



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

“INVESTIGACIÓN DEL COMPORTAMIENTO DE UN BASCULANTE Y SISTEMA DE SUSPENSIÓN POSTERIOR TIPO BACK LINK DE UN PROTOTIPO DE MOTOCICLETA PARA LA V COM-PETENCIA INTERNACIONAL MOTOSTUDENT 2017-2018”

AUTORES: ORTEGA PORTILLA, CHRISTIAN ALEXANDER

RAMOS LANDÁZURI, CRISTOPHER BRYAN

DIRECTOR : ING. MENA PALACIOS, JORGE STALIN

LATACUNGA 2019



Objetivo General

- Investigar el comportamiento a partir del diseño y construcción de un basculante y Sistema de Suspensión Posterior tipo Back Link de un prototipo de motocicleta para la V Competencia Internacional MotoStudent 2017-2018.



Objetivo Específicos

- Recopilar información técnica proveniente de fuentes científicas inherentes al diseño de motocicletas de competición.
- Dimensionar la estructura del basculante y determinar la geometría del mecanismo de suspensión posterior a fin de obtener un favorable comportamiento dinámico.
- Seleccionar el material idóneo para la construcción del basculante y el mecanismo de suspensión.



- Modelar ambos sistemas mediante herramientas de diseño asistido computacional (CAD).
- Analizar el comportamiento de los componentes mecánicos, cuyo funcionamiento esté sujeto a fatiga, empleando software dedicado CAD-CAE.
- Validar el diseño preliminar mediante el análisis estructural de cada elemento para asegurar la resistencia de la motocicleta.
- Determinar matemáticamente los esfuerzos que se presentan en el sistema de suspensión durante las situaciones más desfavorables de la conducción, y analizarlos software de simulación CAD-CAE.



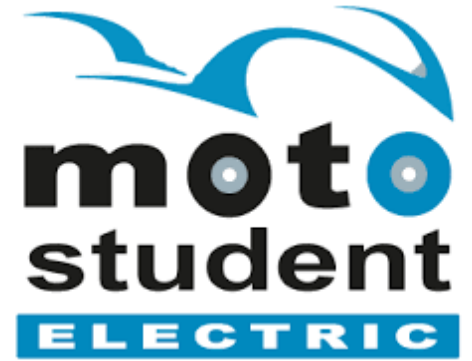
- Manufacturar y ensamblar los componentes previamente diseñados bajo las normas de calidad y seguridad industrial, los cuales junto con el resto del chasis constituirán la estructura de la motocicleta.
- Efectuar pruebas estáticas tanto a los elementos diseñados individualmente, así como al prototipo mediante la aplicación de distintas configuraciones de cargas, así como pruebas dinámicas en pista descritas en el reglamento de la competencia para verificar el correcto ensamblaje, geometría y trabajo del sistema de suspensión.



V Edición Competencia Internacional MotoStudent 2017-2018



CATEGORÍAS



Fases de la competencia MotoStudent

- 1º Fase MS1:
Defensa de proyecto



- 2º Fase MS2:
Evaluación física de la
motocicleta y carrera



Equipo Moto Advance Competition ESPE



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

Basculante



Elemento de la motocicleta que conecta la rueda posterior con el chasis

RIGIDEZ
PESO
FACILIDAD ENSAMBLAJE



BASCULANTE

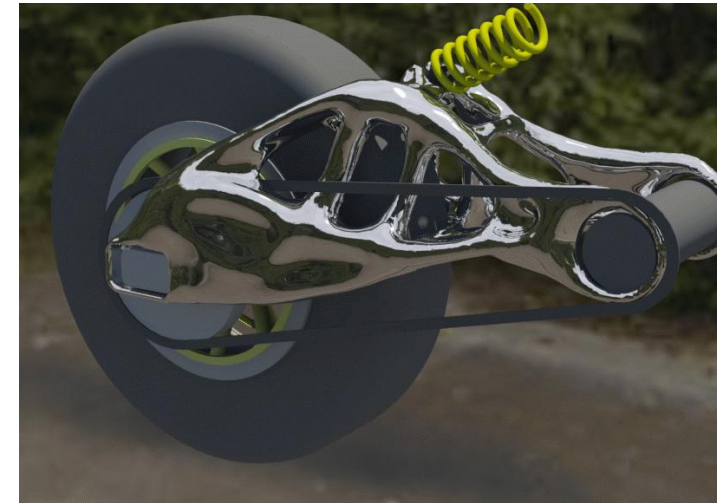
TIPOS

MÉTODOS DE FABRICACIÓN

Mecanizado
Conformado
Fundición
Tubería

ESTRUCTURA

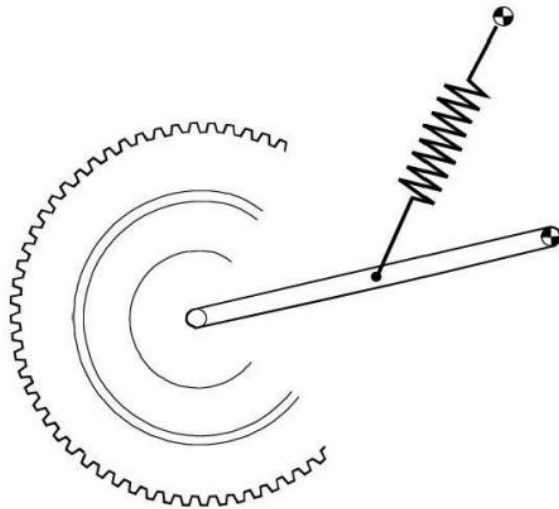
Doble Brazo
Mono Brazo



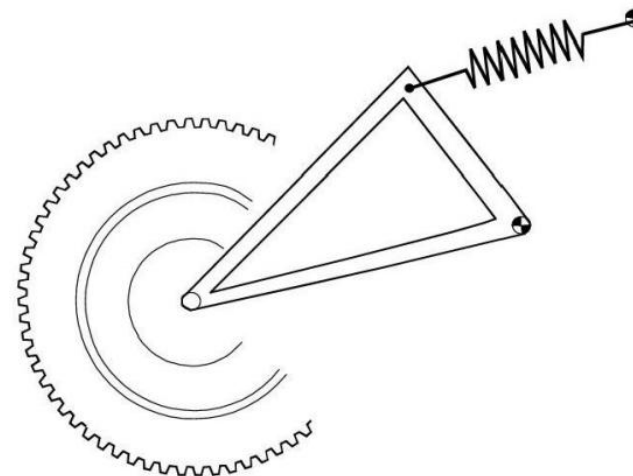
Sistema de Suspensión Posterior

Suspensiones Mono y Dual shock

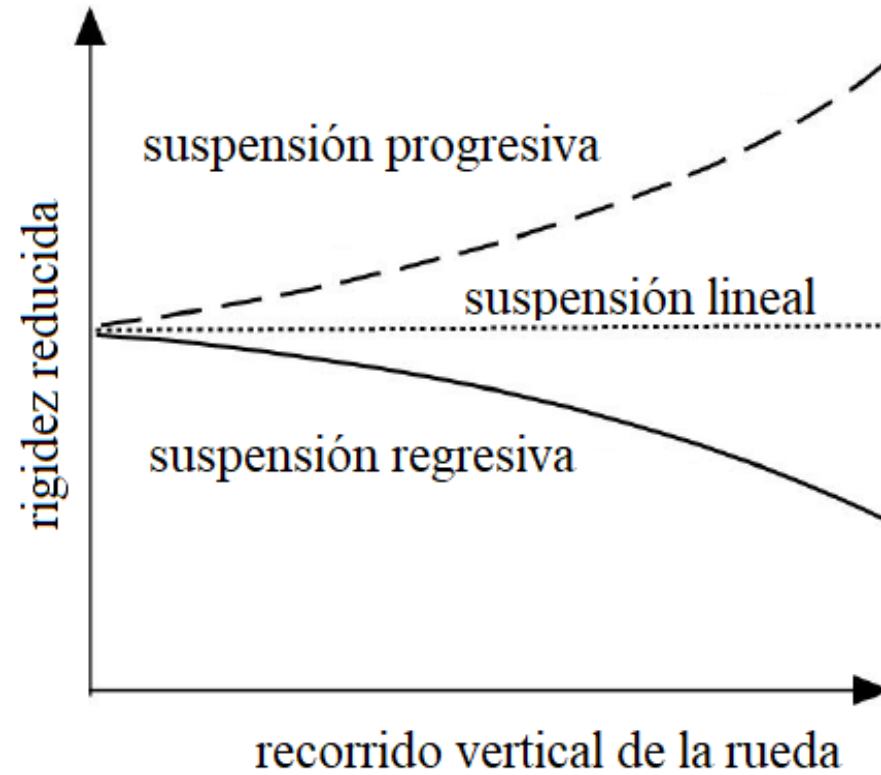
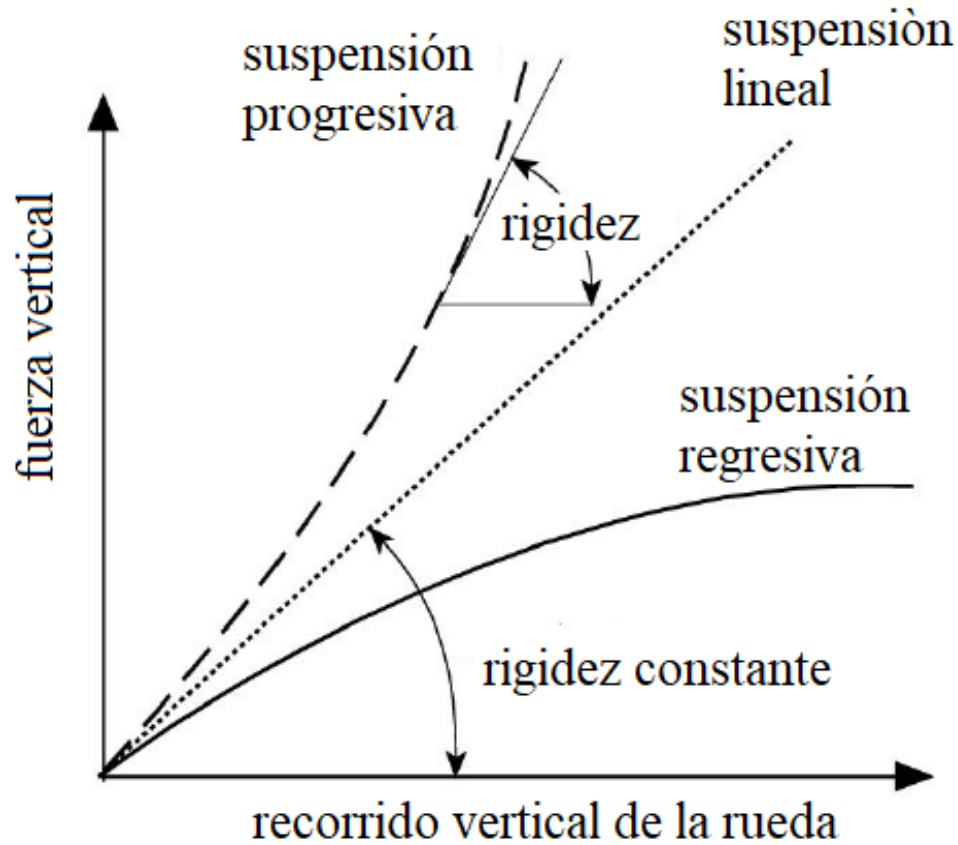
Basculante clásico



Basculante Cantilever



Rigidez y comportamiento del sistema de suspensión



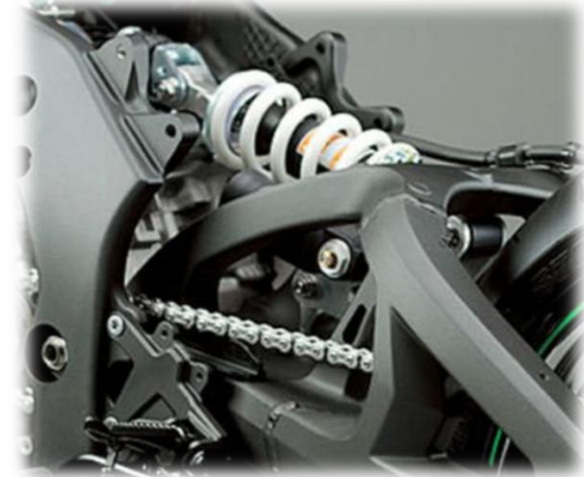
Sistema de suspensión Back Link

CARACTERÍSTICAS

Mayor estabilidad en curvas, así como un aporte a la centralización de la masa debido a su posición casi horizontal

Un mayor agarre en carretera (especialmente en el último tercio del recorrido del amortiguador)

Un desempeño de la suspensión mucho más blando desde su recorrido inicial hasta la mita del mismo.



Alternativas de diseño para el Basculante

Nº 1: Mono brazo

Nº 2: Brazo doble

Nº 3: Brazo doble tubular

Características

- Estructura asimétrica
- Eje sujeto al basculante por uno solo de sus extremos
- Empleado por Honda en motocicletas deportivas y de competición

- Estructura simétrica
- Dotado de una estructura triangular en ambos brazos a fin de aumentar la rigidez a la flexión.
- Forjados en Acero o Aluminio

- Estructura simétrica
- Dotado de una estructura tubular
- Fabricados de Acero

Ventajas

- Facilidad de ajuste de la cadena
- Cambio fácil de rueda trasera

- Es el más usado por los fabricantes debido a su mayor fiabilidad en el desempeño.
- Aportan más rigidez con menor peso

- Facilidad de adquisición del material
- Logran aportan gran rigidez
- Menor costo de fabricación

Desventajas

- Presentan momentos giroscópicos que tienen un efecto negativo en la maniobrabilidad de la moto.
- Su uso es más estético

- Dificultad en el desmontaje
- Mayor costo de Fabricación

- Aumento de peso por ser una estructura de Acero



Evaluación de alternativas previo al diseño del basculante



Parámetro a Evaluar	Alternativa N ^a 1	Alternativa N ^a 2	Alternativa N ^a 3
Diseño	++	++	++
Construcción	+	+	++
Ensamble	+	+	++
Fiabilidad	++	++	++
Posibilidad de modificaciones	-	-	+
Peso	+	+	+
Facilidad de manufactura	+	+	+
Capacidad de reciclado	-	-	-
Estética	++	+	-

++: Excelente; +: Bueno; -: Regular; --: Deficiente



Elementos proporcionados por la competencia

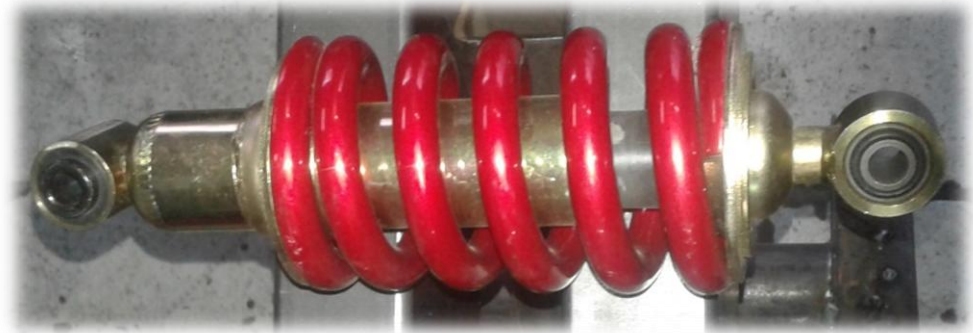
Neumático Dunlop MotorSport	
Modelo	KR133
Código	115/70 R17
Diámetro desde el central	601.3 mm
Ancho	115.1 mm
Peso	3.9 kg
Presión en frío	1.8 – 1.9 bar
Presión en caliente	2.1 – 2.5 bar

Aro OZ Motorbike	
Rin	17 in
Peso	3.05 kg



Elementos adquiridos comercialmente

Amortiguador Shineray	
Longitud	260 mm
Numero de espiras	6

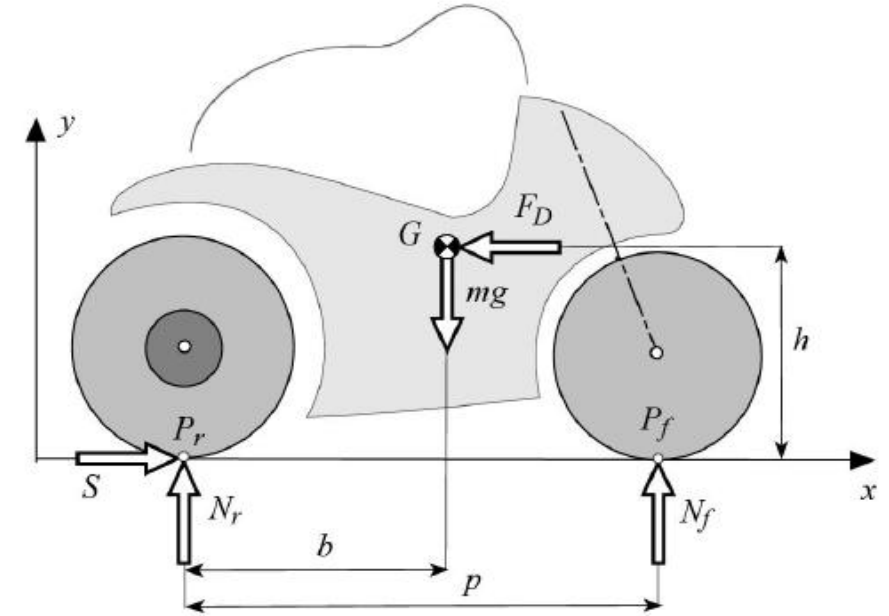


Kit de arrastre	
Catarina	Z: 39
Piñón	Z: 13
Relación de transmisión	3:1
Paso	5/8 in Código 520



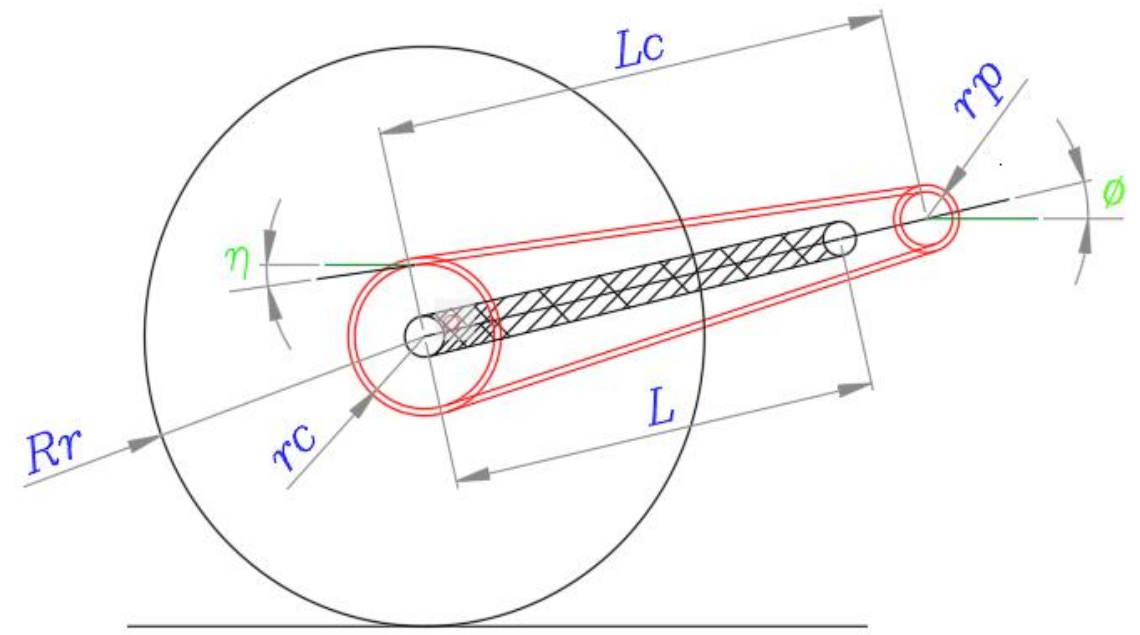
Datos de partida para el prototipo de motocicleta

Denominación	Descripción	Magnitud
p	Distancia entre centros	1330 mm
b	Distancia entre el punto de contacto de la rueda posterior y el centro de gravedad	722 mm
h	Altura desde el punto de contacto de las ruedas al centro de gravedad	560 mm
m_m	Masa de la motocicleta	140 kg
m_p	Masa del piloto	70 kg
R_r	Radio de la rueda posterior	300 mm
g	Fuerza de gravedad	9.81m/s ²



Datos de partida del kit de arrastre y basculante

Denominación	Descripción	Magnitud
L_c	Longitud del centro de la rueda posterior al centro del piñón	635 mm
L	Longitud del basculante	551 mm
ϕ	Ángulo de inclinación del basculante	12°
Z_c	Numero de dientes catarina	39
Z_p	Numero de dientes del piñón	13
pa	Paso de la cadena	15.875



