



ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

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

AUTOR: OSCAR STALIN VEGA MOREIRA

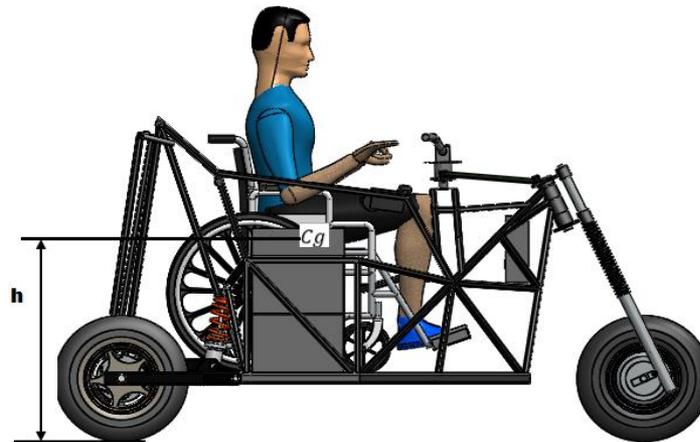
**TEMA:
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE LOS SISTEMAS MECÁNICOS
DE UN TRICICLO MONOPLAZA ELÉCTRICO PARA
PERSONAS CON DISCAPACIDAD EN SUS EXTREMIDADES
INFERIORES**

DIRECTOR: ING. MAURICIO CRUZ

CODIRECTOR: ING. DANILO ZAMBRANO

Descripción resumida del proyecto

El proyecto a desarrollar consiste en diseñar, construir e implementar los sistemas mecánicos como son: de acceso, frenos, suspensión y dirección que se adapte a las necesidades requeridas por un triciclo monoplaza eléctrico para su buen desempeño.



Objetivo general

- Diseñar, construir e implementar los sistemas mecánicos de un triciclo monoplaza eléctrico mediante la aplicación de procesos tecnológicos, a fin de brindar transporte a personas con discapacidad en sus extremidades inferiores.

Objetivos específicos

- Diseñar los sistemas mecánicos de un triciclo monoplaza eléctrico, tales como son: de acceso, frenos, suspensión y dirección mediante el uso de SOLIDWORKS y ANSYS (software de diseño y simulación), que ayuden a determinar el comportamiento de los mismos a las diferentes cargas y esfuerzos a los que estarán sometidos.
- Construir los sistemas mecánicos de un triciclo monoplaza eléctrico, tales como son: de acceso, frenos, suspensión y dirección; aplicando procesos de manufacturas normalizados que ayuden a cumplir con las necesidades requeridas por el mismo.
- Ensamblar los sistemas de acceso, frenos, suspensión y dirección en el bastidor del triciclo monoplaza eléctrico.

Sistema de acceso

- El diseño del sistema de acceso del triciclo monoplaza eléctrico le permitirá a la persona con discapacidad en sus extremidades inferiores poder subir y bajar del mismo con su silla de ruedas, mediante una rampa plegable la cual le brinda autonomía a dicha persona.



Sistema de acceso

SISTEMA DE ACCESO



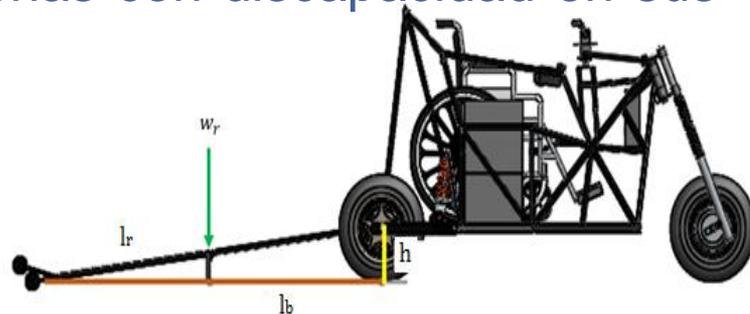
Matriz de selección para el sistema de acceso

Factores de Selección	FP	Rampa Fija	Rampa Telescópica	Rampa plegable
Eficiente	0.30	-	-	x
Seguridad	0.25	x	x	x
Capacidad de carga	0.20	x	-	x
Peso reducido	0.15	x	-	x
Costo	0.10	x	-	-
	Σ	0.70	0.25	0.90

Parámetros de diseño

Los principales parámetros involucrados en el diseño de la rampa de acceso para personas con discapacidad en sus extremidades inferiores son:

- Pendiente longitudinal (%)
- Altura a salvar (desnivel).
- Longitud de rampa.
- Peso de una persona promedio
- Peso de una silla de ruedas standard



Parámetros de diseño

- Pendiente

1:4
25%



Demasiada altura para muchas aplicaciones. Aceptable en algunos casos para rampas cortas o para scooters o similares de poco peso.

Longitudinal (%) **1:6**
16,6%



Aceptable en algunos casos como usos industriales o para cargar sillas de ruedas eléctricas o manuales sin usuario

- Altura a

Salvar (desnivel) **1:8**
12,5%



Un buen equilibrio entre pendiente y espacio de uso, aceptable para algunas situaciones.

- Longitud de Base.

1:10
10%



Acceso independiente para muchos usuarios.

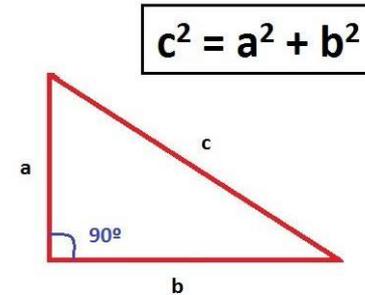
1:12
8,3%



A veces requerido por las autoridades, entre un 8 y 10%.

