidad promedio de 50 km/h.



Recomendaciones

- Para el diseño y construcción de una carrocería se recomienda realizar de fibra de carbono, ya que posee propiedades mecánicas similares al acero y es tan ligera como la madera o el plástico creando con esto una estructura con mayor rigidez y menor peso.
- Todos los sistemas y componentes que tiene la tricicleta solar, deben ser de fácil acceso, ya que en una competencia el tiempo de mantenimiento influye en los resultados finales.
- Se recomienda limpiar y lubricar el sistema de transmisión de la tricicleta después de cada recorrido sobre pistas de elevado contenido de gravilla o polvo, para extender la vida útil de los componentes mecánicos.



- Para recargar las baterías se recomienda desconectar todos los enchufes de conexión dentro de la tricicleta, para así evitar cualquier transmisión de voltaje hacia el módulo controlador del sistema de propulsión eléctrica durante la recarga.
- Revisar periódicamente el estado, nivel de carga y conexiones de la batería de 12 voltios, así como su estado interno retirando los tapones y verificando el nivel de electrolito de la misma.



ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

PROTOTIPOS RUTA SOLAR 2016





ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