Cálculos aplicados al conjunto de la motocicleta

Masa total de la motocicleta y piloto

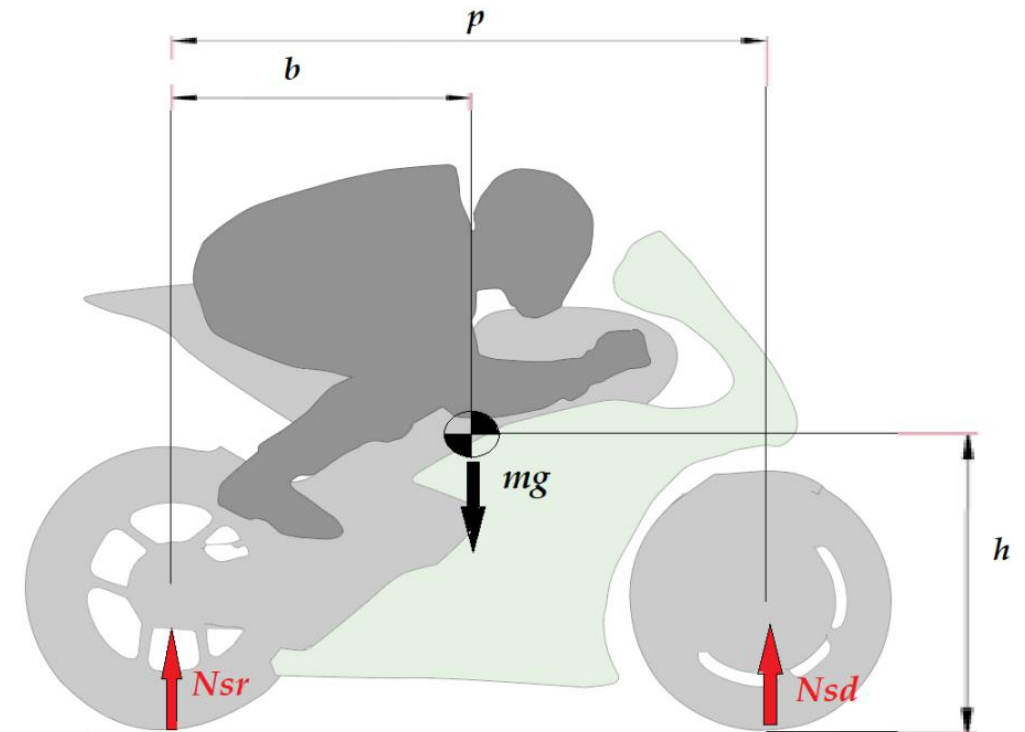
$$m = m_m + m_p$$

$$m = 210 \text{ kg}$$

Carga estática sobre la rueda posterior

$$N_{sr} = \frac{(p - b) * m * g}{p}$$

$$N_{sr} = 941.76 \text{ N}$$



Cálculo de la Geometría de la cadena y kit de arrastre

Radio de la catarina

$$r_c = \frac{pa}{2 * \text{Sin}[180^\circ/Z_c]}$$

$$r_c = 98.643 \text{ mm}$$

Radio del piñón

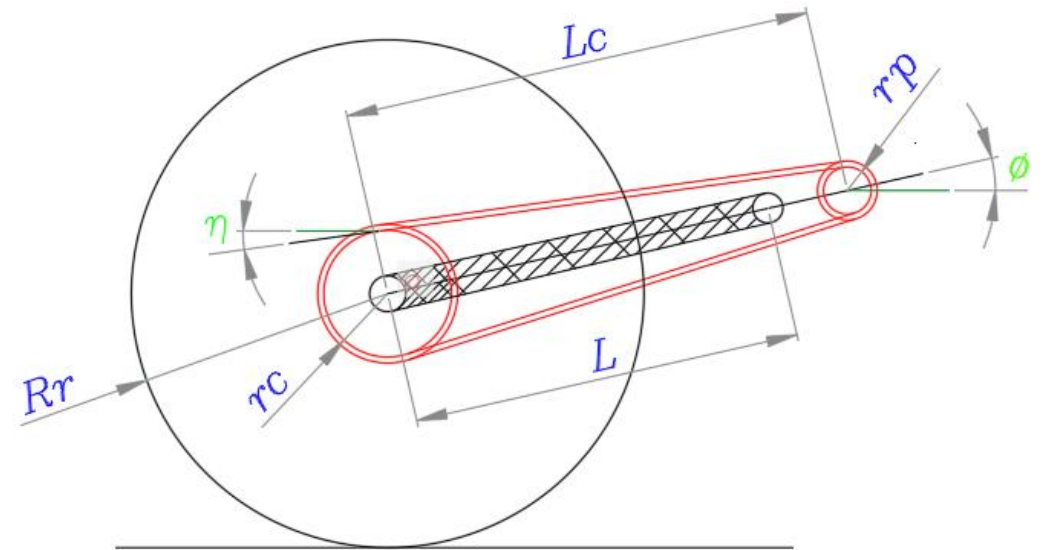
$$r_p = \frac{pa}{2 * \text{Sin}[180^\circ/Z_p]}$$

$$r_p = 33.168 \text{ mm}$$

Ángulo de la cadena

$$\eta = \text{ArcSin}\left[\frac{L_c * \text{Sin}[\phi] - (r_c - r_p)}{L_c}\right]$$

$$\eta = 6.016^\circ$$

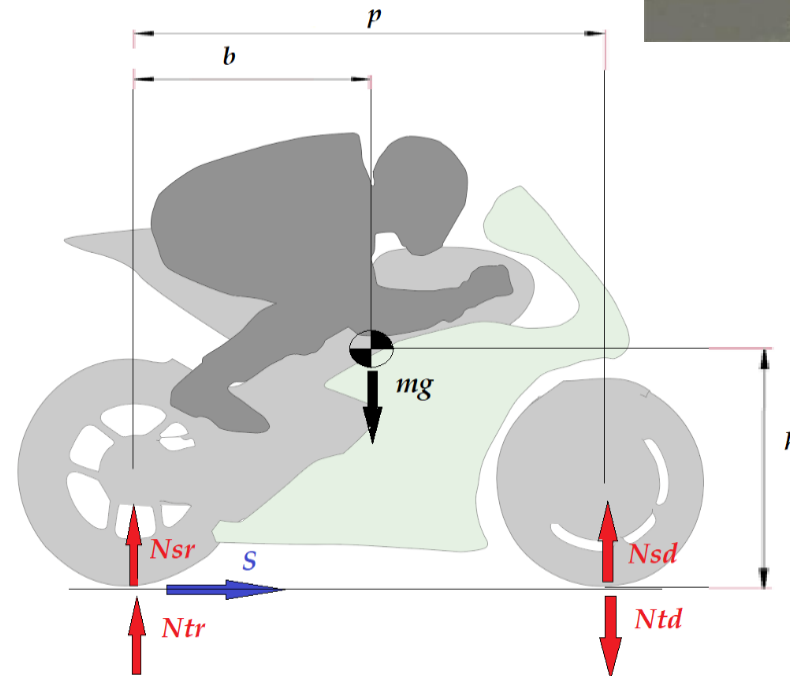


Cálculos en el basculante

Cargas producidas por aceleración en recta

Condiciones para el Cálculo

- **Superficie de despeamiento:** Pista de carreras con pendiente cero (0).
- **Fuerza aerodinámica:** Sin cargas aerodinámicas por transitar a velocidad baja.
- **Aceleración:** Limitada por vuelco o Wheeling.



Cálculo de cargas producidas por aceleración en recta

Aceleración limitada por el vuelco sin resistencia del aire

$$a = g * \frac{b}{h}$$

$$a = 12.649 \text{ m/s}^2$$

Fuerza de tracción en la rueda posterior

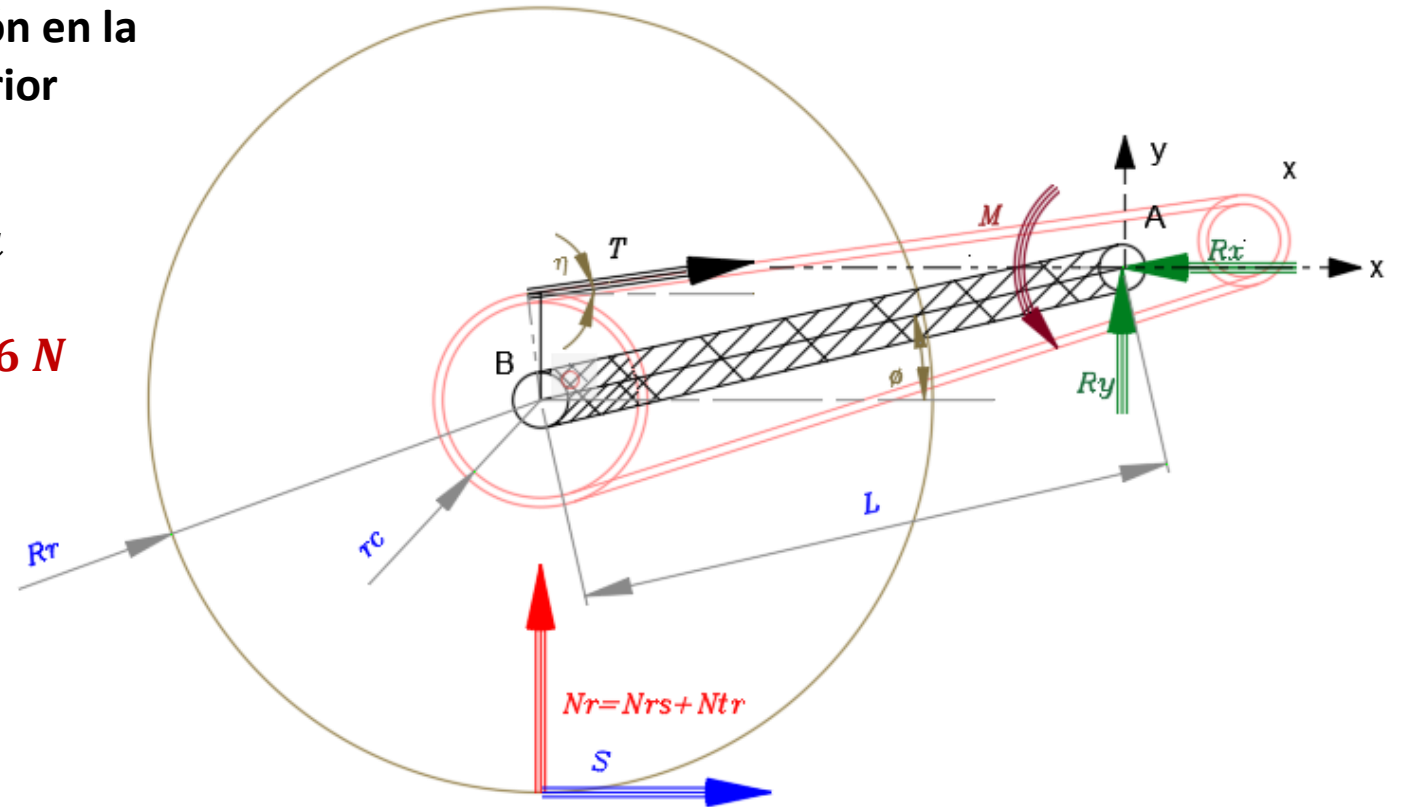
$$S = m * a$$

$$S = 2656.06 \text{ N}$$

Fuerza de la cadena

$$T = S * \frac{Rr}{rc}$$

$$T = 8077.75 \text{ N}$$



Cálculo de cargas producidas por aceleración en recta

Reacciones sobre el anclaje del basculante producidas por la aceleración

$$\sum F_x = 0$$

$$-R_x + T * \cos[\eta] + S = 0$$

$$R_x = T * \cos[\eta] + S$$

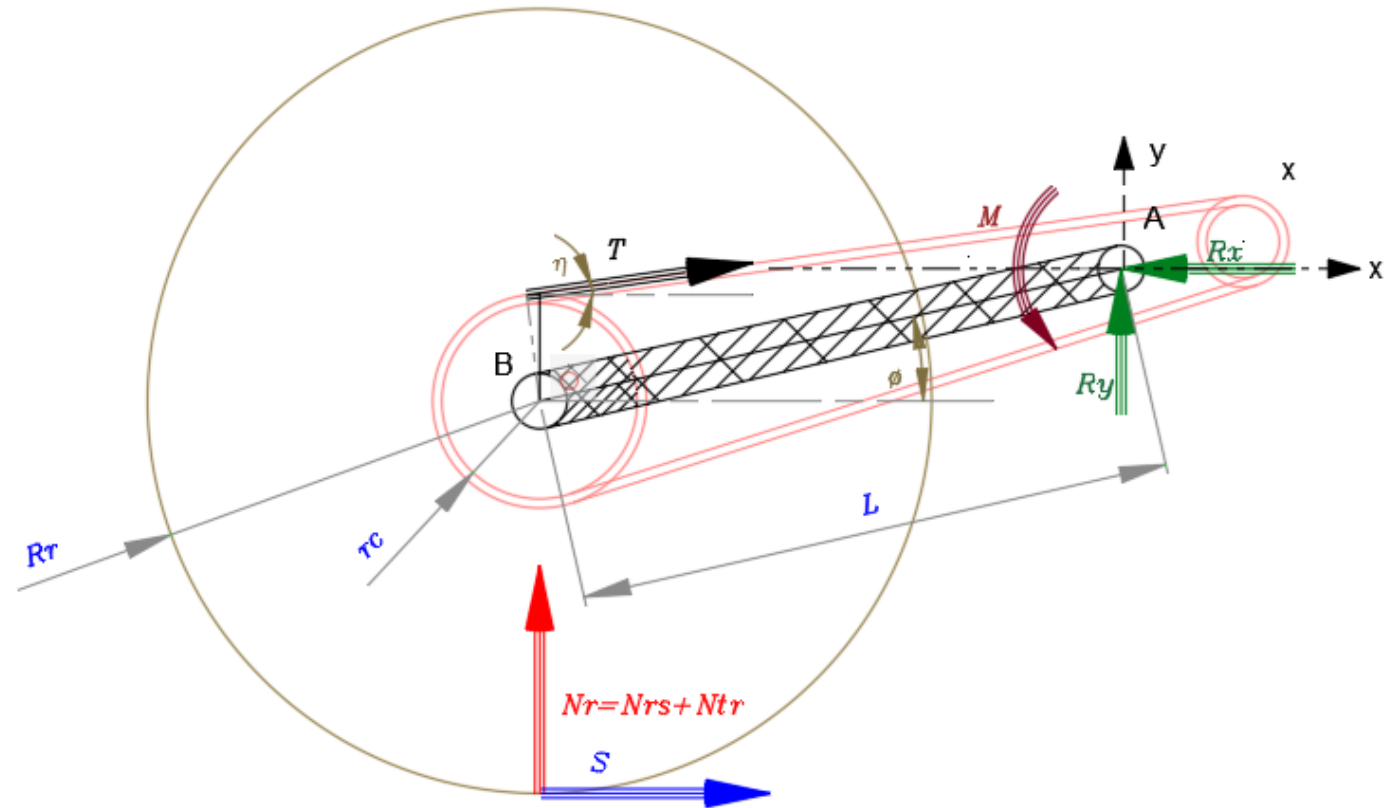
$$R_x = 10689.3 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$-R_y + Nr + T * \sin[\eta] = 0$$

$$R_y = Nr + T * \sin[\eta]$$

$$R_y = 2906.65 \text{ N}$$



Cálculo de cargas producidas por aceleración en recta

Momento generado por la carga estática Nsr

$$M_{Nsr} = Nsr(L * \text{Cos}[\phi])$$

$$M_{Nsr} = 507.57 \text{ kNm}$$

Momento generado por la transferencia de carga Ntr

Este momento tiende a comprimir la suspensión

$$M_{Ntr} = Ntr(L * \text{Cos}[\phi])$$

$$M_{Ntr} = 602.74 \text{ kNm}$$

Momento generado por la fuerza motriz S

Se genera un momento opuesto, el cual tiende a descomprimir la suspensión

$$M_S = S(Rr + L * \text{Sin}[\phi])$$

$$M_S = 1101.09 \text{ kNm}$$

Momento generado por la fuerza de la cadena T

La cadena en la condición de aceleración contribuye a comprimir la suspensión

$$M_T = T(rc - L * \text{Sin}[\phi - \eta])$$

$$M_T = 332.786 \text{ kNm}$$



Cálculo de cargas producidas por aceleración en recta

Momento elástico generado por el movimiento de suspensión

$$M_V = M_{Ntr} - M_S + M_T$$

$$M_V = Ntr(L * \text{Cos}[\phi]) - S(Rr + L * \text{Sin}[\phi]) + T(rc - L * \text{Sin}[\phi - \eta])$$

$$**M_V = -165.568 kNm**$$

Momento total sobre el basculante

$$M = M_V + M_{Nsr}$$

$$**M = 342 kNm**$$

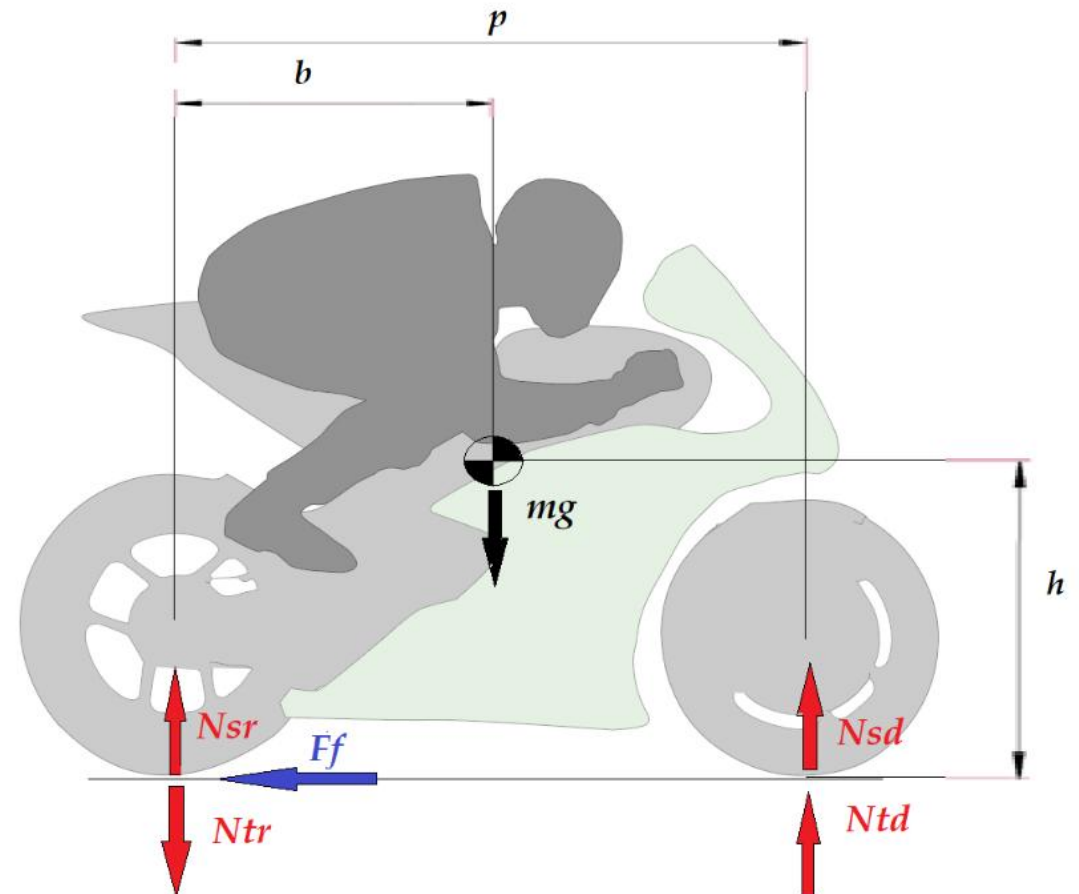


Cálculos en el basculante

Cargas producidas en recta por freno posterior

Condiciones para el Cálculo

- **Superficie de desplazamiento:** Pista de carreras con pendiente cero (0).
- **Coeficiente de Rozamiento:** Pista seca, con un factor de rozamiento $\mu = 1$ (Robinson, 1994, p. 32)
- **Fuerza aerodinámica:** Valores despreciables.