- Longitud de rampa

- La longitud de rampa viene dada por el Teorema de Pitágora.



$$c = \sqrt{a^2 + b^2} \quad l_r = \sqrt{h^2 + l_b^2}$$

- Donde:

l_r = Longitud de rampa

h = Altura a salvar

l_b = Longitud de base.

$$l_r = \sqrt{24^2 + 192^2}$$

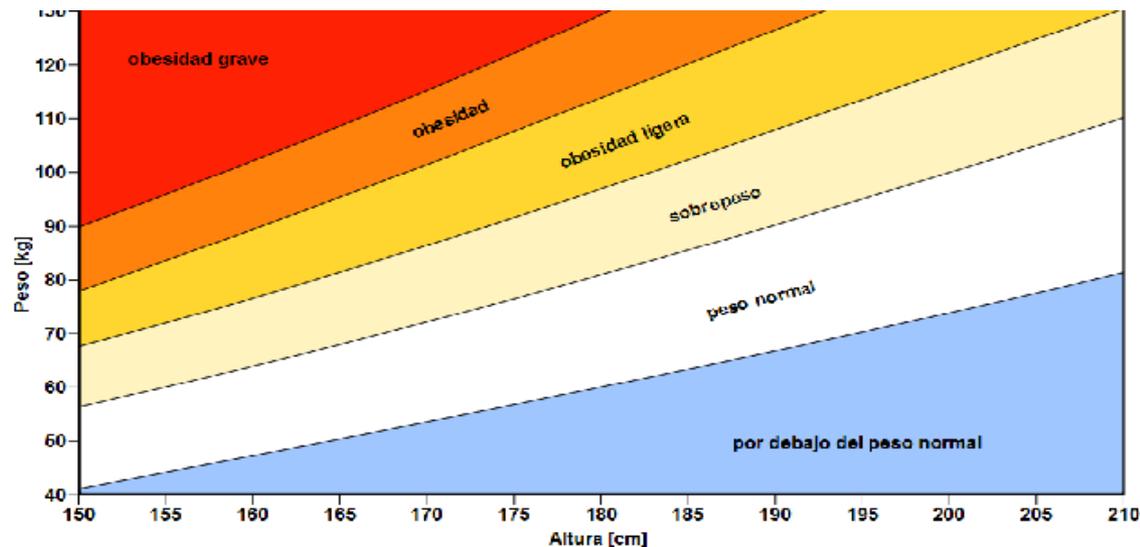
$$l_r = \mathbf{193.49 \text{ cm}}$$

Peso de una persona promedio

- La clasificación de la Organización Mundial de la Salud establece que un IMC de:

$$IMC = \frac{\text{Peso (Kg)}}{\text{Estatura (m}^2\text{)}}$$

Menos de 18.5: Bajo Peso
18.5 – 24.9: Normal
25 – 29.9: Sobrepeso
30 – 34.9: Obesidad tipo I
35 – 39.9: Obesidad tipo II
40: Obesidad tipo III



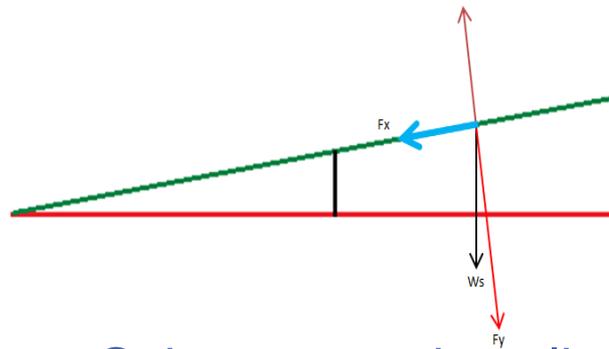
Peso de una silla de ruedas standard

- El peso de una silla de ruedas standard G – 902 C – 46 con apoyabrazos tipo escritorio removibles y apoya piernas con sistema de elevación y oscilación independientes elevable es de 22 Kg

PARÁMETROS	DIMENSIÓN (MM)
Altura a salvar	240 mm
Longitud de base	1920 mm
Pendiente / ángulo	12.5 / 7.125 °
Peso de una persona promedio	70 Kg
Peso de una silla de ruedas standard	22 Kg



Diagrama de cuerpo libre de la sección de la rampa



$$451.26 \text{ N} * 11\% = 49.63 \text{ N}$$

$$w_s = 451.26 \text{ N} + 49.63 = 500 \text{ N}$$

- Ocho puntos de aplicación en la sección.