Cálculo de cargas producidas en recta por freno posterior

Fuerza de frenado

$$Ff = \mu * Nsr$$

$$Ff = 941.76 \text{ N}$$

Carga dinámica sobre la rueda posterior

$$Nfr = Nsr - Ff * \frac{h}{p}$$

$$Nfr = 545.229 \text{ N}$$

Reacciones sobre anclaje del basculante

$$\sum Fx = 0$$

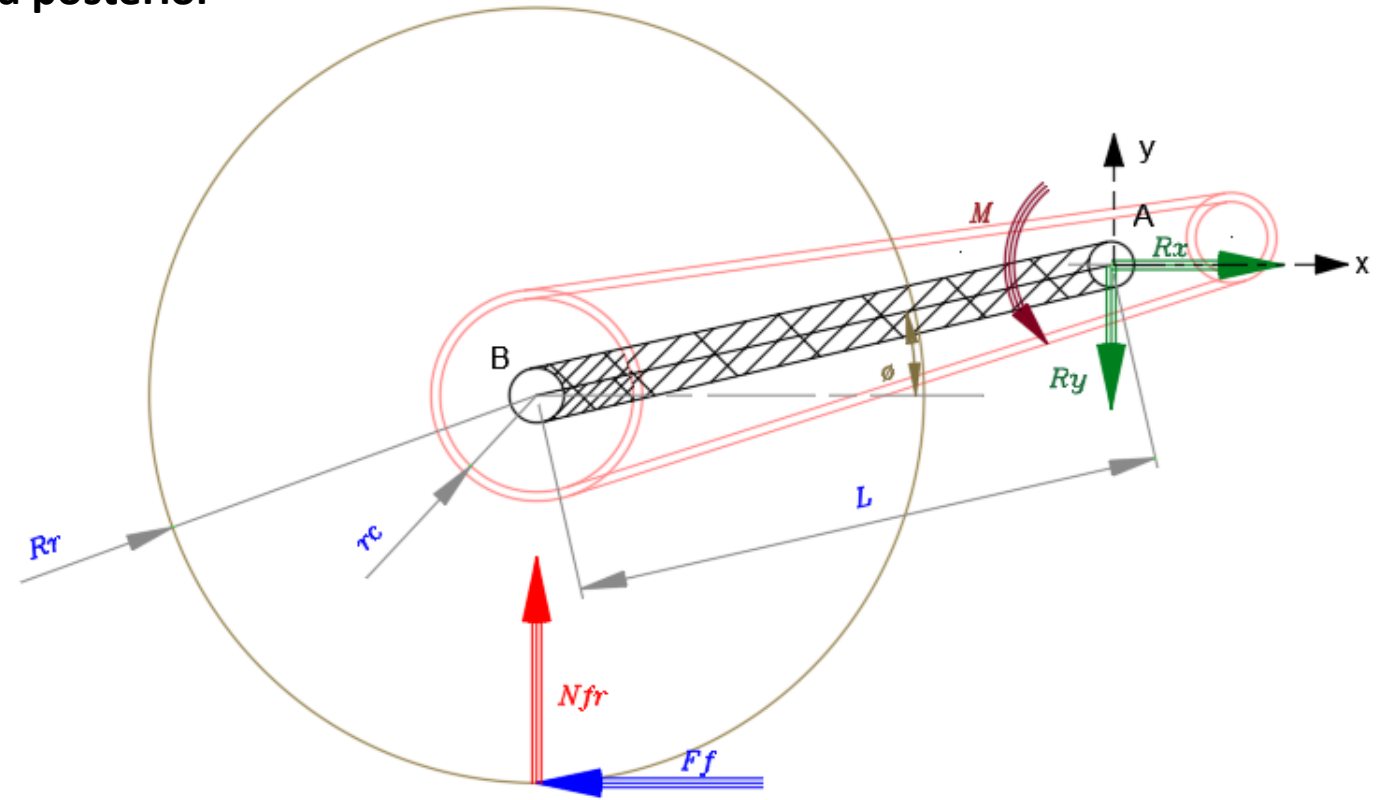
$$-Ff + Rx = 0$$

$$Rx = 941.76 \text{ N}$$

$$\sum Fy = 0$$

$$Nfr - Ry = 0$$

$$Ry = 545.229 \text{ N}$$

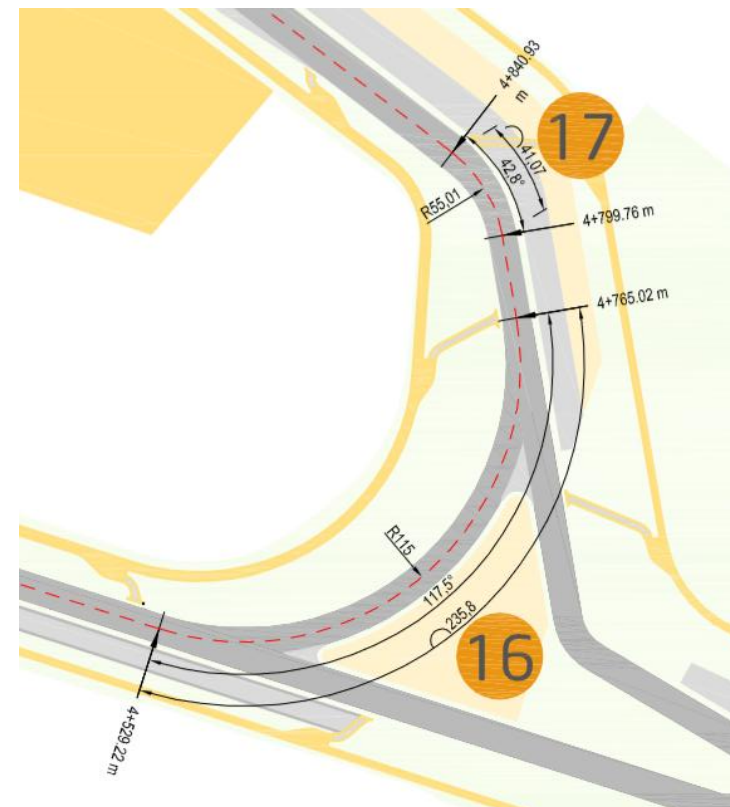


Cálculos en el basculante

Cargas producidas por recorrido de curva

Condiciones para el Cálculo

- **Superficie de desplazamiento:** Pista de carreras con pendiente cero.
- **Radio de la Curva:** Curva #16 de la pista MotorLand R=115 m; (MotorLand, 2011)
- Datos para la Fuerza Aerodinámica



Denominación	Descripción	Magnitud
ρ	Densidad del aire a 987 mbar y 20°C (Cossalter, 2006, p. 91)	1.167 kg/m ³
A	Área frontal de la motocicleta considerado para una motocicleta Superbike (Cossalter, 2006, p. 93)	0.3 m ²
Cd	Coeficiente aerodinámico de arrastre (Cossalter, 2006, p. 91)	0.8

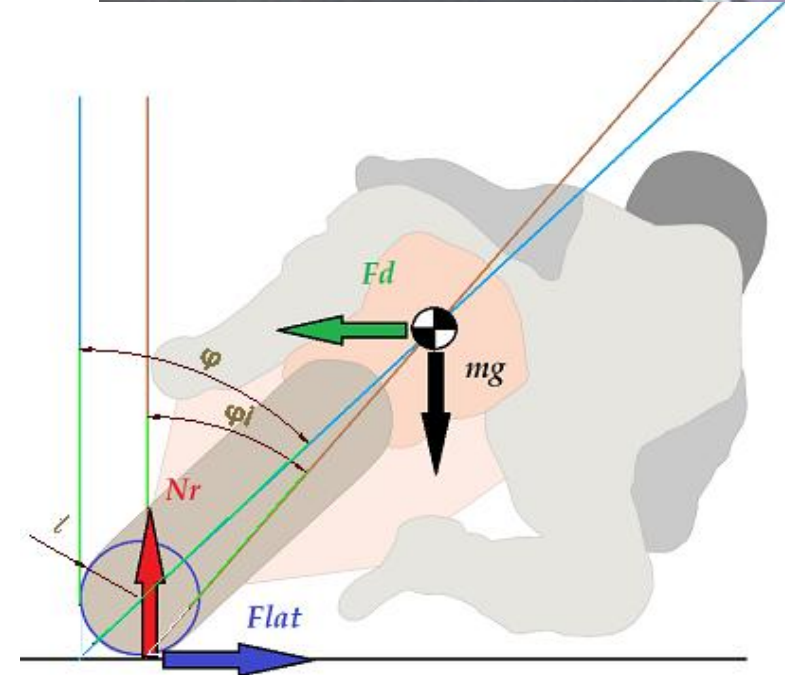


Cálculos en el basculante

Cargas producidas por recorrido de curva

Condiciones para el Cálculo

- **Ángulo de máximo de inclinación de la motocicleta:**
 $\varphi_{max} = 55^{\circ}$ (Cossalter, 2006, p. 129)
- **Velocidad:** Limitada únicamente por ángulo de inclinación y radio de curvatura.
- **Fuerza aerodinámica:** Presente por el desplazamiento de la motocicleta.



Cálculo de Cargas producidas por recorrido de curva

Velocidad de la motocicleta

$$V = \sqrt{\text{Tan}[\varphi] * g * R}$$

$$V = 40.139 \text{ m/s} \approx 144.5 \text{ km/h}$$

Fuerza aerodinámica

$$Fd = \frac{1}{2} * \rho * Cd * A * V^2$$

$$Fd = 225.628 \text{ N}$$

Fuerza centrífuga

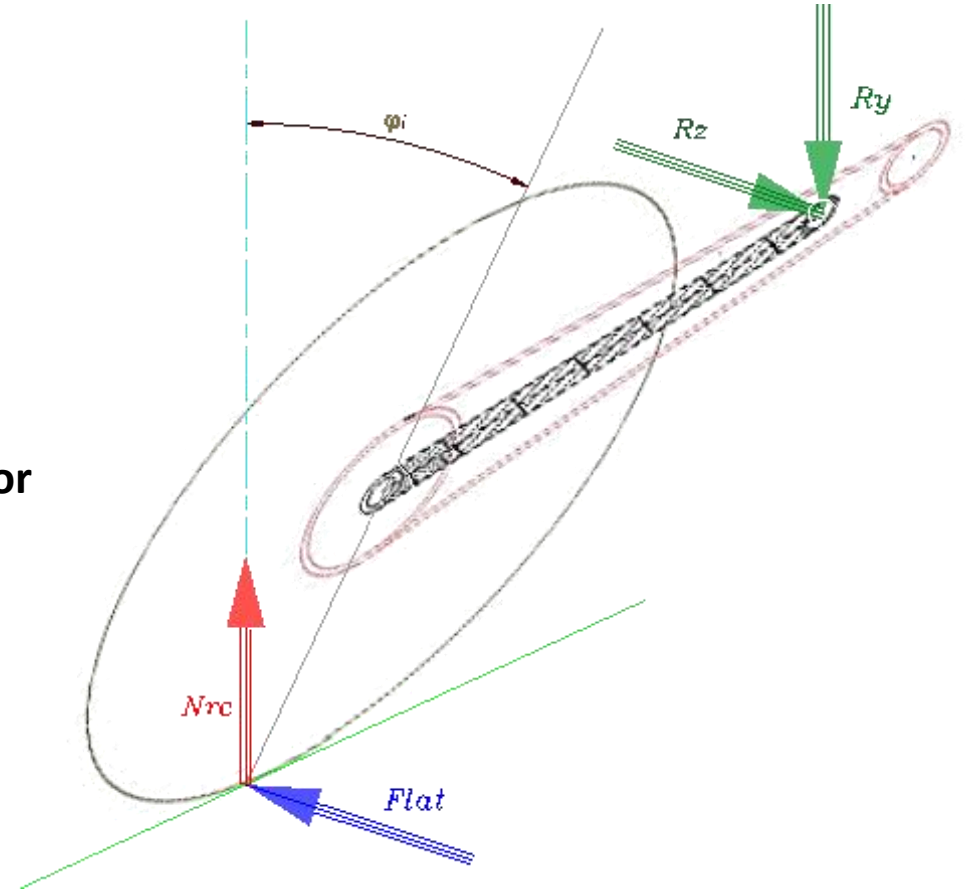
$$Fc = \frac{m * V^2}{R}$$

$$Fc = 2942.13 \text{ N}$$

Carga dinámica sobre la rueda posterior

$$Nrc = Nsr + Fd * \frac{h}{p} * \text{Cos}[\varphi]$$

$$Nrc = 996.25 \text{ N}$$



Cálculo de Cargas producidas por recorrido de curva

Fuerza lateral

$$Flat = \frac{p - b}{p} * Fc$$

$$Flat = 1344.973 \text{ N}$$

Reacciones sobre el anclaje del basculante

$$\sum Fx = 0$$

$$Rx = 0$$

$$\sum Fy = 0$$

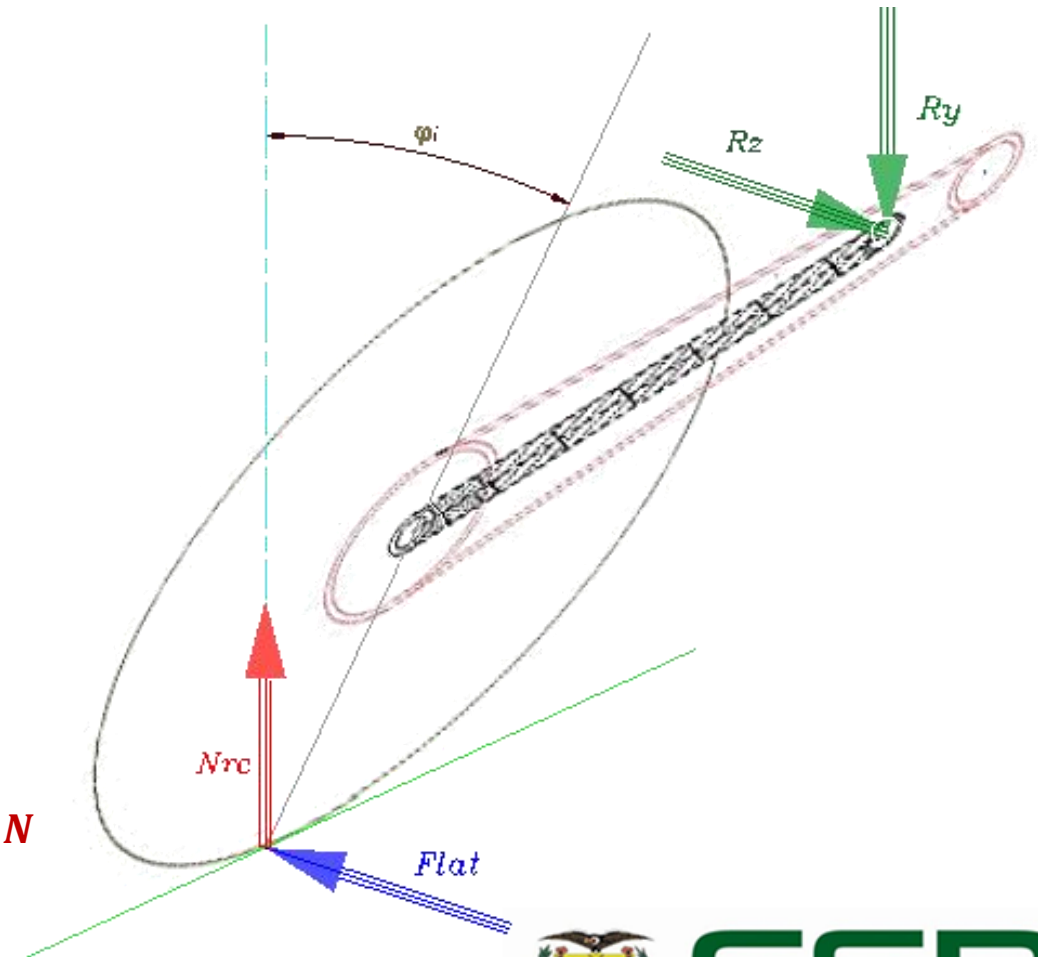
$$-Ry + Nrc = 0$$

$$Rcy = 996.25 \text{ N}$$

$$\sum Fz = 0$$

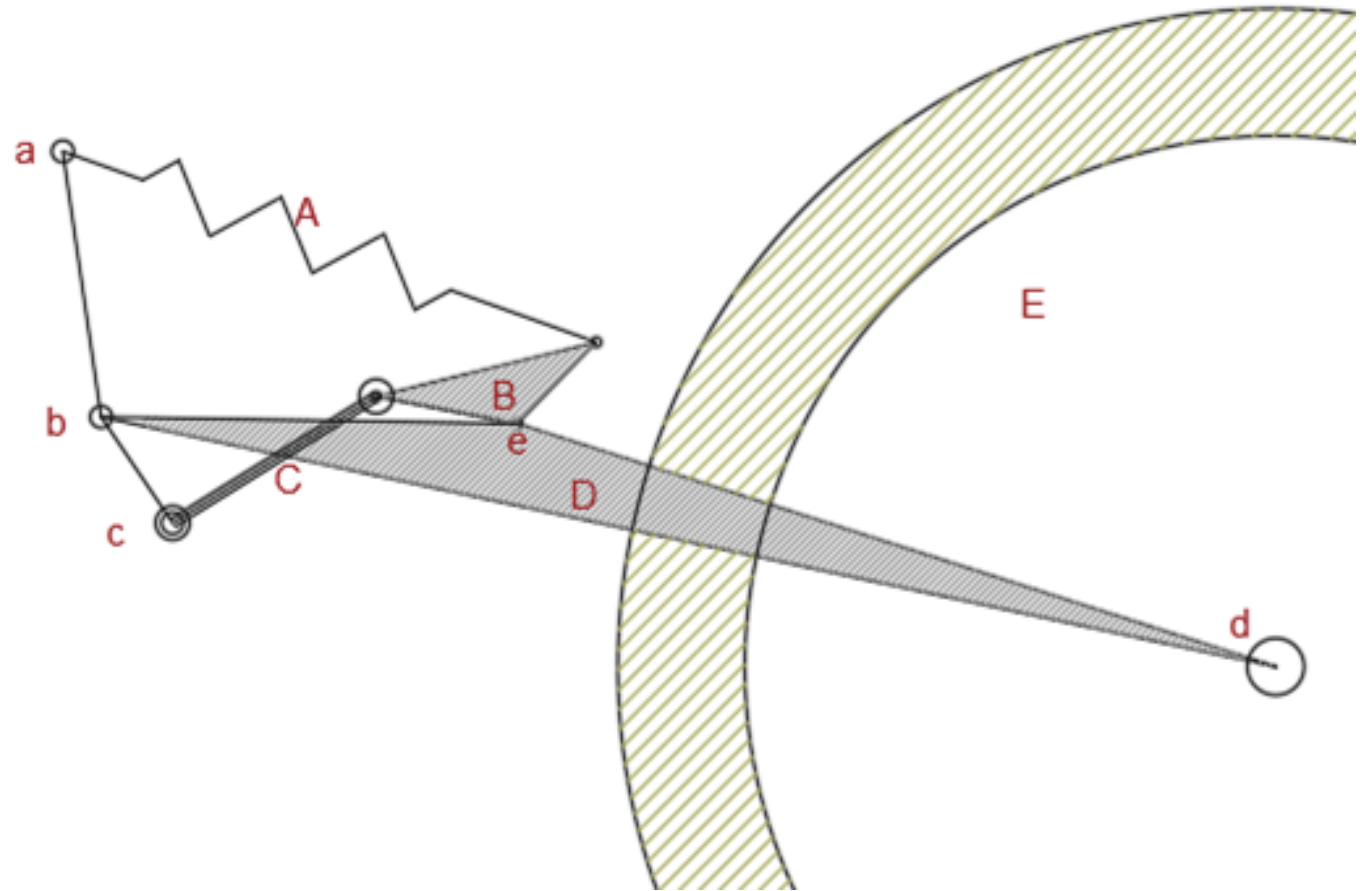
$$Rz - Flat = 0$$

$$Rz = 1344.973 \text{ N}$$



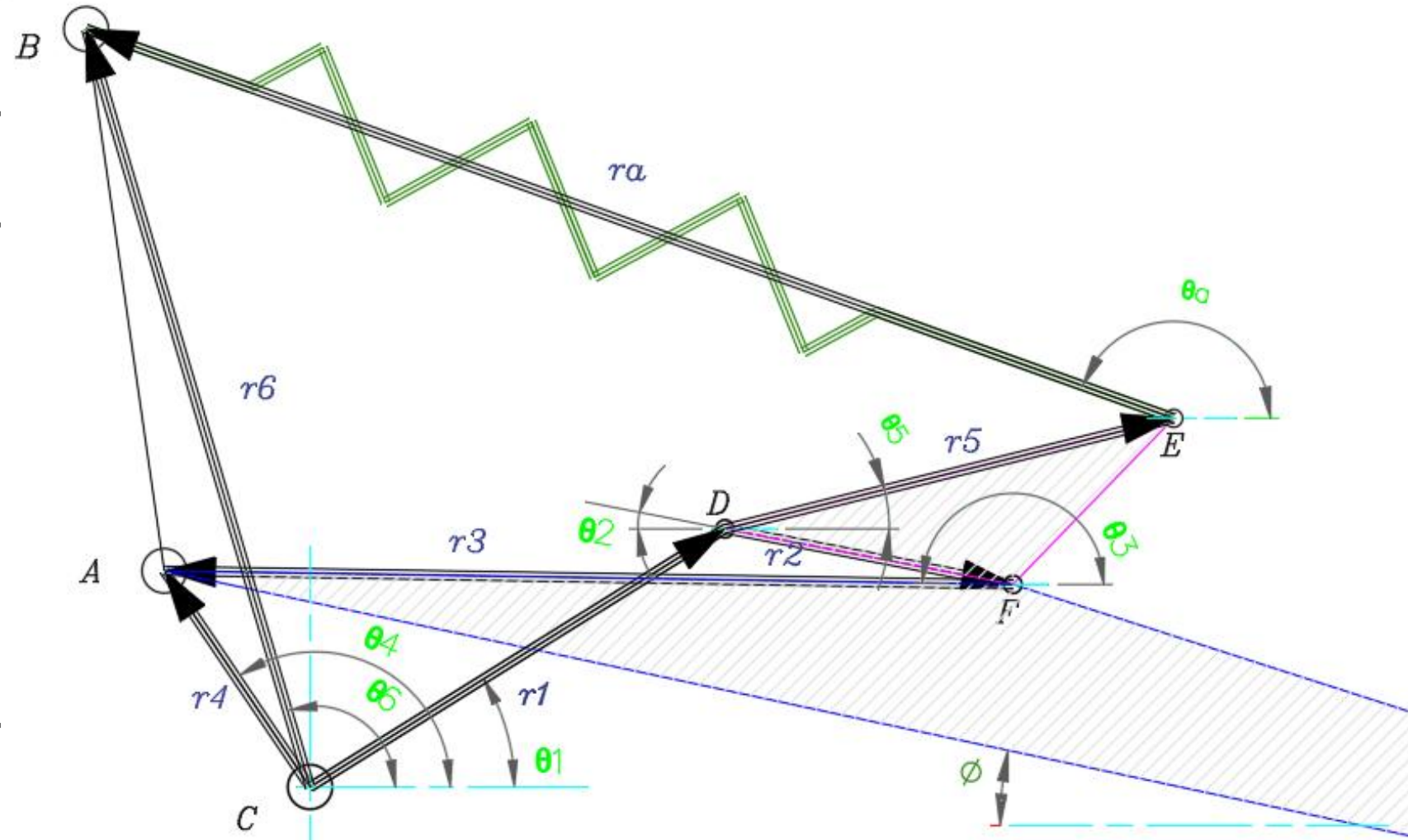
Geometría y cálculos del mecanismo de la suspensión posterior

Denominación	Descripción
A	Amortiguador
B	Balancín
C	Varilla articulada
D	Basculante
E	Rueda posterior
a	Anclaje del amortiguador al chasis
b	Anclaje del basculante al chasis
c	Anclaje de la varilla articulada al chasis
d	Unión de la rueda con el basculante
e	Unión del balancín al basculante



Geometría y cálculos del primer mecanismo de la suspensión posterior

Valores constantes		Valores variables
$r1$	110 mm	y
$r2$	66 mm	x
$r3$	191.06 mm	ra
$r4$	58.65 mm	ϕ
$r5$	104 mm	θ_1
$r6$	177.765 mm	θ_2
θ_4	124.013°	θ_3
θ_6	106.47°	θ_5
		θ_a



Geometría y cálculos del primer mecanismo de la suspensión posterior

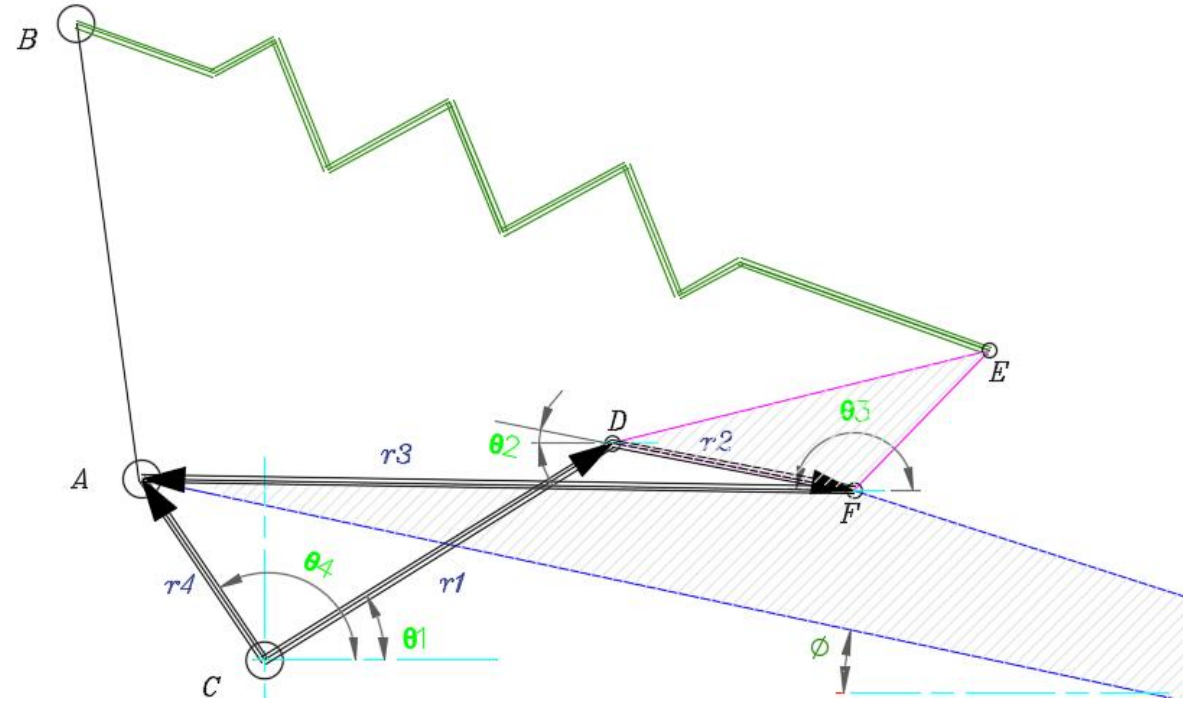
Ecuación de cierre

$$r_1 + r_2 + r_3 - r_4 = 0$$

Aplicando Ecuación de Euler

$$r_1 e^{i\theta_1} + r_2 e^{i\theta_2} + r_3 e^{i\theta_3} - r_4 e^{i\theta_4} = 0$$

Donde: $e^{i\theta} = \text{Cos}[\theta] + i \text{Sin}[\theta]$



$$r_1 (\text{Cos} [\theta_1] + i \text{Sin}[\theta_1]) + r_2 (\text{Cos} [\theta_2] + i \text{Sin}[\theta_2]) + r_3 (\text{Cos} [\theta_3] + i \text{Sin}[\theta_3]) - r_4 (\text{Cos} [\theta_4] + i \text{Sin}[\theta_4]) = 0$$

Ecuación 1 $r_1 \text{Cos} [\theta_1] + r_2 \text{Cos} [\theta_2] + r_3 \text{Cos} [\theta_3] - r_4 \text{Cos} [\theta_4] = 0$

Ecuación 2 $r_1 \text{Sin}[\theta_1] + r_2 \text{Sin}[\theta_2] + r_3 \text{Sin}[\theta_3] - r_4 \text{Sin}[\theta_4] = 0$



Geometría y cálculos del primer mecanismo de la suspensión posterior

- Sumando al cuadrado ecuación 1 y 2 para eliminar θ_1 y Usamos Identidades Trigonométricas

$$\rightarrow (r1)^2 = (r2)^2 + (r3)^2 + (r4)^2 + 2 r2 r3 \text{Cos}[\theta_2 - \theta_3] - 2 r2 r4 \text{Cos}[\theta_2 - \theta_4] - 2 r3 r4 \text{Cos}[\theta_3 - \theta_4]$$

$$\rightarrow \text{Cos}[\theta_2 - \theta_3] = \frac{(r1)^2 - (r2)^2 - (r3)^2 - (r4)^2}{2 * r2 * r3} + \frac{r4}{r3} \text{Cos}[\theta_2 - \theta_4] + \frac{r4}{r2} \text{Cos}[\theta_3 - \theta_4]$$

- Aplicando la ecuación de Freudenstein

Donde:

$$k1 = \frac{r4}{r3}, \quad k2 = \frac{r4}{r2}, \quad k3 = \frac{(r1)^2 - (r2)^2 - (r3)^2 - (r4)^2}{2 r2 r3}$$

$$\rightarrow \text{Cos}[\theta_2 - \theta_3] = k3 + k2 \text{Cos}[\theta_2 - \theta_4] + k1 \text{Cos}[\theta_3 - \theta_4]$$



Geometría y cálculos del primer mecanismo de la suspensión posterior

- Resolviendo

$$\rightarrow k_3 + k_2 * \text{Cos}[\theta_3 - \theta_4] = \text{Cos}[\theta_2] (\text{Cos}[\theta_3] - k_1 \text{Cos}[\theta_4]) + \text{Sin}[\theta_2] (\text{Sin}[\theta_3] - k_1 \text{Sin}[\theta_4])$$

- Aplicando Identidad Trigonométrica

$$\text{Cos}[\theta_2] = \frac{1 - \left(\text{Tan}\left[\frac{\theta_2}{2}\right]\right)^2}{1 + \left(\text{Tan}\left[\frac{\theta_2}{2}\right]\right)^2} ; \quad \text{Sin}[\theta_2] = \frac{2 * \text{Tan}\left[\frac{\theta_2}{2}\right]}{1 + \left(\text{Tan}\left[\frac{\theta_2}{2}\right]\right)^2}$$



Geometría y cálculos del primer mecanismo de la suspensión posterior

- Ecuación de θ_2 respecto a θ_3

$$\theta_2 = 2 \operatorname{ArcTan}\left[\frac{-B - \sqrt{B^2 - 4 A C}}{2 A}\right]$$

- Ecuación de θ_1 respecto a θ_2 y θ_3

$$\theta_1 = \operatorname{ArcSin}\left[\frac{r_4 * \operatorname{Sin}[\theta_4] - r_2 * \operatorname{Sin}[\theta_2] - r_3 * \operatorname{Sin}[\theta_3]}{r_1}\right]$$



Geometría y cálculos del segundo mecanismo de la suspensión posterior

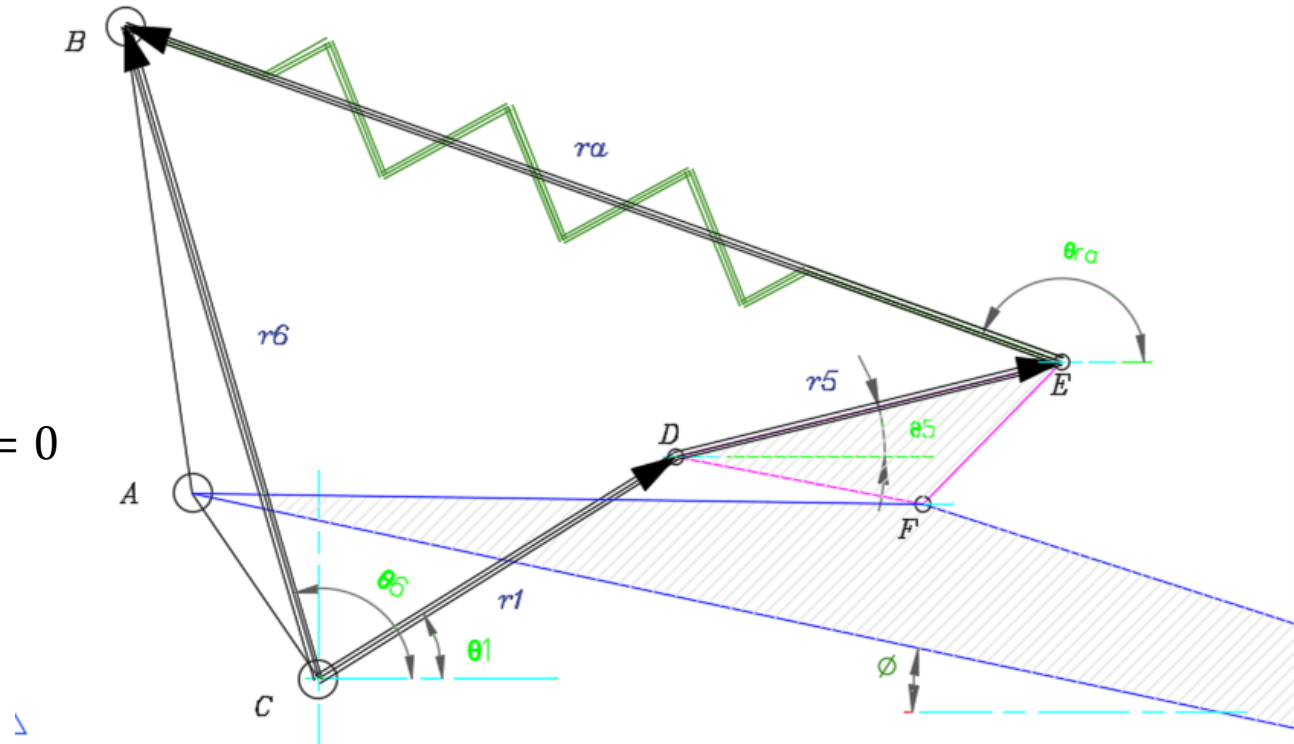
Ecuación de cierre

$$r_a + r_1 + r_5 - r_6 = 0$$

Aplicando Ecuación de Euler

$$r_a e^{i\theta_a} + r_1 e^{i\theta_1} + r_5 e^{i\theta_5} - r_6 e^{i\theta_6} = 0$$

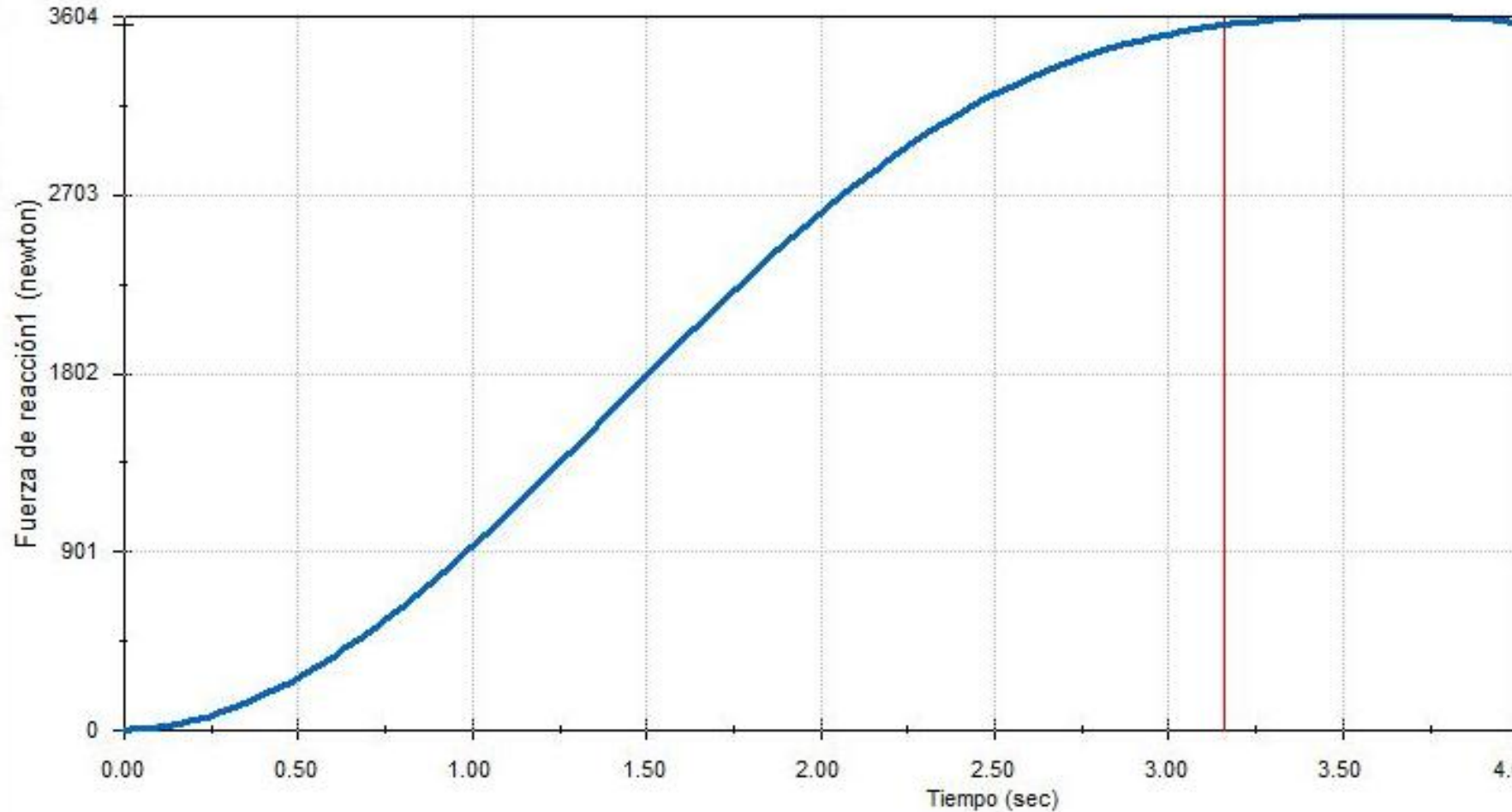
Donde: $e^{i\theta} = \text{Cos}[\theta] + i \text{Sin}[\theta]$



- Ecuación de la longitud del amortiguador

$$r_a = \sqrt{(r_6 \text{Cos} [\theta_6] - r_1 \text{Cos} [\theta_1] - r_5 \text{Cos} [\theta_5])^2 + (r_6 \text{Sin}[\theta_6] - r_1 \text{Sin}[\theta_1] - r_5 \text{Sin}[\theta_5])^2}$$

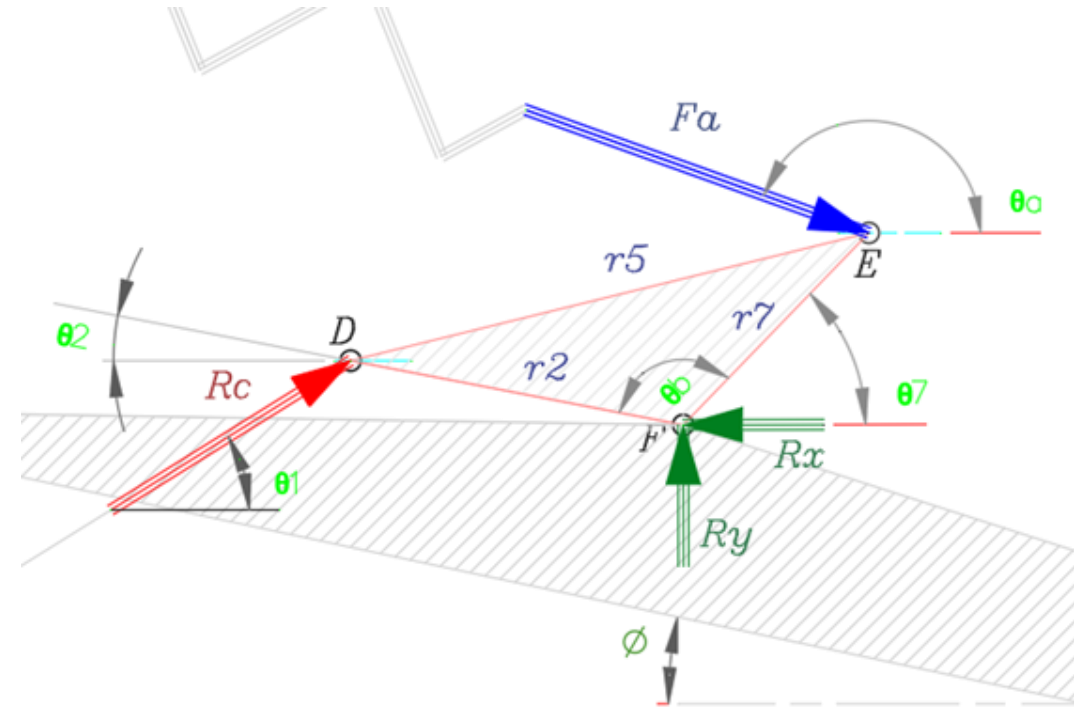
Fuerzas producidas por el amortiguador durante el desplazamiento vertical de la rueda posterior



Cargas sobre el balancín de la suspensión

Datos y resultados para cálculos de fuerzas sobre el balancín

Denominación	Descripción	Magnitud
r_2		66 mm
r_7		52 mm
θ_b		128.18°
F_a	Fuerza del amortiguador	3603 N
x	Desplazamiento del amortiguador	36.72 mm
y	Desplazamiento vertical de la rueda	97mm
θ_1		32.17°
θ_2		161.68°
θ_7		-109.86°
θ_a		169.45°



Cargas sobre el balancín de la suspensión

Fuerza aplicada sobre la cabeza articulada

$$\sum M = 0$$

$$-RC * r2 * \text{Sin}[\theta2 - \theta1] - FA * r7 * \text{Sin}[\theta a + \theta7] = 0$$

$$RC = -\frac{FA * r7 * \text{Sin}[\theta a + \theta7]}{r2 * \text{Sin}[\theta2 - \theta1]}$$

$$RC = 3631.42 \text{ N}$$

Reacciones sobre anclaje del Balancín

$$\sum Fx = 0$$

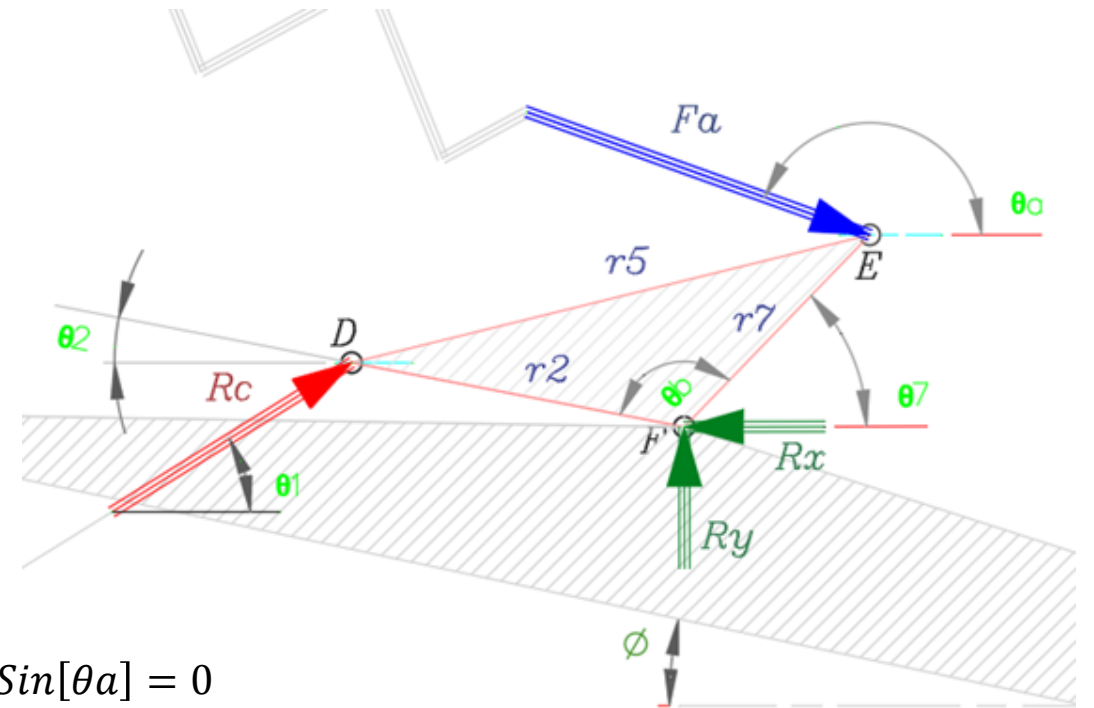
$$\sum Fy = 0$$

$$-Rx + Rc * \text{Cos}[\theta1] + Fa * \text{Cos}[\theta a] = 0$$

$$Ry + Rc * \text{Sin}[\theta1] - Fa * \text{Sin}[\theta a] = 0$$

$$Rx = 6616.3 \text{ N}$$

$$Ry = 1273. \text{ N}$$



Prototipado del basculante

Selección de Material

Parámetro a evaluar	Acero	Aluminio	Fibra de Carbono
Accesibilidad	3	2	1
Punto de fluencia	2	2	3
Costo	3	1	1
Peso	1	2	3
Facilidad de manufactura	3	2	1
Capacidad de reciclado	2	2	1
Estética	2	2	2
Valoración Total	16	13	12