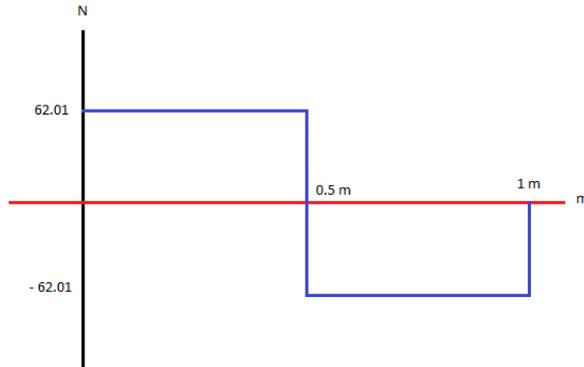
$$w_p = w_s / 8$$

w_p = Peso aplicado en cada punto

$$w_p = \frac{500 \text{ N}}{8}$$

$$w_p = 62.5 \text{ N}$$

Diagrama de fuerza cortante



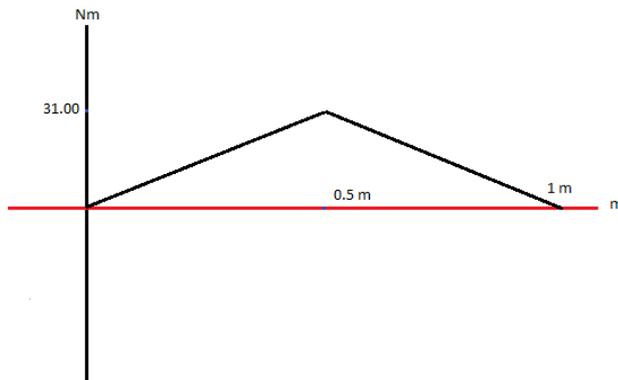
$$F_y = w_p * \cos \theta$$

F_y = Fuerza aplicada en y

$$F_y = 62.5 \text{ N} * \cos 7.125$$

$$F_y = 62.01 \text{ N}$$

Diagrama del momento flexionante



$$M_f = F_y * l$$

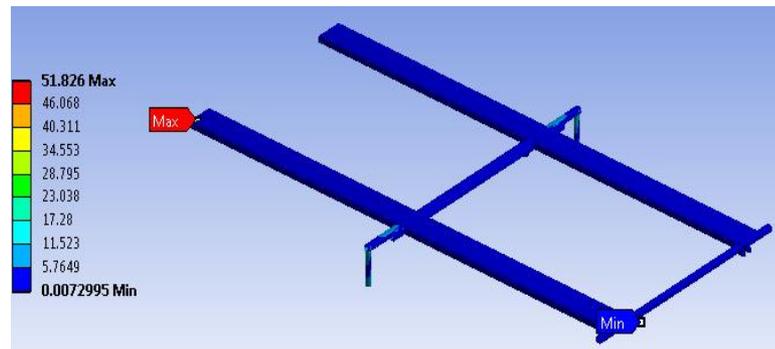
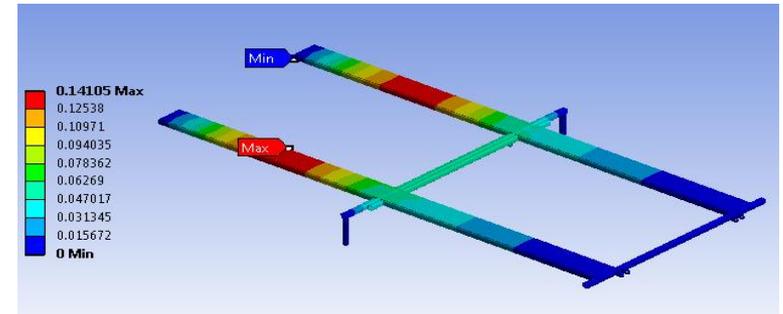
M_f = Momento flexionante

l = Longitud

$$M_f = 62.01 \text{ N} * 0.5 \text{ m}$$

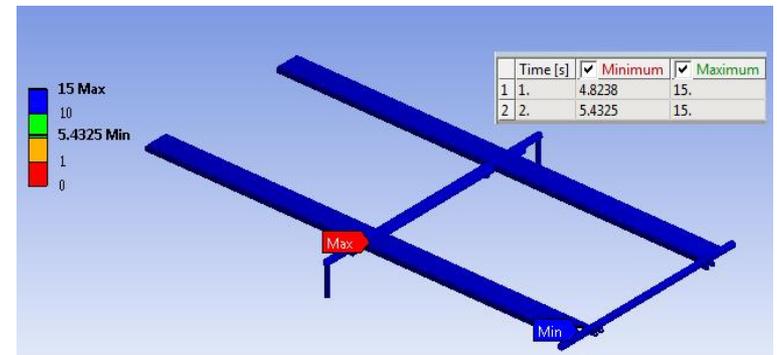
$$M_f = 31.00 \text{ Nm}$$

Deformación total



Esfuerzo equivalente

Factor de seguridad estático



Sistema de frenos

El sistema de frenos es el que permite disminuir o anular progresivamente la velocidad del vehículo, o mantenerlo inmovilizado cuando está detenido.



Matriz de selección

Sistema de freno delantero

El sistema de freno delantero será provisto por frenos de tambor debido a que el motor de propulsión eléctrica en su estructura consta de este tipo de frenos, el cual es muy funcional al ser accionado, por ende no se necesita de una matriz de selección.