3: Excelente; 2: Bueno; 1: Regular



Prototipado del basculante

Selección de Material

Características del tubo para la estructura central del basculante

Característica	Descripción
Tipo	Tubo Cedula 40
Material	ASTM A53 Grado B
Diámetro exterior	26.7 mm
Espesor	2.87 mm
Peso	1.68 kg/m
Punto de fluencia	24.6 kg/mm ² ≈ 240 MPa

Fuente: (Dipac, 2016)

Características del tubo para estructura resultante del basculante

Característica	Descripción
Tipo	Tubo Estructural
Material	ASTM A500
Diámetro exterior	1 in
Espesor	2 mm
Peso	1.15 kg/m
Punto de fluencia	24.6 kg/mm ² ≈ 240 MPa

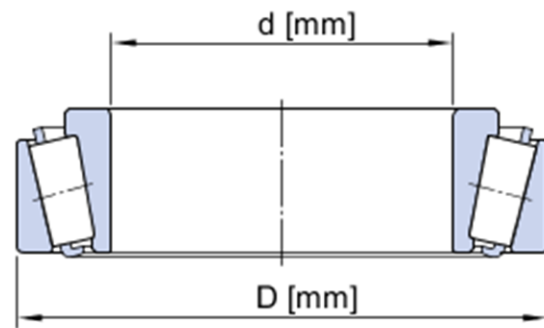
Fuente: (Dipac, 2016)



Prototipado del basculante

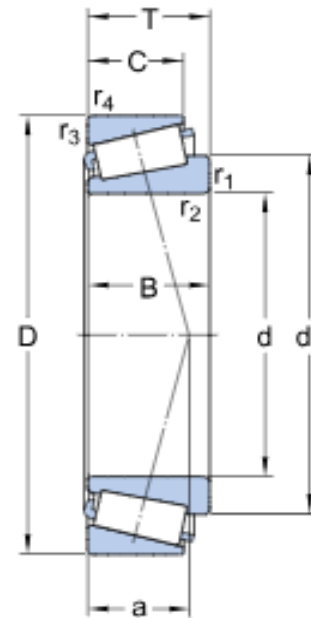
Selección de rodamientos

Bearing type [Select from list](#)



Outer diameter min mm Outer diameter max mm

Bore diameter min mm Bore diameter max mm



Característica	Descripción
Tipo	Rodillos Cónicos
Numeración	30203 JR
Capacidad de carga estática	18.6 kN
Capacidad de carga dinámica	23.4 kN
Carga a soportar por cálculo	3.16 kN
Masa	0.079 kg
Dimensiones	
D	40 mm
d	17 mm
T	13.25 mm
B	12 mm
C	11 mm
R	1 mm
$r1$	1 mm

Fuente: (SFK, 2018)

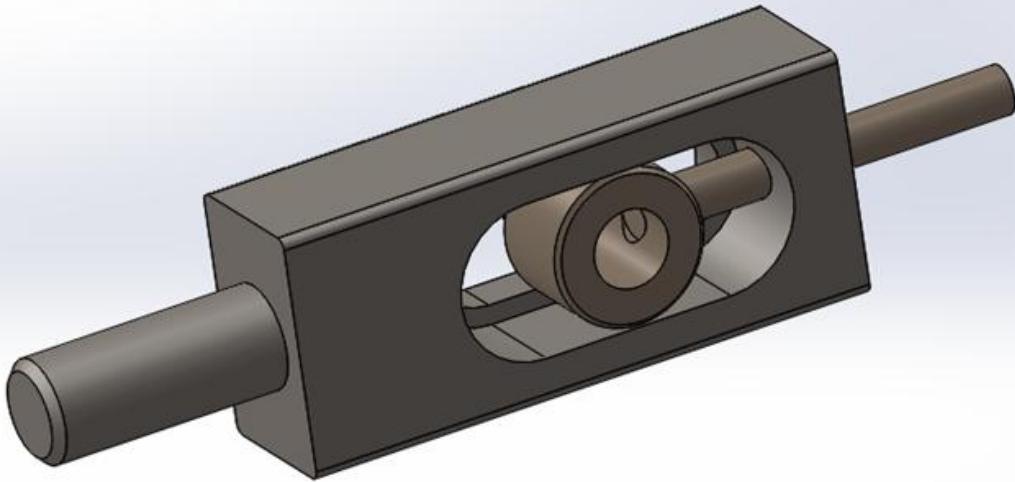
Designation

30203 [d:17 mm B:13.25 mm D:40 mm C:23.4 kN C_0 :18.6 kN]

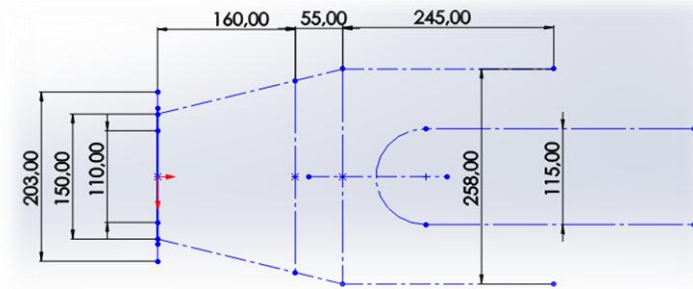
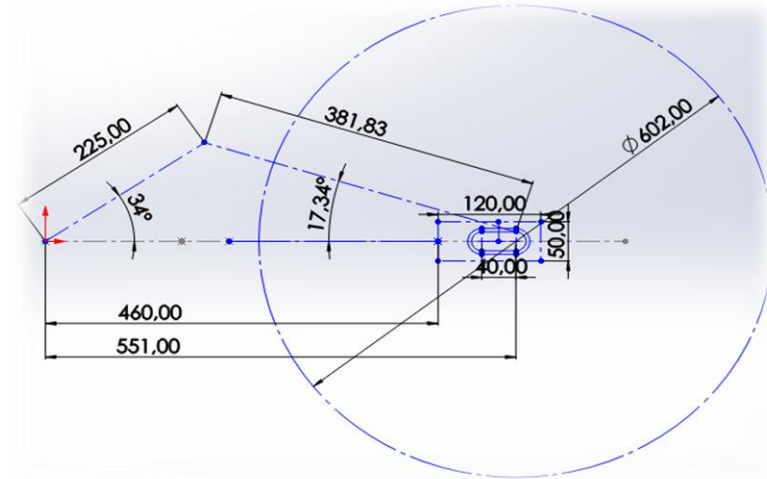


Prototipado del basculante

Selección y modelado de los soportes de rueda y templadores de cadena

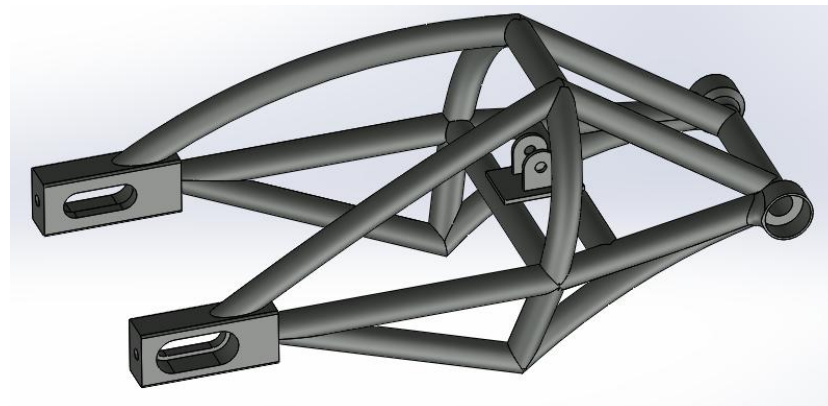
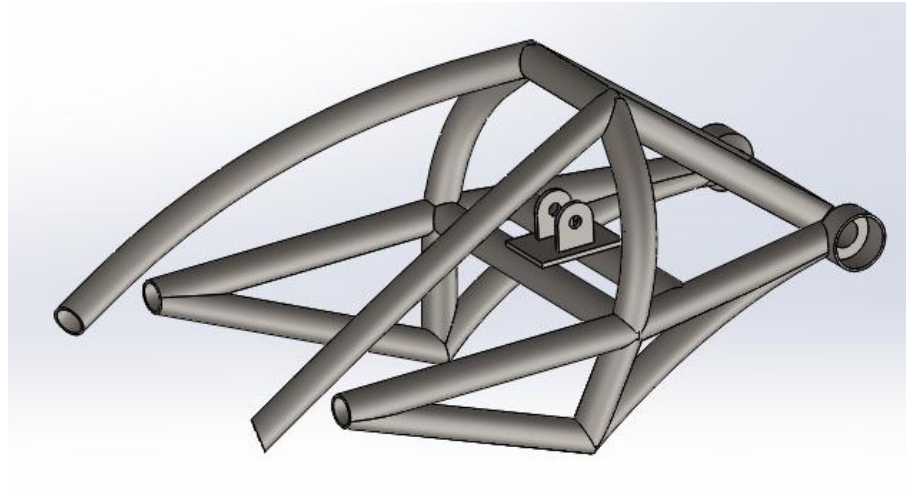
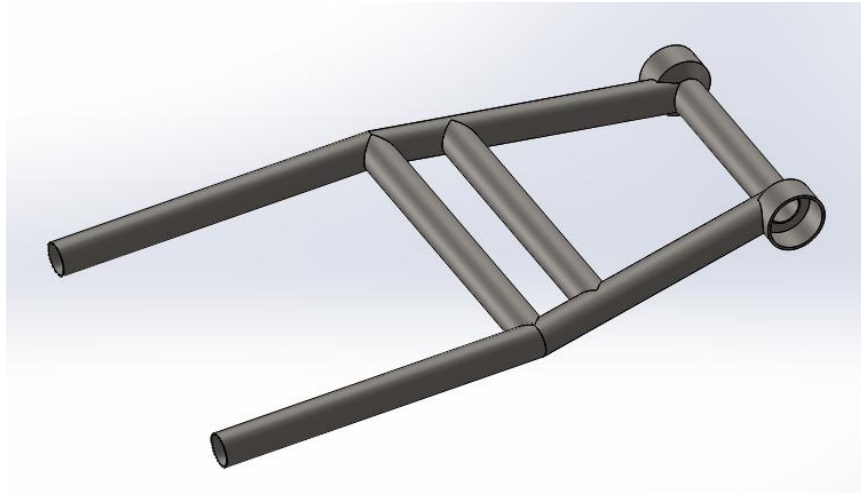


Dimensionamiento del basculante



Prototipado del basculante

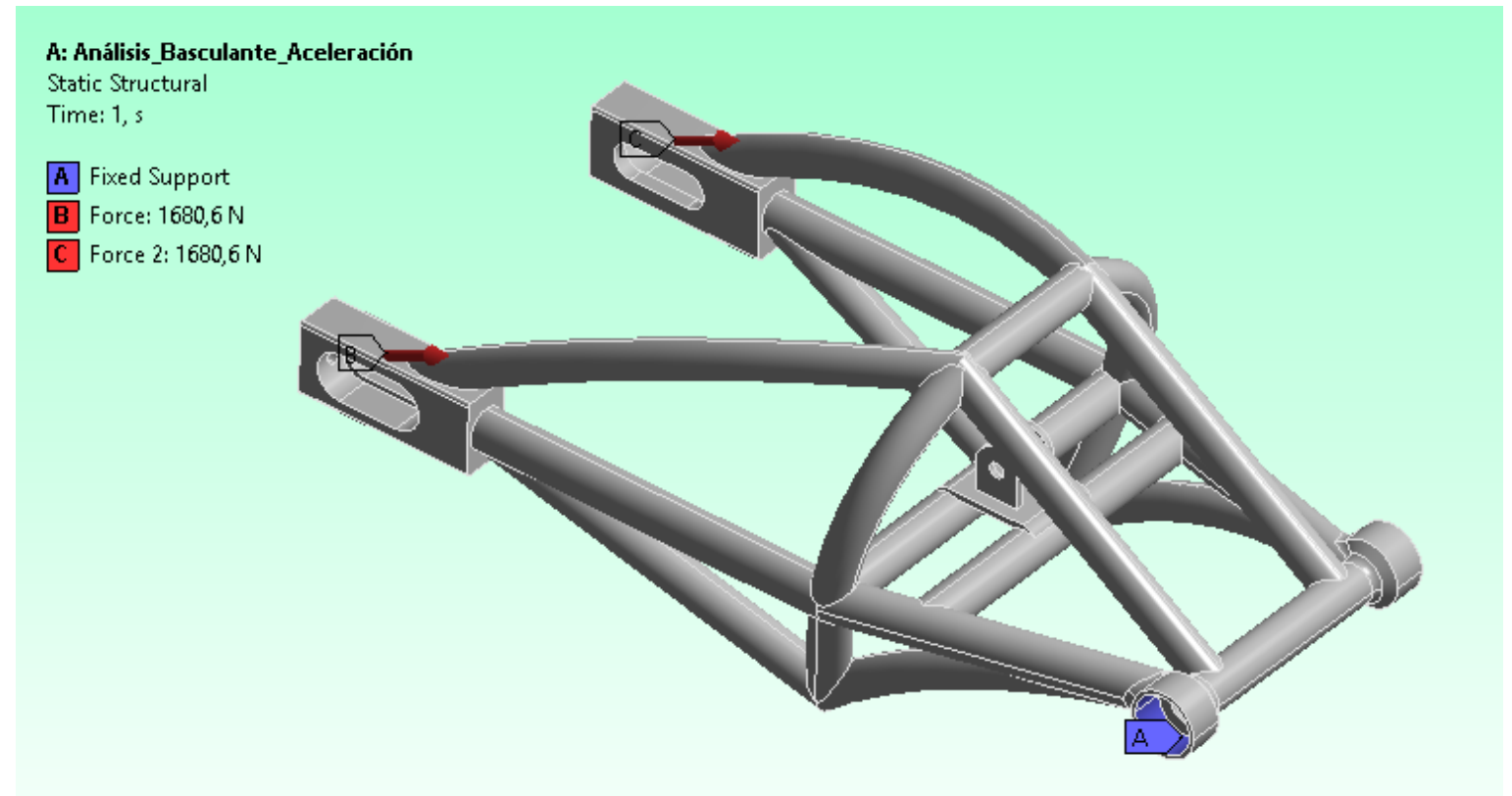
Modelado del basculante



Análisis de esfuerzos en el Basculante

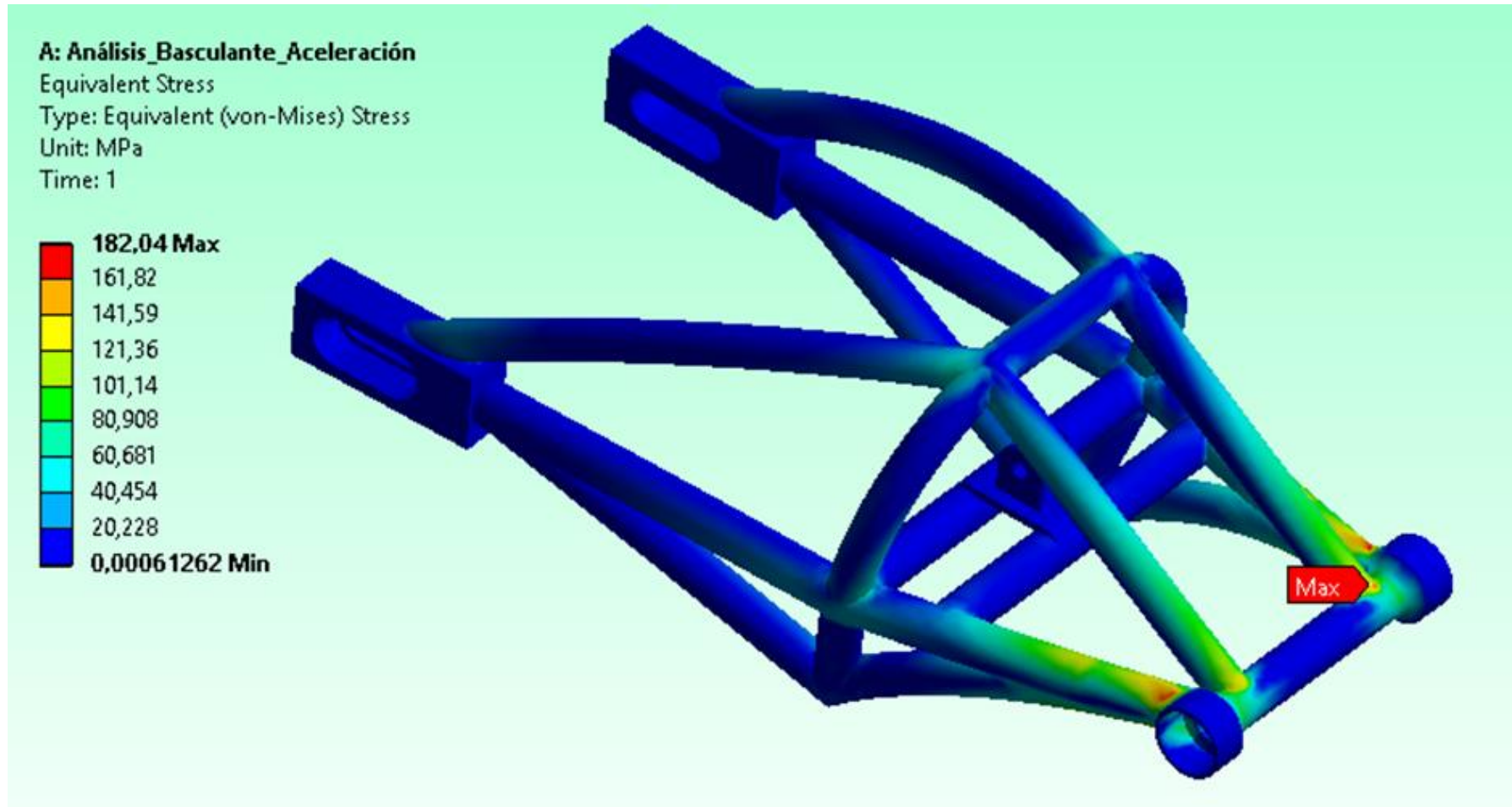
Aplicación de cargas producidas por aceleración en recta

Denominación	Descripción	Magnitud
<i>S</i>	Fuerza de tracción en rueda posterior	2656.06 N
<i>Nr</i>	Carga sobre rueda posterior por aceleración	2060.1 N
<i>R</i>	Resultante entre <i>S</i> y <i>Nr</i>	3361.2 N
<i>R1</i>	Fuerza aplicada a cada sujetador de la rueda	1680.6 N