Sistema de frenos posteriores



Sistema de frenos posteriores

Factores de Selección	FP	Discos	Tambor
Seguridad	0.30	x	x
Eficiente	0.25	x	-
Fiabilidad	0.20	x	x
Peso reducido	0.15	x	-
Costo	0.10	-	x
	Σ	0.90	0.60

Análisis del sistema de frenos delanteros

Par de accionamiento de la leva

$$N \cdot l = T \cdot r$$

Dónde:

N = Fuerza de accionamiento de la leva

l = Longitud del brazo de la leva

T = Fuerza de giro de la leva

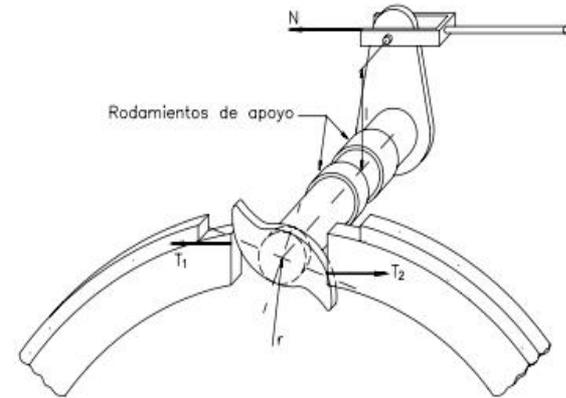
r = Radio de la leva

$$(55 \text{ kg} * 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}) \cdot 0.080 \text{ m}$$

$$= T \cdot 0.0071 \text{ m}$$

$$T = 6079.43 \text{ N}$$

$$T = T_1 + T_2$$



Dónde:

N_a = Par de la leva

T = Fuerza de giro de la leva

r = Radio de la leva

$$N_a = r (T_1 + T_2)$$

$$N_a = 0.0071 \text{ m} \cdot (619.72 \text{ kg} * 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2})$$

$$N_a = 43.164 \text{ Nm}$$

Análisis del sistema de frenos posteriores

Cálculo de la fuerza ejercida sobre el eje del cilindro maestro

F_p = Fuerza de entrada

l = Longitud del manillar al punto O

l_1 = Longitud del eje de la bomba al punto O

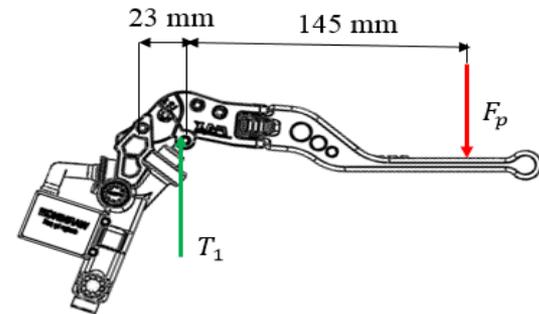
M_o = Momento generado en el punto O

T_1 = Fuerza ejercida sobre el cilindro maestro

T_2 = Fuerza ejercida sobre el cilindro receptor

A_1 = Área del cilindro maestro

A_2 = Área del cilindro receptor



$$\sum M_o = 0$$

$$F_p \cdot (l + l_1) = T_1 \cdot l_1$$

$$F_p \cdot 168 \text{ mm} = T_1 \cdot 23 \text{ mm}$$

$$T_1 = 55 \text{ kg} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \frac{168 \text{ mm}}{23 \text{ mm}}$$

$$T_1 = 3941.1 \text{ N}$$

Determinación de la fuerza del cilindro receptor

T_1 = Fuerza ejercida sobre el cilindro maestro

T_2 = Fuerza ejercida sobre el cilindro receptor

d_1 = Diámetro del cilindro maestro

d_2 = Diámetro del cilindro receptor

A_1 = Área del cilindro maestro

A_2 = Área del cilindro receptor

P_h = Presión hidráulica

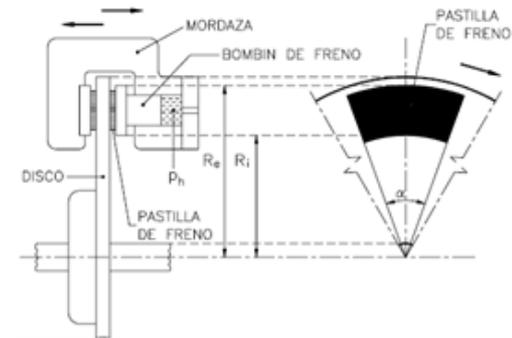
T_2 = Fuerza ejercida sobre el cilindro receptor

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{\frac{\pi \cdot d_1^2}{4}}{\frac{\pi \cdot d_2^2}{4}}$$

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{d_1^2}{d_2^2}$$

$$T_2 = \frac{3941.1 \text{ N} \cdot 64 \text{ mm}^2}{400 \text{ mm}^2}$$

$$T_2 = 630.57 \text{ N}$$



$$P_h = \frac{T_2}{\frac{\pi \cdot d_2^2}{4}}$$

$$P_h = 20.1 \times 10^5 \text{ Pa}$$

Cálculo de la fuerza necesaria para un correcto frenado

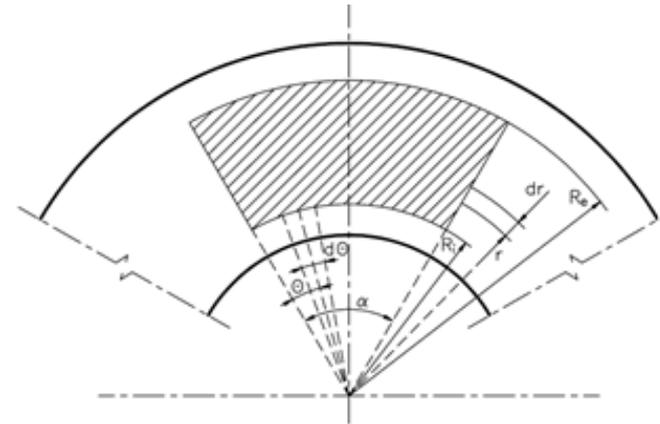
P_p = Presión de la pastilla

Ph = Presión hidráulica

α = Angulo de la superficie de frenado

R_e = Radio del eje de giro en la parte externa de la pastilla

R_i = Radio del eje de giro en la parte interna de la pastilla



$$P_p = \frac{\frac{\pi \cdot d_2^2}{4} \cdot Ph}{\frac{\alpha \cdot (R_e^2 - R_i^2)}{2}}$$

$$P_p = 33.41 \times 10^4 \text{ Pa}$$

Cálculo de la fuerza normal que ejerce la pastilla respecto al disco de freno

F_n = Fuerza normal del disco

α = Angulo de la superficie de frenado

$$F_n = \frac{1}{2} \cdot P_p \cdot \alpha \cdot (R_e^2 - R_i^2)$$

$$F_n = 631.46 \text{ N}$$

Cálculo de la fuerza total de fricción ejercida por la pastilla y el disco de frenos