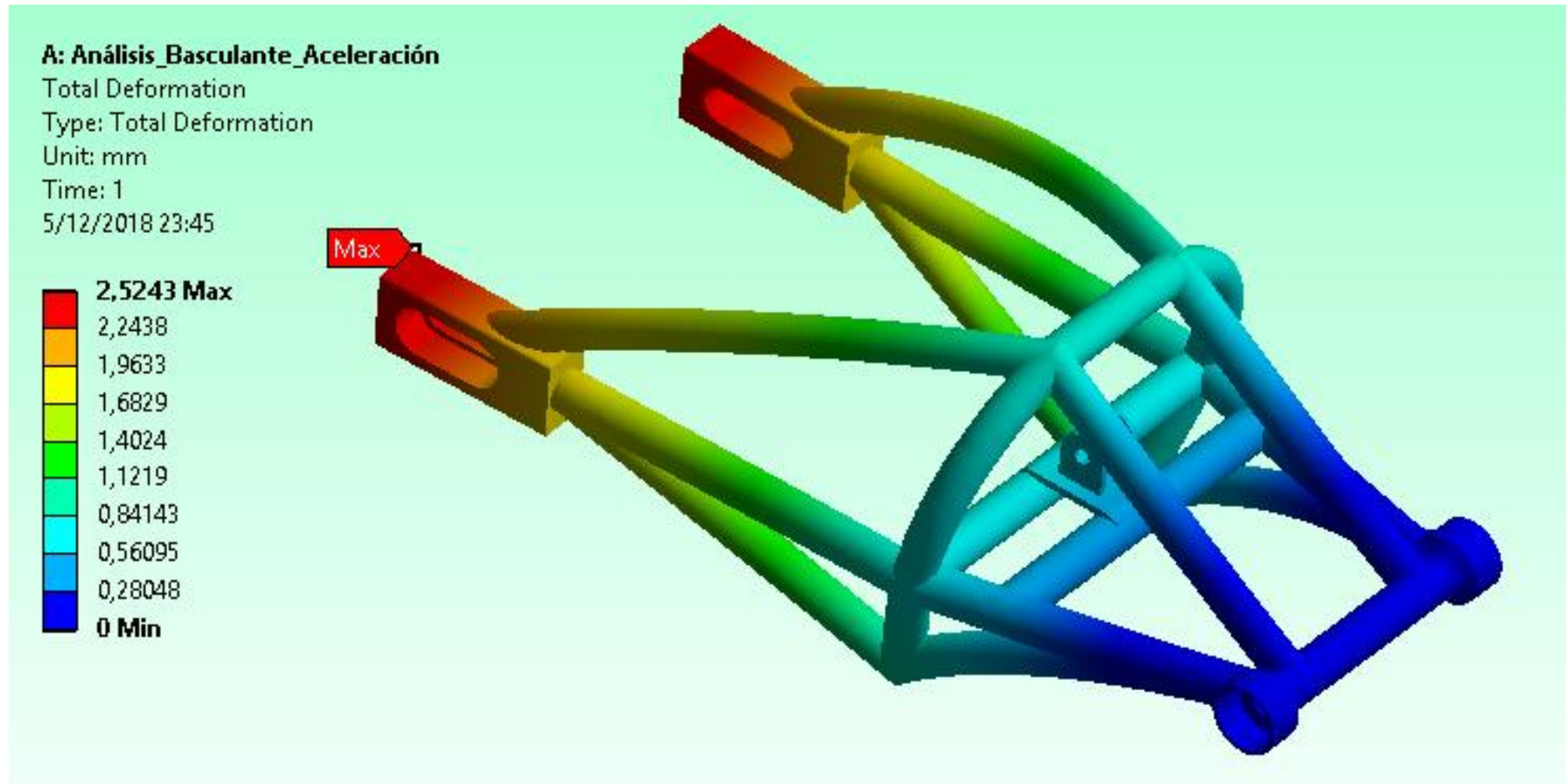
Análisis de esfuerzos en el Basculante

Esfuerzo Von-Mises por cargas producidas por aceleración en recta



Análisis de esfuerzos en el Basculante

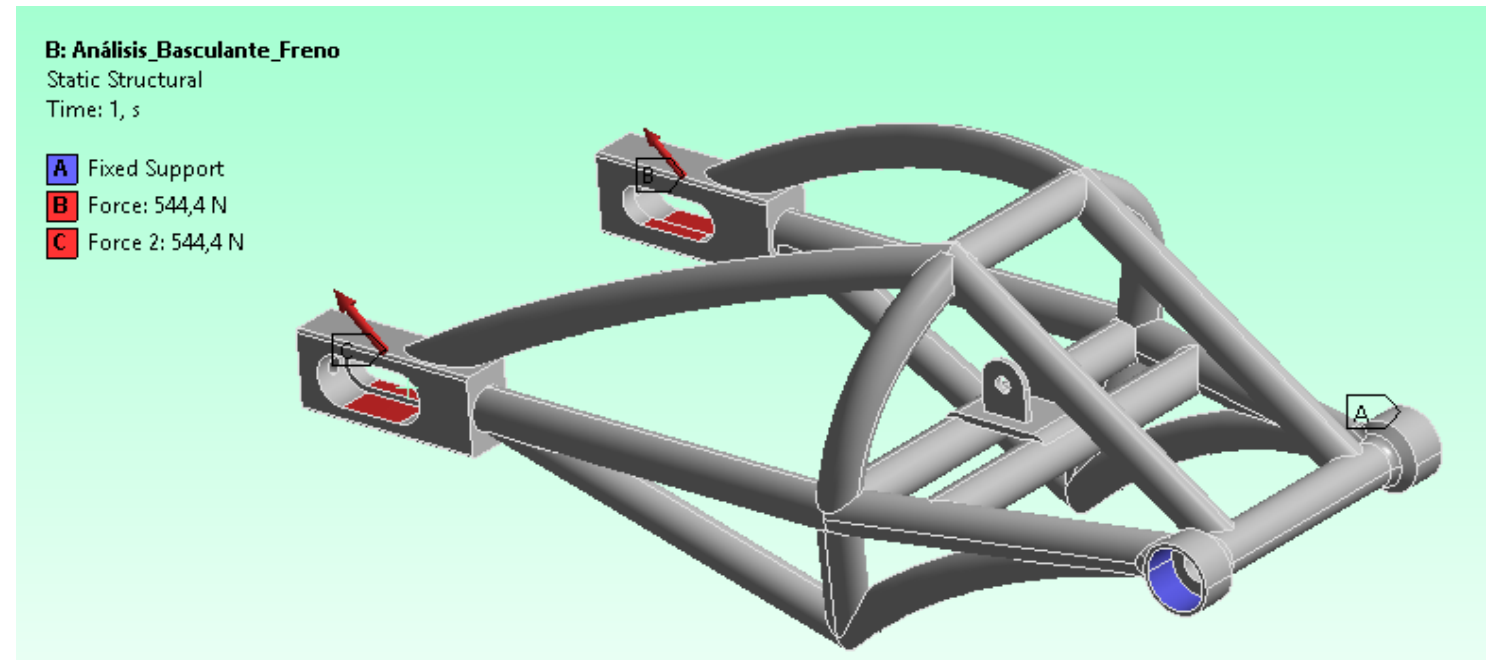
Deformación por cargas producidas por aceleración en recta



Análisis de esfuerzos en el Basculante

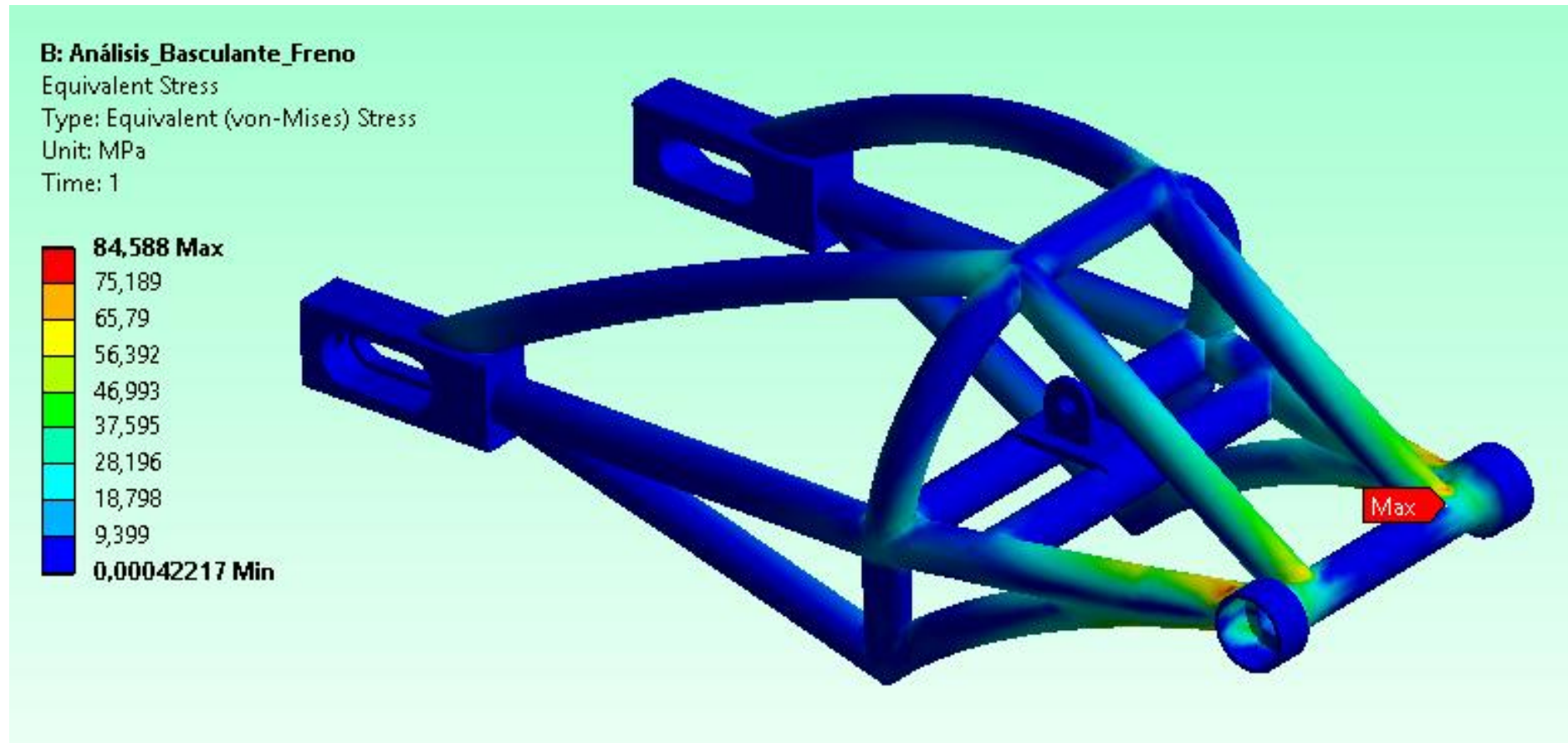
Aplicación de cargas producidas por desaceleración por freno posterior

Denominación	Descripción	Magnitud
F_f	Fuerza de frenado	941.76 N
N_{fr}	Carga sobre rueda posterior por desaceleración	545.23 N
R	Resultante entre F_f y N_{fr}	1088.8 N
$R1$	Fuerza aplicada a cada sujetador de la rueda	544.4 N



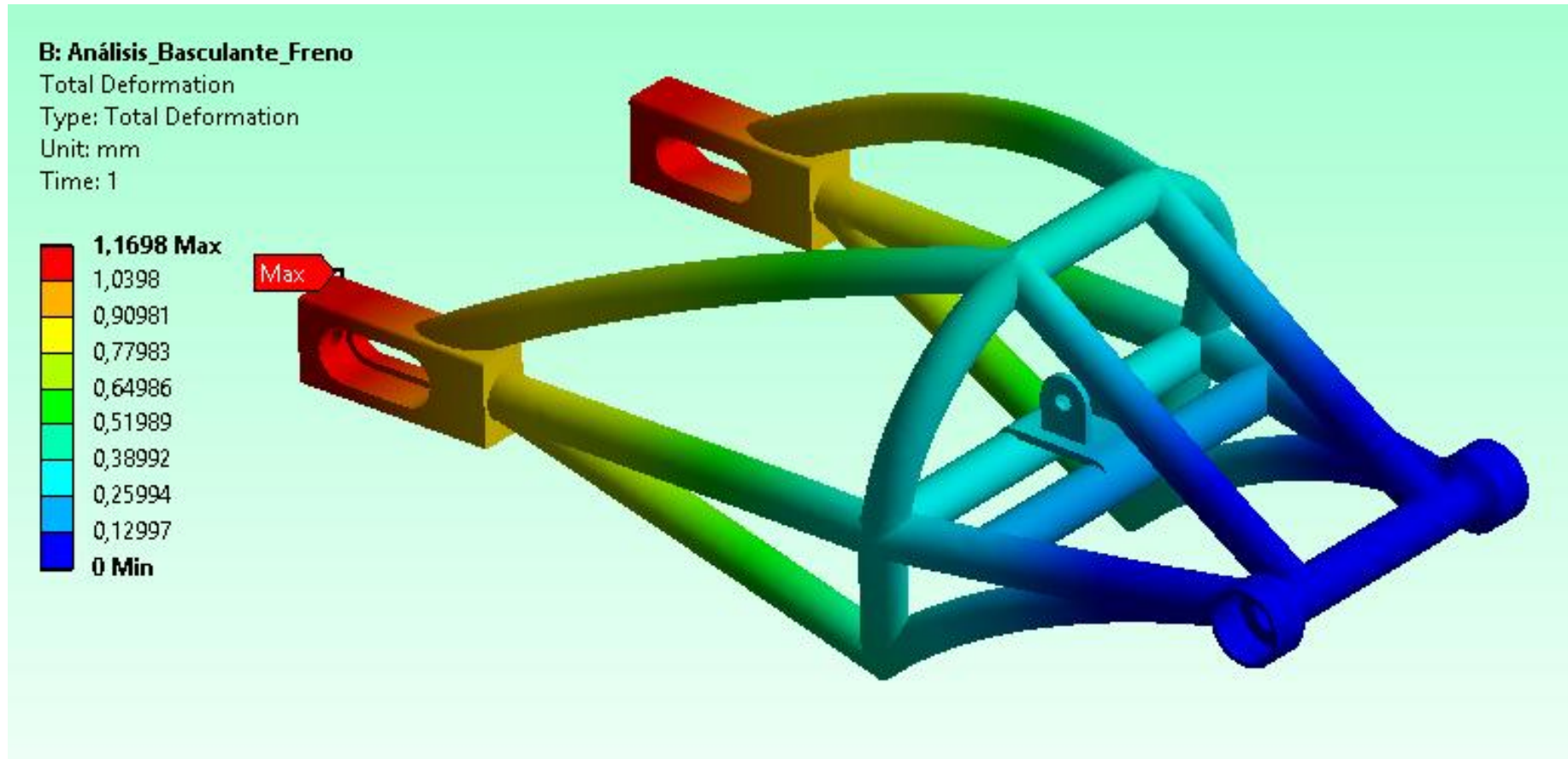
Análisis de esfuerzos en el Basculante

Esfuerzo Von-Mises por cargas producidas por desaceleración por freno posterior



Análisis de esfuerzos en el Basculante

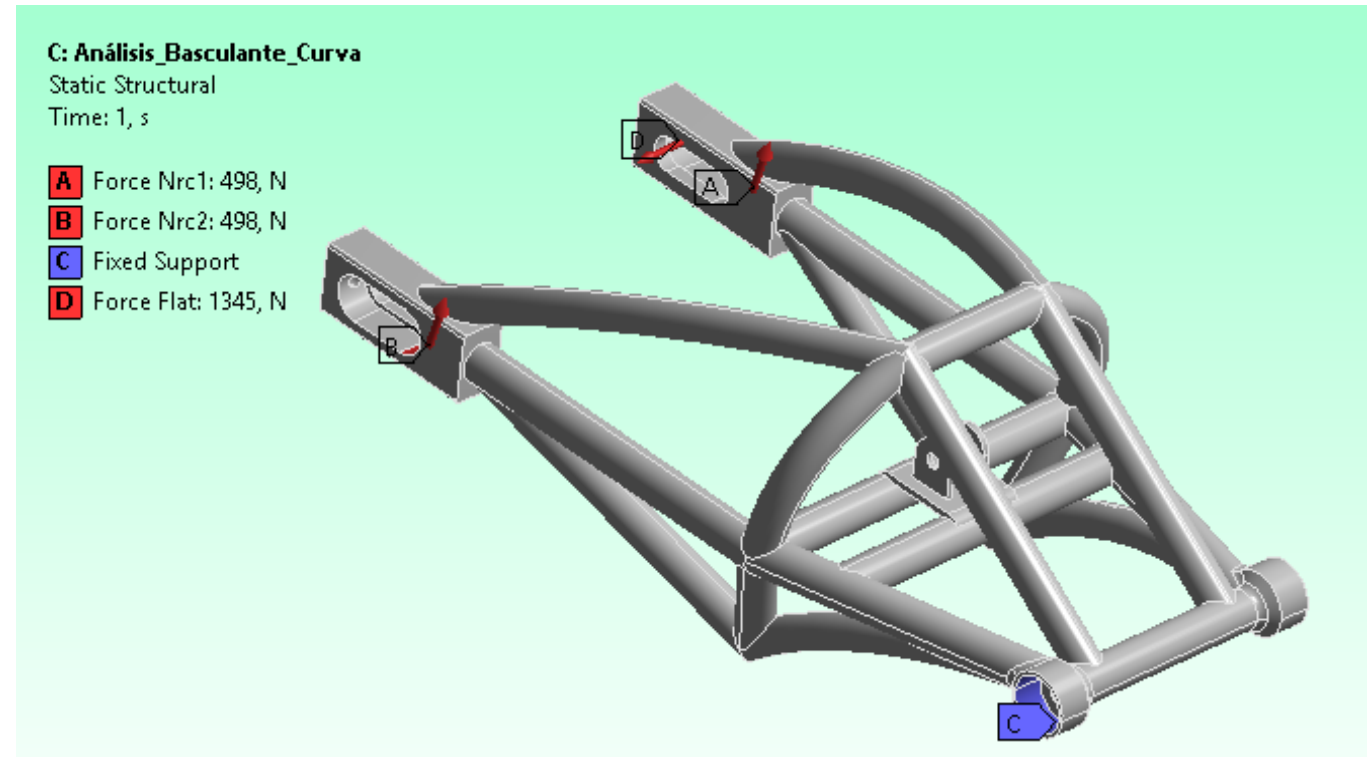
Deformación por cargas producidas por desaceleración por freno posterior



Análisis de esfuerzos en el Basculante

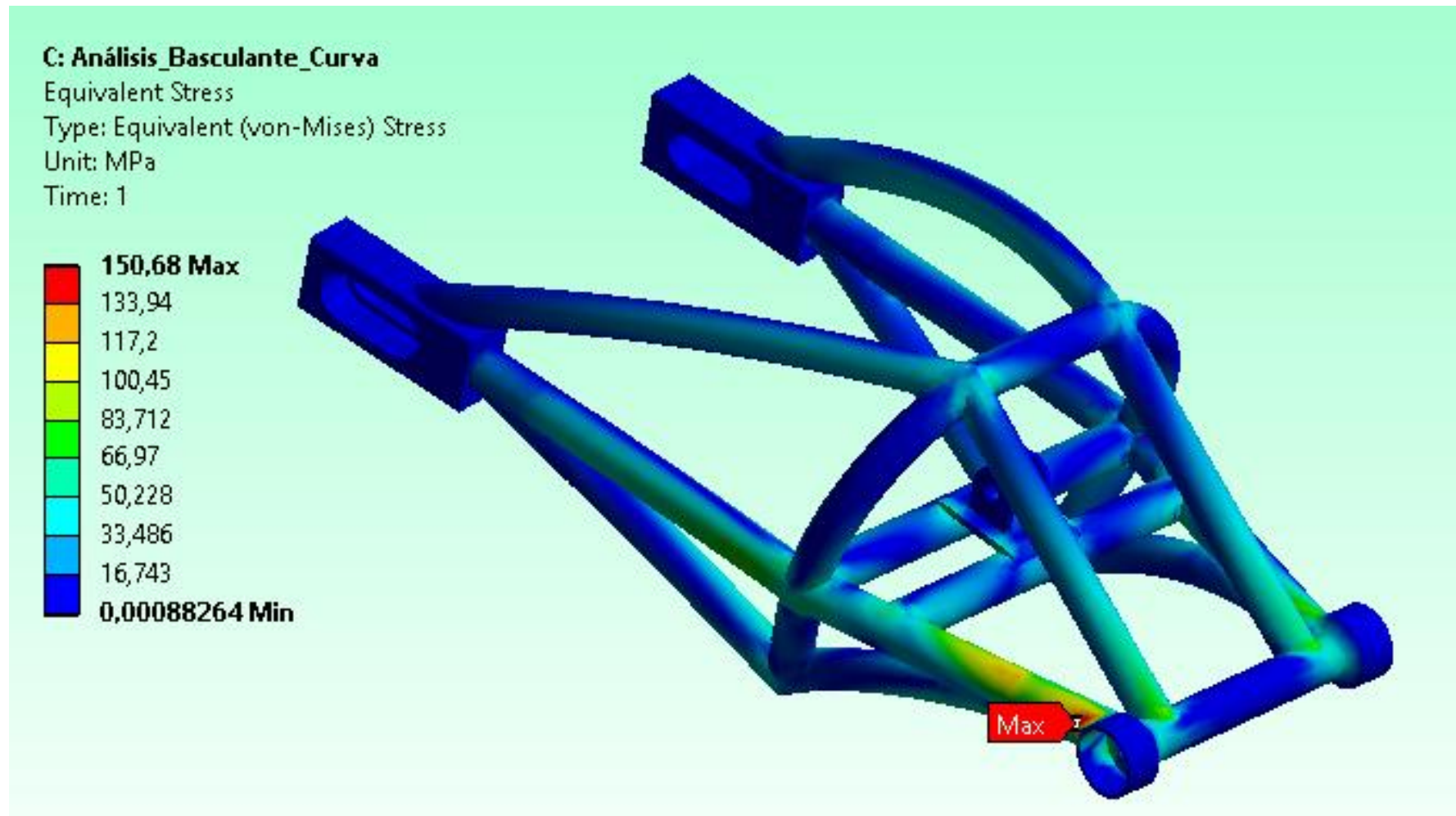
Aplicación de cargas producidas por recorrido de curva

Denominación	Descripción	Magnitud
<i>Flat</i>	Fuerza lateral	1344.973 N
<i>Nrc</i>	Carga sobre rueda posterior por recorrido de curva	996.25 N



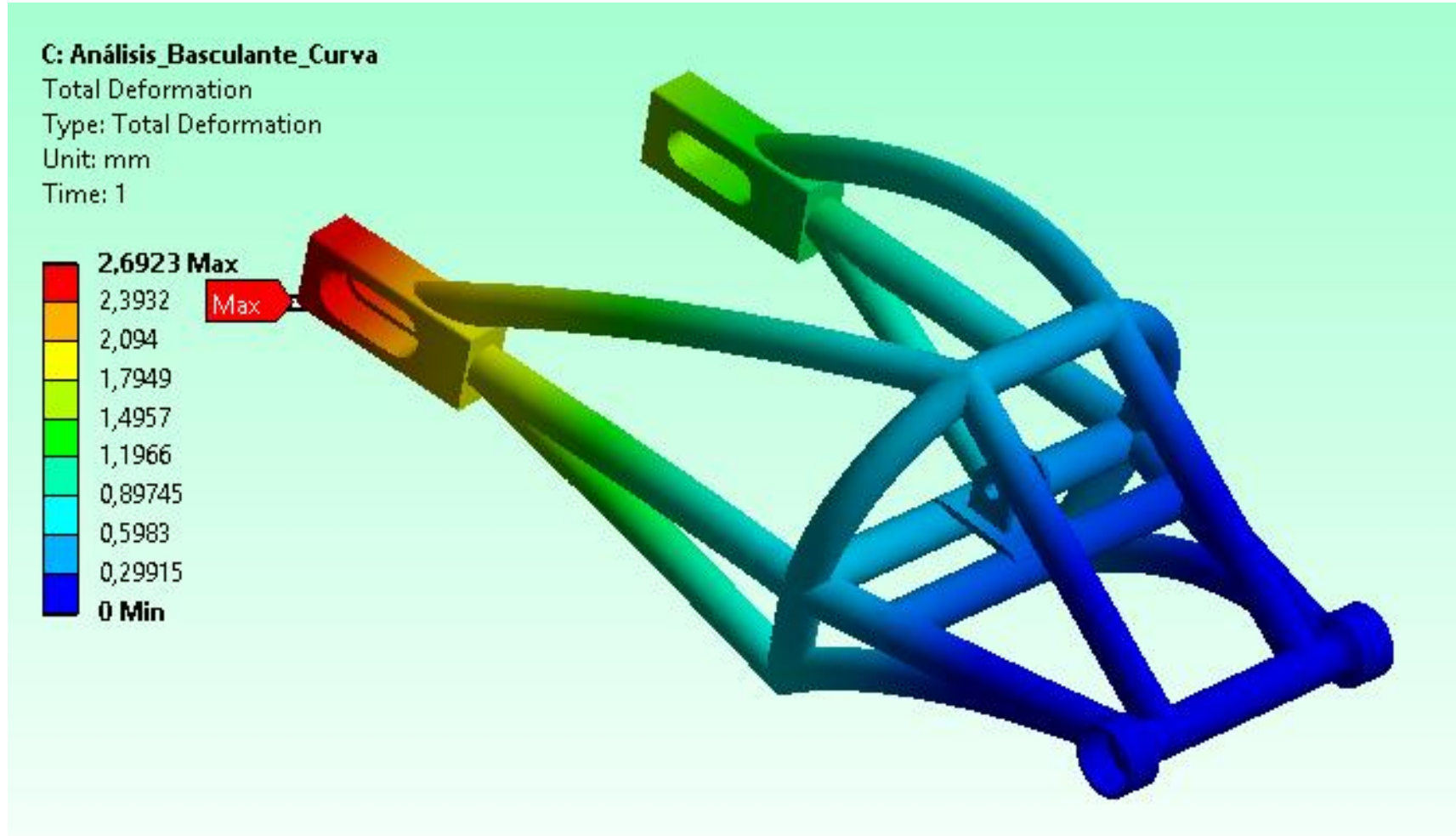
Análisis de esfuerzos en el Basculante

Esfuerzo Von-Mises por cargas producidas por recorrido de curva



Análisis de esfuerzos en el Basculante

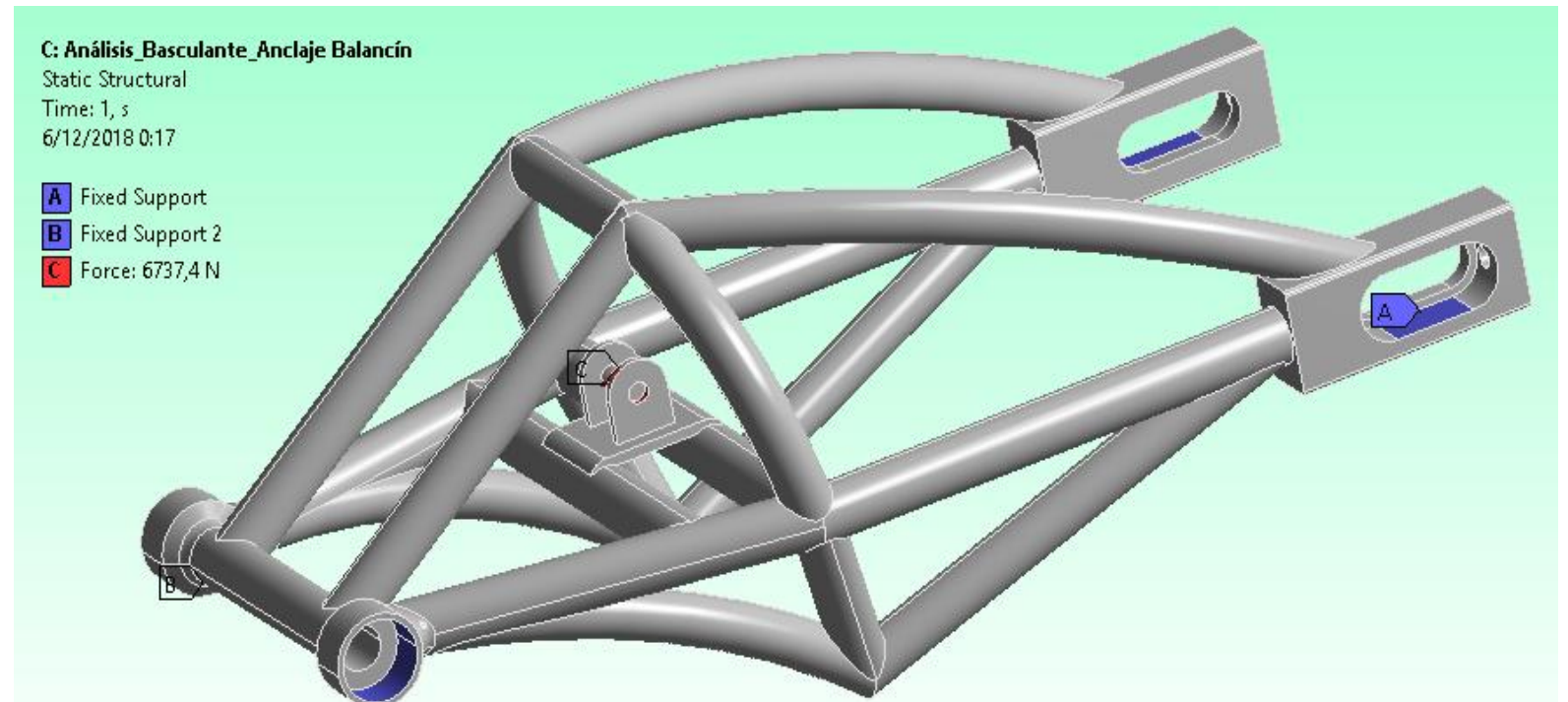
Deformación por cargas producidas por recorrido de curva



Análisis de esfuerzos en el Basculante

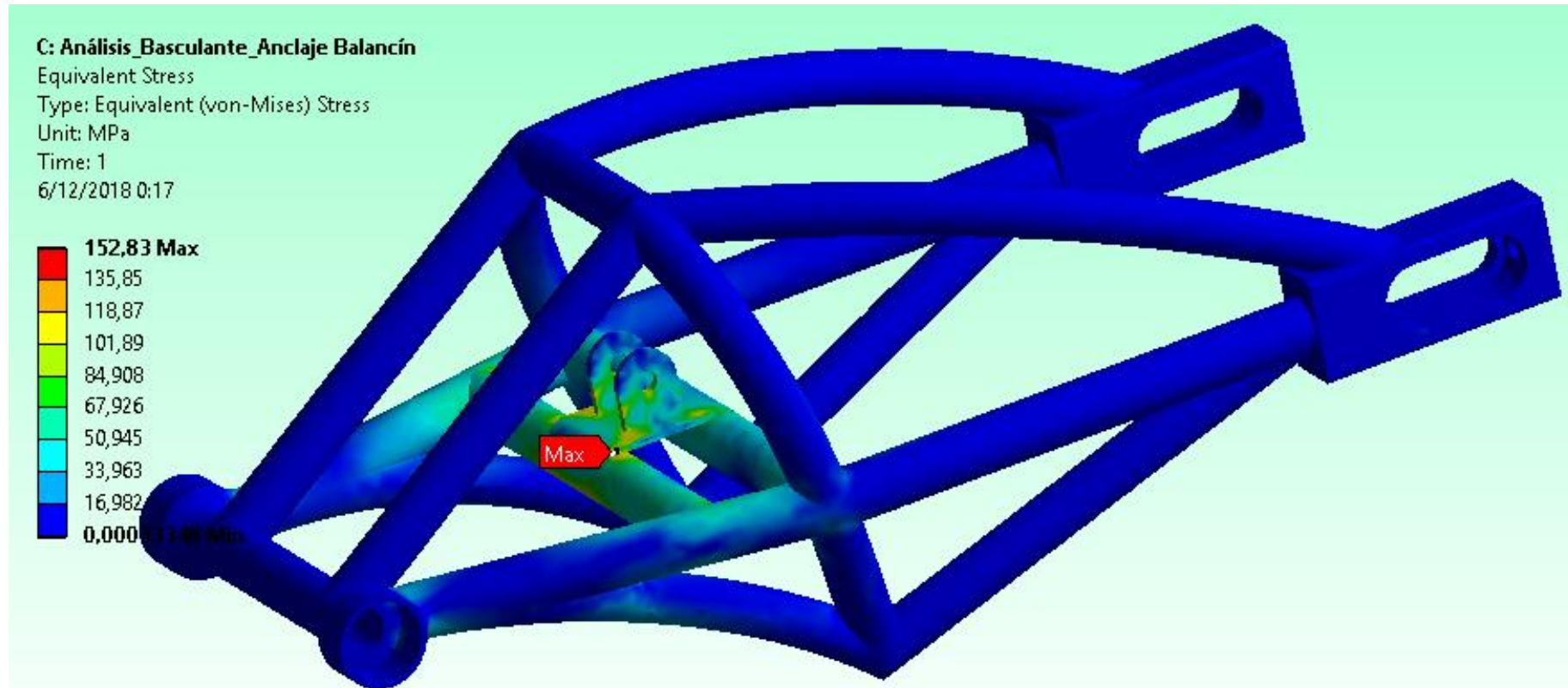
Aplicación de cargas en el anclaje del balancín

Denominación	Descripción	Magnitud
R_x	Reacción en x	6616.3 N
R_y	Reacción en y	1273 N
R	Resultante entre R_x y R_y	6737.4 N



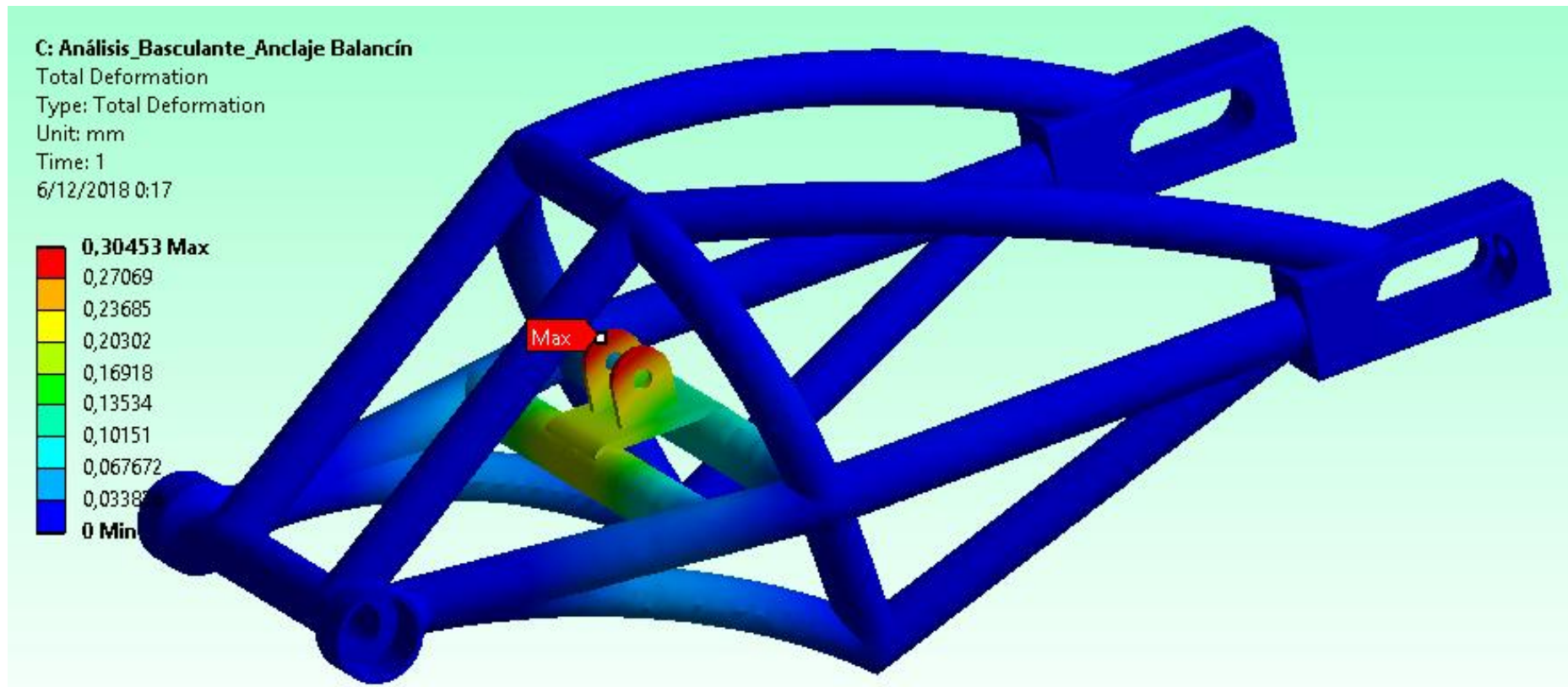
Análisis de esfuerzos en el Basculante

Esfuerzo Von-Mises por cargas en el anclaje del balancín



Análisis de esfuerzos en el Basculante

Deformación por cargas en el anclaje del balancín



Resultados de los Análisis de esfuerzos en el Basculante

Análisis	Límite de fluencia Acero ASTM A36	Esfuerzo Von Mises	Deformación	Factor de Seguridad
Aceleración	240 MPa	182.04 MPa	2.524 mm	1.4
Freno	240 MPa	84.588 MPa	1.1698 mm	2.9
Recorrido por Curva	240 MPa	150.68 MPa	2.69 mm	1.6
Anclaje de Balancín	240 MPa	152.83 MPa	0.3 mm	1.6

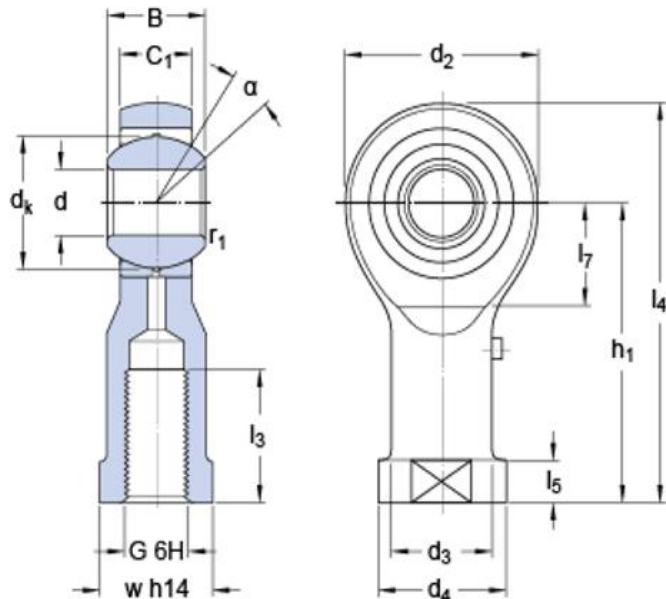


Selección del material para el balancín y Cabezas articuladas

Características de la plancha de acero para el balancín

Característica	Descripción
Tipo	Plancha Acero Laminada en Caliente
Material	ASTM A 1011
Espesor	4 mm
Punto de fluencia	310 MPa

Fuente: (Novacero, 2018)



Características de las cabezas articuladas

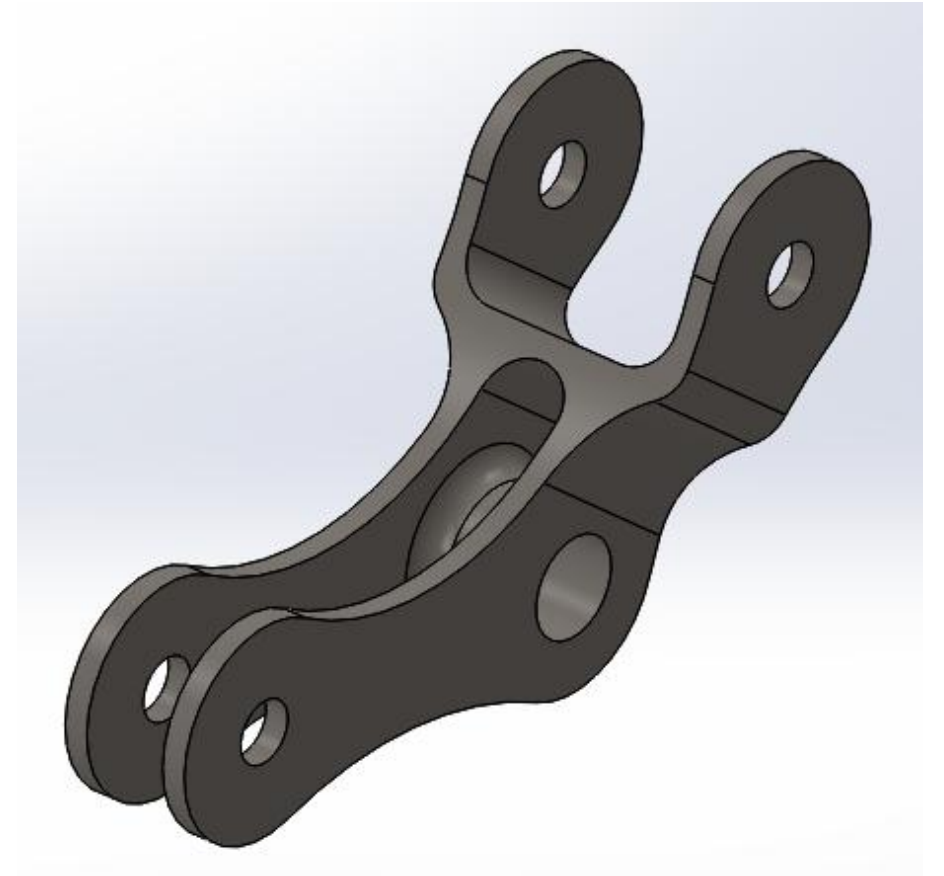
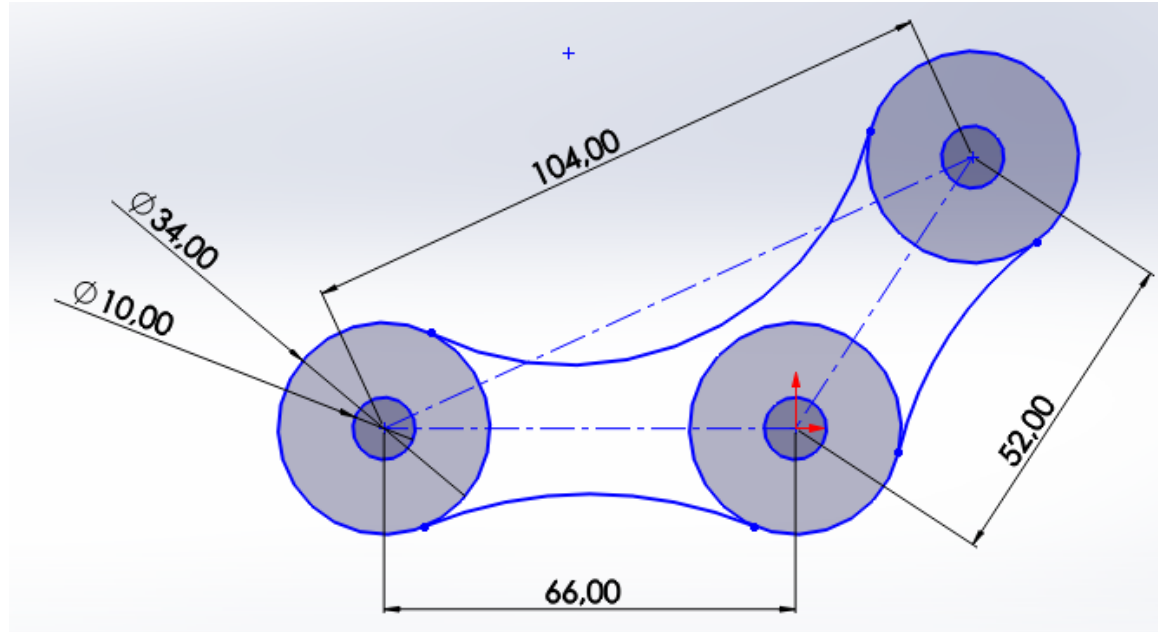
Descripción	Denominación
Cabeza articulada rosca derecha	SILKAC 10M
Cabeza articulada rosca izquierda	SIKAC 10M/VZ019
Capacidad de carga estática	12.2 kN
Capacidad de carga dinámica	10 kN
Carga a soportar por cálculo	3.6 kN
Masa	0.072 kg