F_t = Fuerza total de rozamiento

μ = Coeficiente de fricción entre la pastilla de freno y el disco de fundición

α = Angulo de la superficie de frenado

$$F_t = \frac{1}{2} \cdot \mu \cdot P_p \cdot \alpha \cdot (R_e^2 - R_i^2)$$

$$F_t = 189.43 \text{ N}$$

Cálculo del par generado por el sistema de frenos

N = Par de frenada

F_t = Fuerza total de rozamiento

μ = Coeficiente de fricción entre la pastilla de freno y el disco de fundición

α = Angulo de la superficie de frenado

Una superficie de contacto

$$N = \frac{\mu \cdot P_p \cdot \alpha}{3} \cdot (R_e^3 - R_i^3)$$

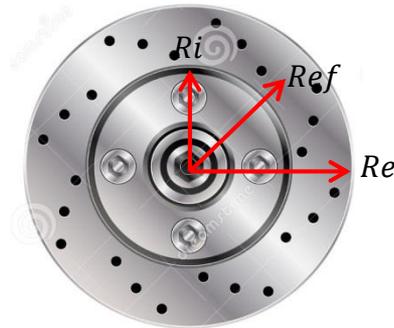
Dos superficies de contacto

$$N = \frac{2 \cdot \mu \cdot P_p \cdot \alpha}{3} \cdot (R_e^3 - R_i^3)$$
$$N = 252.58 \text{ Nm}$$

Cálculo para la selección del disco de frenos

R_{ef} = Radio equivalente del freno de disco

$$R_{ef} = \frac{2 \cdot (R_e^3 - R_i^3)}{3 \cdot (R_e^2 - R_i^2)}$$



R_e = Radio del eje de giro en la parte externa de la pastilla

R_i = Radio del eje de giro en la parte interna de la pastilla

$$R_{ef} = \frac{2 \cdot (0.09m^3 - 0.06m^3)}{3 \cdot (0.09m^2 - 0.06m^2)}$$

$$R_{ef} = 0.076 \text{ m}$$

F_d = Fuerza normal a la que está sometida el disco de frenos, fuerza que debe ejercer el sistema de frenos para detenerlo.

w_e = Velocidad angular del eje

r_t = Radio del neumático

v = Velocidad lineal del vehículo

$$w_e = \frac{v}{r_t} \quad w_e = 561 \text{ rpm}$$



m_{tfd} = Masa transferida al freno delantero

F_d = Fuerza del disco

$$F_d = m_{tfd} \cdot \omega_{eje} \cdot r_t$$

$$F_d = 280.95 \text{ N}$$

N_d = Par de giro del disco

$$N_d = F_d \cdot r_t$$

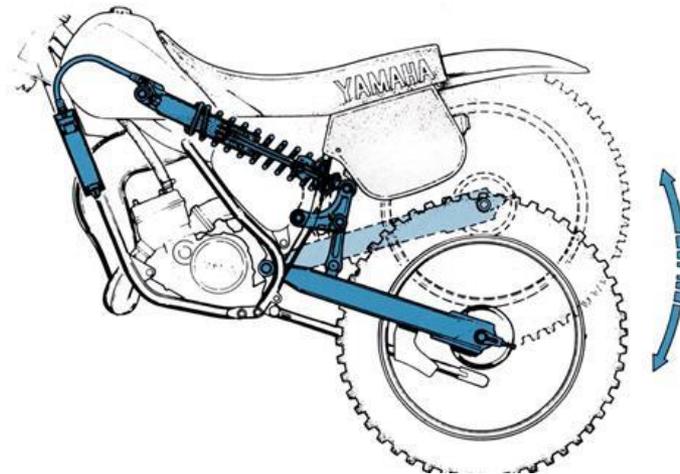
$$N_d = 66.02 \text{ Nm}$$

Eficiencia del sistema de frenos posterior

Sistema de frenos posterior	
Par de giro del disco	66.02 Nm
Par del sistema de frenos	252.58 Nm
$N > N_d$	

Sistema de suspensión

El sistema de suspensión de un vehículo es uno de los más importantes ya que este es el encargado de soportar toda la carga y mantener el contacto entre el neumático y la superficie de contacto.