Dimensiones

d	10 mm
B	14 mm
G	M 10
$h1$	43 mm
$l4$	58 mm
$l3$	15 mm
$d2$	29 mm

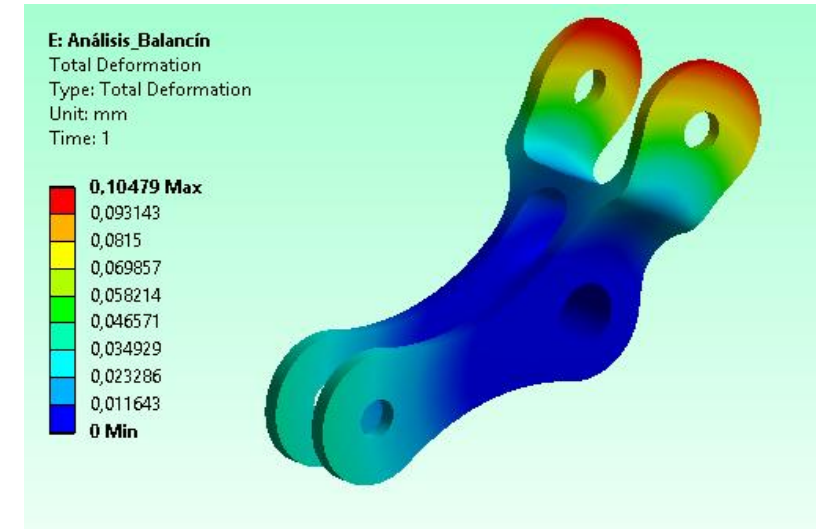
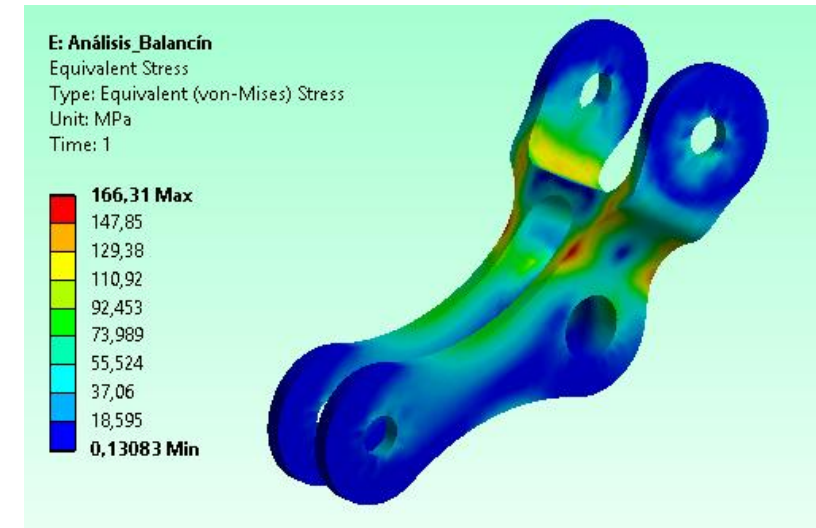
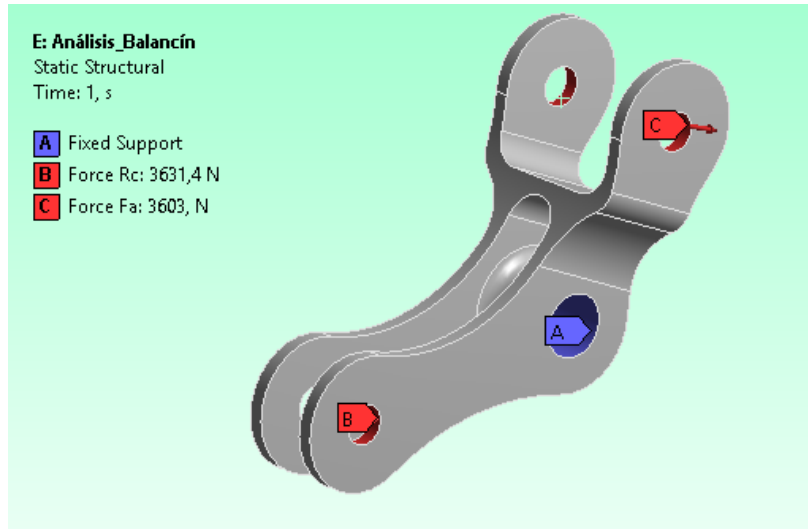


Dimensionamiento y modelado del balancín



Análisis de esfuerzos sobre el balancín

Denominación	Descripción	Magnitud
<i>Fa</i>	Fuerza del amortiguador	3603 N
<i>Rc</i>	Reacción sobre el anclaje de la cabeza articulada	3631.42 N



Análisis de esfuerzos dinámico sobre el balancín

Muelle

✓ ✗

k_x^e 1 (lineal)

k 98.00 N/mm

260.02773551mm

Actualizar a cambios del modelo

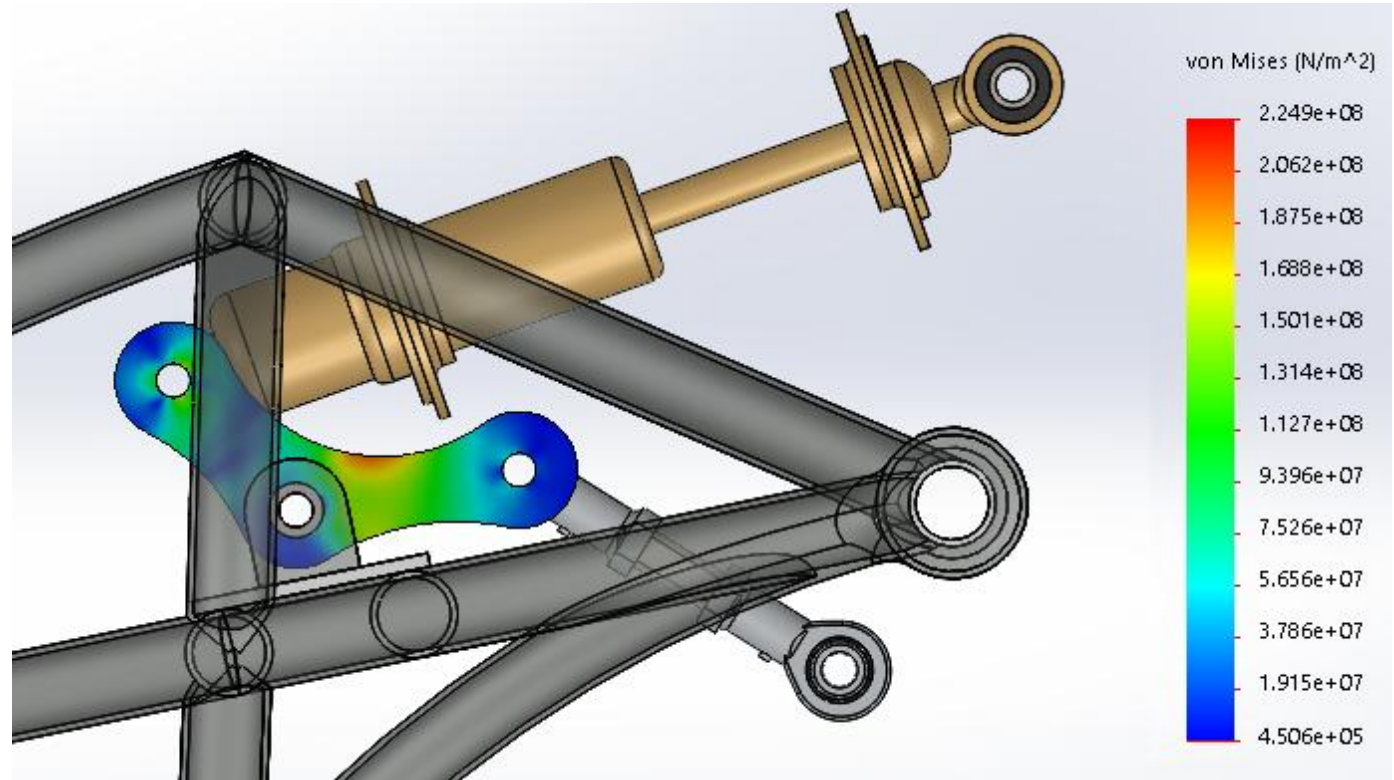
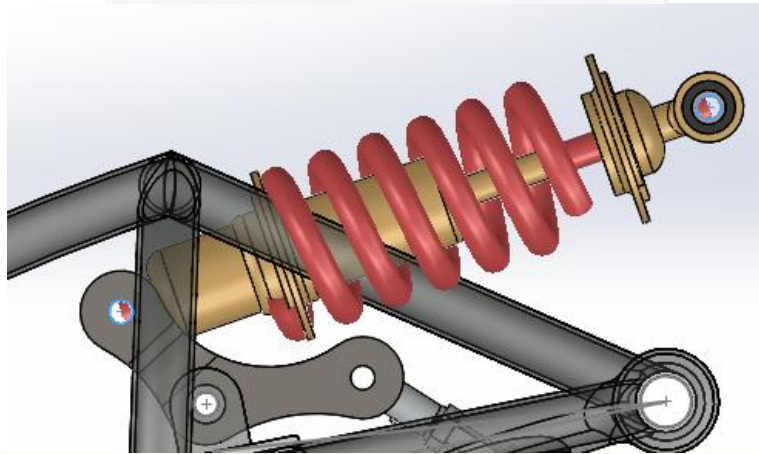
Amortiguador

Visualizar

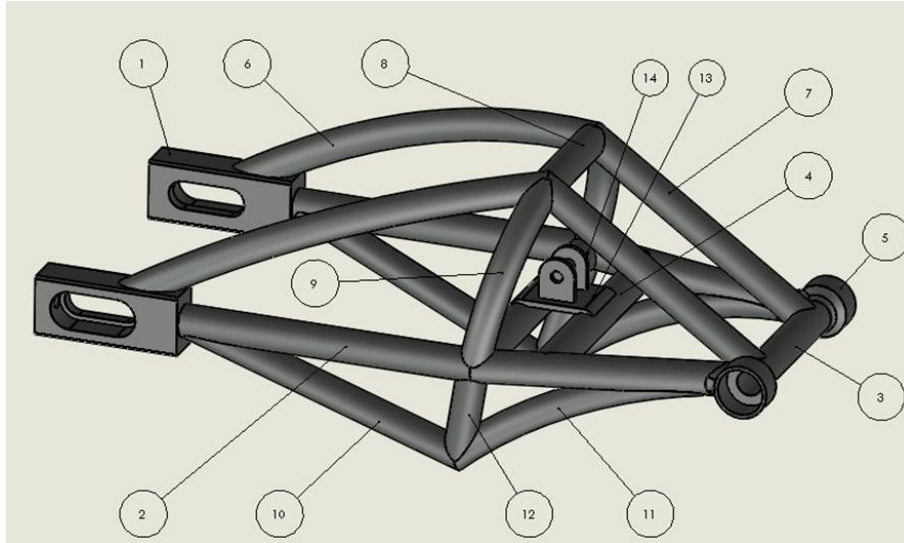
60.00mm

6

12.50mm



Fabricación del basculante



N° Elemento	Descripción	Cantida d	Material
1	Sujetador de Rueda Posterior	2	Bloque Acero ASTM A36 125x50x30 mm
2	Tubos Centrales	2	Tube Cédula 40 ASTM A36 Grado B
3	Tubo para eje del Basculante	1	D: 26.7 mm, e:2.87 mm
4	Tubo Transversal Central	2	
5	Porta Rodamientos	2	Acero ASTM A26
6	Tubo Superior Posterior	2	Tube Estructural ASTM A500 D: 1 in, e:2 mm
7	Tubo Superior Delantero	2	
8	Tubo Transversa Superior	1	
9	Tubo Lateral Superior	2	
10	Tubo Inferior Posterior	2	
11	Tubo Inferior Delantero	2	
12	Tubo Lateral Inferior	2	
13	Base de los Soportes del Balancín	1	Plancha Acero ASTM A36 e: 4mm
14	Soportes del Balancín	2	



Fabricación del basculante

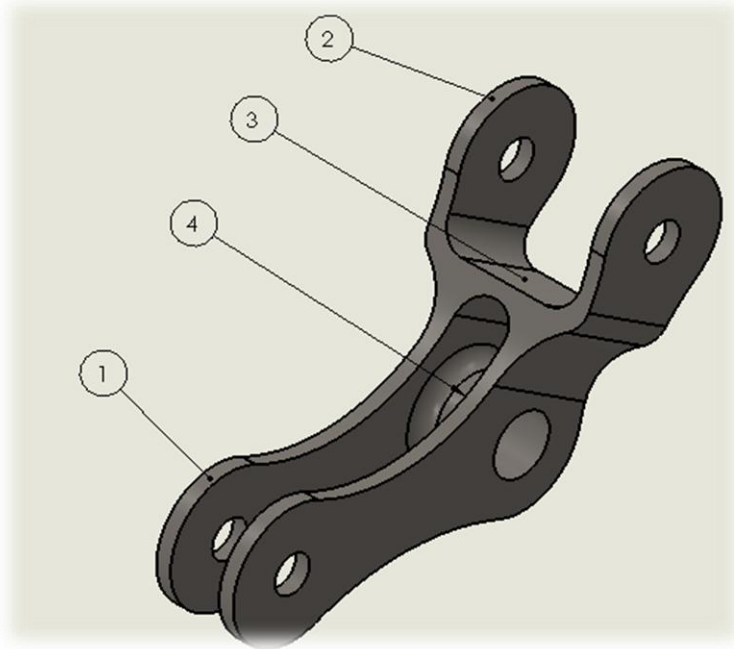


Ensamblaje del basculante en la estructura de la motocicleta



Fabricación del balancín

N° Elemento	Descripción	Cantidad	Material
1	Anclaje de la Cabeza Articulada	2	Plancha Acero Laminad en Caliente ASTM A 1011 espesor 4mm
2	Anclaje del Amortiguador	2	
3	Placa Transversal	1	
4	Eje Hueco del Balancín	1	Eje Acero ASTM A36



Ensamblaje



Pruebas estáticas al prototipo

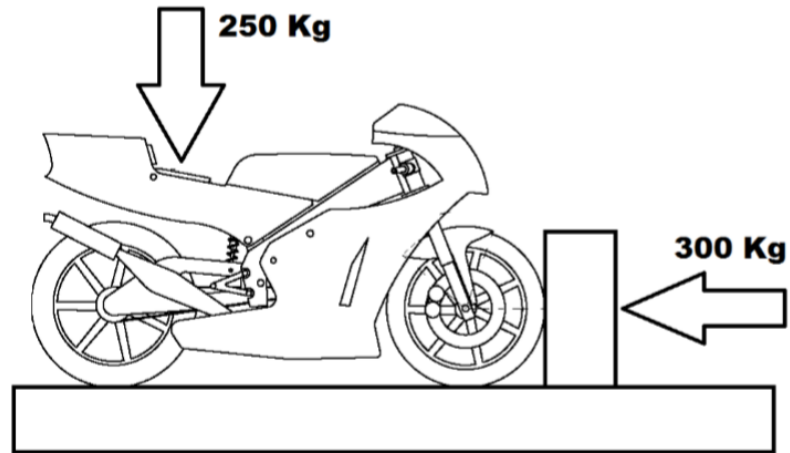
Verificaciones de ajuste y regulación de la suspensión posterior



Distancia de la Varilla Articulada	Altura del suelo al Asiento de la Motocicleta
116 mm	835 mm
114 mm	821 mm
112 mm	817 mm
110 mm	810 mm
108 mm	800 mm



Verificaciones de la suspensión posterior en banco de pruebas



Carga Aplicada

Vertical 250 kg

Frontal 300 kg

Observación

Sin deformación estructural

Sin deformación estructural



Verificaciones de la ejecución de los frenos



Freno	Valor
Delantero	0.38 kN
Posterior	0.32 kN



Pruebas dinámicas al prototipo

Prueba de Frenado



Medición	Velocidad Teórica	Velocidad Registrado en el Velocímetro	Distancia de Frenado	Tiempo de Frenado
1	80 km/h	89 km/h	25 m	2,37 s
2	80 km/h	91 km/h	23 m	2,22 s
3	80 km/h	87 km/h	21,6 m	2,2 s
4	80 km/h	88 km/h	21,4 m	2,1 s
5	80 km/h	89 km/h	21,5 m	2,2 s
Promedio	80 km/h	88,8 km/h	22,5 m	2,218 s



Pruebas dinámicas al prototipo

Desempeño de la motocicleta en carrera de pista



Validación de las pruebas y verificaciones estáticas



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

Conclusiones

- Con el presente trabajo de investigación se desarrolló el mecanismo de la suspensión posterior tipo Back Link que participó en la V Edición de la competencia Motostudent, cumpliendo la totalidad de objetivos propuestos al inicio del proyecto.
- Para la fabricación del basculante y una vez completado el proceso de selección técnica se optó por emplear la tubería estructural de Acero ASTM A500 y A53, debido a sus favorables características de resistencia y ductilidad; su principal desventaja frente a otros equipos competidores fue el peso total del elemento en la motocicleta.



- Con respecto a la manufactura del balancín y el anclaje para el amortiguador, se seleccionaron planchas de Acero ASTM A36 y A1011 respectivamente, obteniendo muy buenos resultados en las pruebas estáticas y dinámicas.
- Mediante los análisis estructurales efectuados usando software CAD-CAE, analizados en las condiciones más desfavorables durante la conducción en pista, se determinó que el mayor esfuerzo Von Mises se presenta durante la aceleración en recta, registrando un valor de 182.04 MPa; sin embargo, el límite de fluencia del Acero ASTM A53 es de 240 MPa; fijando un factor de seguridad en el rango de aceptable.



- El prototipo STÓLIKA, desarrollado por el equipo MAC-ESPE cumplió con todos los estándares de calidad propuestos por la Organización Motostudent, ratificando tal logro al alcanzar la posición #13, entre un total de 45 equipos presentes en la evaluación general del diseño estructural de la motocicleta.
- El diseño, fabricación e implementación del basculante y sistema de suspensión posterior tuvo una destacada participación en todas las verificaciones técnicas llevadas a cabo por los organizadores de la competencia, tal hecho se corrobora con la consecución de los 3 adhesivos que denotan la integridad estructural tanto estática como dinámica de la motocicleta, así como la aprobación de las verificaciones administrativas de la totalidad del proyecto.



- En relación a la prueba aplicada al sistema de frenos, los resultados obtenidos fueron bastante aceptables, esto debido a que, luego de evaluar la distancia de frenado promedio (22,5m) con una velocidad media de 88,8 km/h y un tiempo de 2,138s se obtuvo una puntuación de 42 puntos sobre un máximo de 60 puntos que otorga esta prueba.



Recomendaciones

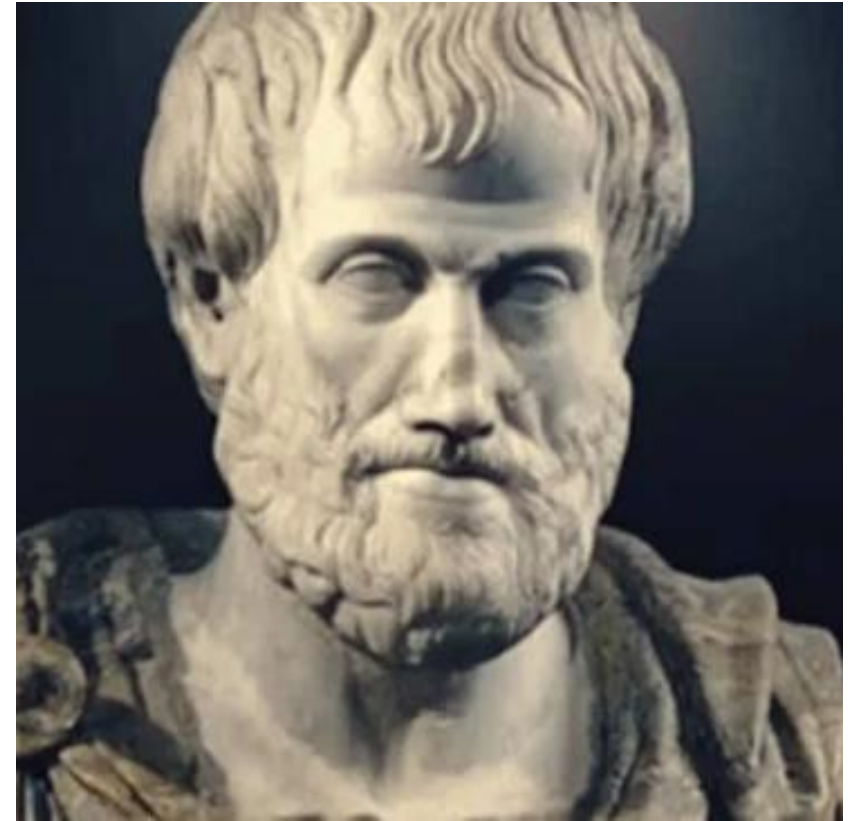
- Para el diseño del balancín, se recomienda realizar un estudio topológico o estudio de optimización de material, a fin de reducir de gran manera el peso del elemento, sin dejar apartado del estudio las cargas a las que estará sujeto.
- Investigar el uso de diferentes materiales y efectuar el respectivo análisis con respecto a la fabricación de la estructura del basculante, en base a fibra de carbono.



- Efectuar un amplio estudio enfocado al diseño de nuevos mecanismos de suspensión posterior que podrían ser un aporte al apartado de innovación en las próximas competencias organizadas por Motostudent.
- Para próximas investigaciones se recomienda evaluar el comportamiento dinámico del sistema de suspensión posterior, efectuando un análisis sobre la incidencia en la regulación de la longitud de las cabezas articuladas como consecuencia de la variación de la altura del asiento de la motocicleta.



“Somos lo que hacemos repetidamente. La excelencia, entonces, no es un acto sino un hábito”.



Aristóteles