Requerimientos generales del diseño

Elemento	Peso (Kg)
Persona	70
Silla de ruedas	20
Bastidor	35
Motor eléctrico	20
Mesas de suspensión posteriores	15
Suspensión delantera	15
Llantas y frenos	15
Amortiguadores	5
Sistema de acceso	20
Sistema de dirección	10
Sistema de alimentación de energía	135
Carrocería	40
Total	400 Kg

Selección de alternativas



Selección de alternativas



Matriz de selección para el sistema de suspensión delantera

Factores de Selección	FP	Horquilla convencional	Horquilla adelantada	Horquilla atrasada
Maniobrabilidad	0.30	x	x	x
Seguridad	0.25	x	x	x
Peso reducido	0.20	x	-	-
Fácil de instalar	0.09	x	-	-
Costo	0.05	x	-	-
	Σ	1	0.55	0.55

Matriz de selección para el sistema de suspensión posterior

Factores de Selección	FP	Tradicional	Mono - Shock	Sistema de bieletas
Carga inducida	0.30	x	-	-
Peso reducido	0.25	-	x	-
Seguridad	0.20	x	x	x
Fácil de instalar	0.15	x	x	-
Costo	0.10	-	x	-
	Σ	0.65	0.70	0.20

Distribución de pesos

Dónde:

cg : Centro de gravedad.

l : Distancia entre ejes.

t : Ancho de vía.

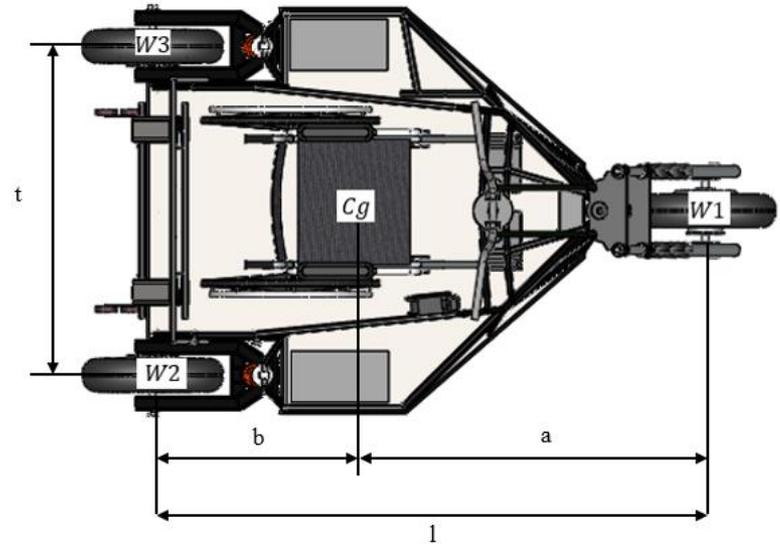
a : Distancia del centro de gravedad al eje delantero.

b : Distancia del centro de gravedad al eje posterior.

w_1 : Peso sobre la rueda w_1 .

w_2 : Peso sobre la rueda w_2 .

w_3 : Peso sobre la rueda w_3 .



$$b = \frac{w_1 \cdot l}{w}$$

$$b = \frac{180 \text{ kg} \cdot 1900 \text{ m}}{400 \text{ kg}}$$

$$b = 855 \text{ mm}$$

$$a = l - b$$

$$a = 1900 \text{ mm} - 855 \text{ mm}$$

$$a = 1045 \text{ mm}$$

Distribución de pesos

Peso eje delantero	Peso eje posterior
45%	55%
180	220

Carga Estática

Carga estática en cada rueda	
Rueda delantera	180
Rueda posterior derecha	110
Rueda posterior izquierda	110

Transferencia de aceleración

Dónde:

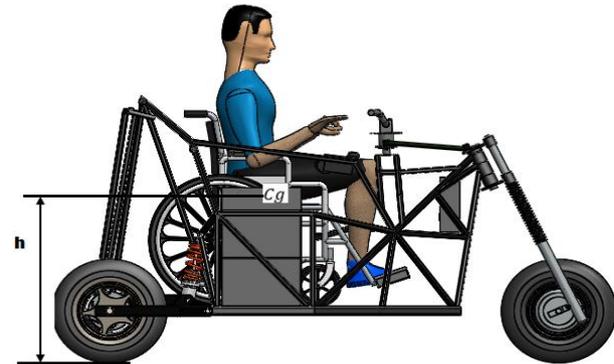
t_l = Transferencia de masa

a_l = Aceleración

w = Masa total

h = Altura del centro de masa

l = Distancia entre ejes



$$t_l = a_l \cdot \frac{w \cdot h}{l}$$

$$t_l = 26.22 \text{ Kg}$$

Transferencia de desaceleración

t_f = Transferencia de masa

a_f = Aceleración

w = Masa total

h = Altura del centro de masa

l = Distancia entre ejes

$$t_f = a_f \cdot \frac{w \cdot h}{l}$$

$$t_f = 110.787 \text{ Kg}$$

Transferencia lateral

Dónde:

t_n = Transferencia de masa lateral

a_n = Aceleración normal

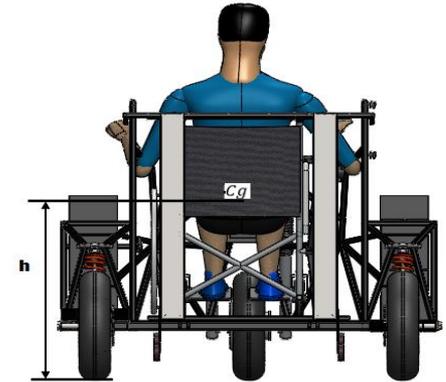
w = Masa total

h = Altura del centro de masa

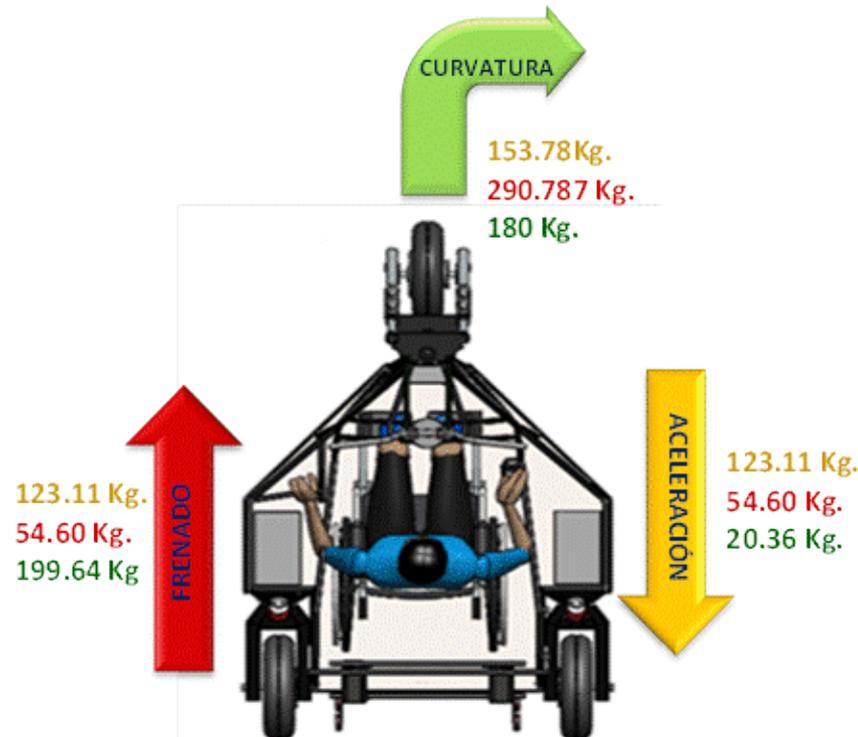
t = Ancho de vía

$$t_n = a_n \cdot \frac{w \cdot h}{t}$$

$$t_n = 89.64 \text{ Kg}$$



Carga sobre cada rueda



Análisis para la selección del muelle

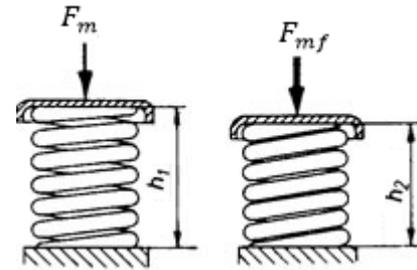
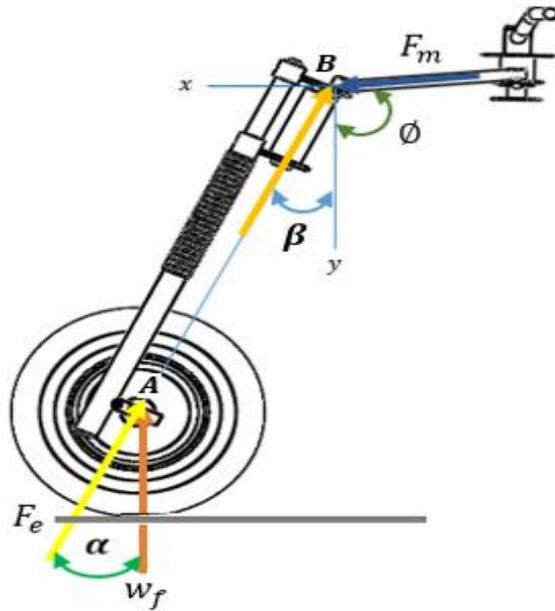
Índice de rigidez del muelle

Ohlins Spring Chart
Linear Rate Springs - 57mm (2.24 Inch) I.D.

Article Number	1101-	1104-	1093-	1091-	1092-	1095-	1096-	1099-	0698-	0580-	0596-	0696-	0688-	0896-	1107-		Rate		
Length (mm)	120	130	150	160	170	180	190	220	230	250	270	290	310	330	350	Rate Number	N/mm	Kg/mm	Lbs/in
Length (Inch)	4.7	5.1	5.9	6.3	6.7	7.1	7.5	8.7	9.1	9.8	10.6	11.4	12.2	13	13.8				
							122		143			173				-88	28	2.86	160
												161				-89	30	3.06	171
									132		145	165				-90	32	3.26	183
			91								155	150				-01	34	3.47	194
											155	155	156			-02	36	3.67	206
											141	160				-03	38	3.87	217
			91					122	122		148	160		181		-04	40	4.08	228
			87				112	112	131		152	146				-05	42	4.28	240
			90		96		115	111	130		145	146		179	181	-06	44	4.49	251
			91				107	122	129		148	149		176	178	-07	46	4.69	263
			88					117	128		151	152		171	173	-08	48	4.89	274
			85		94		108	120	126	127	145	146			180	-09	50	5.10	286
			83				108	120	126		148	148	168			-10	52	5.3	297
	68		87	90	93		105		121		143	152				-11	54	5.51	308
	67		88		95		101			135	140	147				-12	56	5.71	320
	68		85	87	94		103				141	149				-13	58	5.91	331
	72		82		94		107		123	137	136	145				-14	60	6.12	343
	69		80	84	88		104			132	130	142				-15	62	6.32	354
	67		82	85	88		101		115	128	128	137	156		169	-16	64	6.53	366
	65		83	85	91		98			112	133	146				-17	66	6.73	377
		70		85					120	115	129					-18	68	6.93	388
	68	70	71	77	90	92	92		113	120	126	145	153			-19	70	7.14	400
		70	77	80	89	92	88		107	118	119	143				-21	75	7.65	428
			80	82	82		93		112	122	123	141				-24	80	8.15	457
			75	81	79		94		112	117	115					-26	85	8.67	485
			75	78	82		92			121	136	127				-29	90	9.18	514
			76	79	84	98	93		108	116						-31	95	9.69	542
			81	79	83	93	94		105	114		130				-34	100	10.20	571
			71	75	80	89	91		100							-36	105	10.71	600
			72	76		84	86		104	110						-39	110	11.22	628
			68		81		90		102		122	121				-41	115	11.73	657
			69			82	87			106						-44	120	12.24	685
			68			88	82									-49	130	13.26	742
			68		71	82			95			116				-54	140	14.28	799
			69		73	77	78									-59	150	15.3	857
			85		72	78										-64	160	16.32	914
			65		72	76	73									-69	170	17.33	971
			63					85								-74	180	18.35	1028
			61		68											-79	190	19.37	1085
																-84	200	20.39	1142
			66													-89	210	21.41	1199

Inner chart area = Minimum compressed spring length

Rigidez del muelle del eje delantero



$$k = K_s \cdot (h_1 - h_2)$$

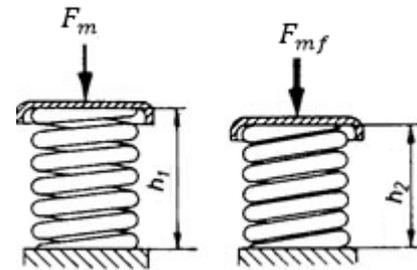
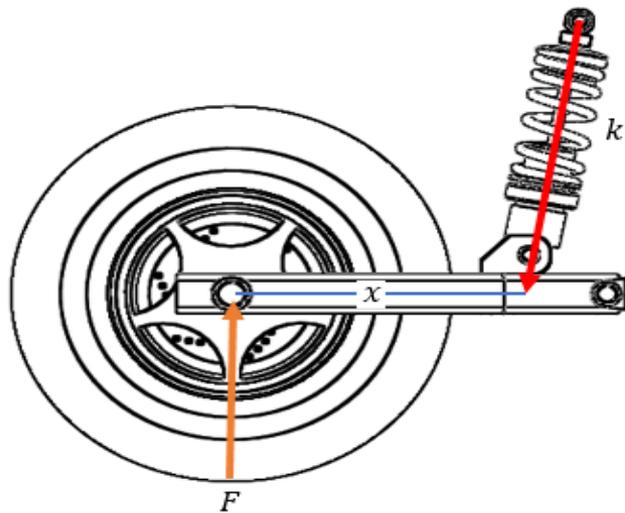
$$K_s = \frac{K_s}{h_1 - h_2}$$

$$K_{sf} = \frac{3147.51 \text{ N}}{0.472 \text{ m} - 0.352 \text{ m}}$$

$$K_{sf} = 26229.25 \text{ N/m}$$

$$K_{sf} = 26.22925 \text{ N/mm}$$

Rigidez del muelle del eje posterior



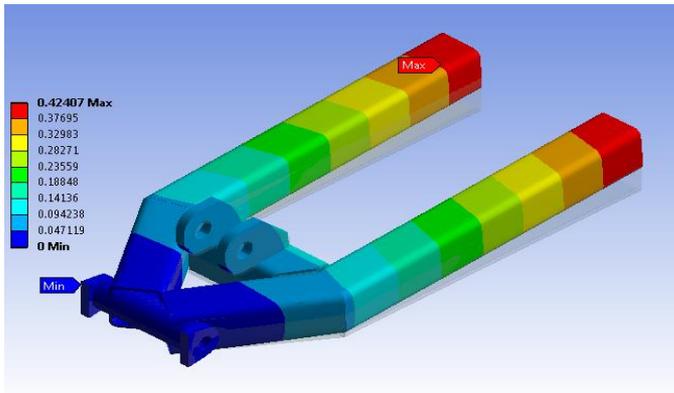
$$k = K_s \cdot (h_1 - h_2)$$

$$K_s = \frac{k}{h_1 - h_2}$$

$$K_{sf} = \frac{7603.33}{0.185m - 0.155m}$$

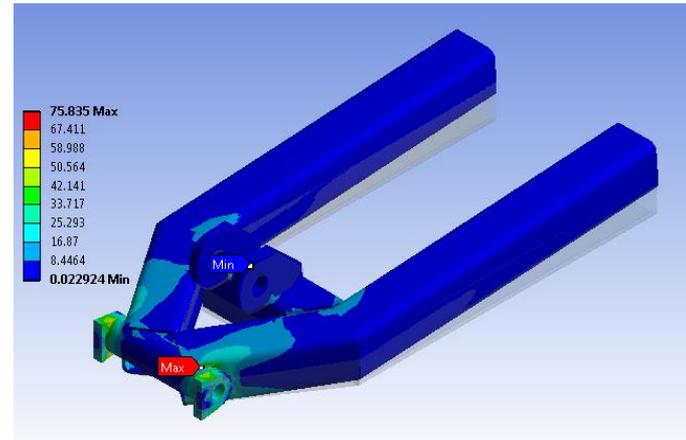
$$K_{sf} = 253442.079 \text{ N/m}$$

$$K_{sf} = 253.4420 \text{ N/mm}$$

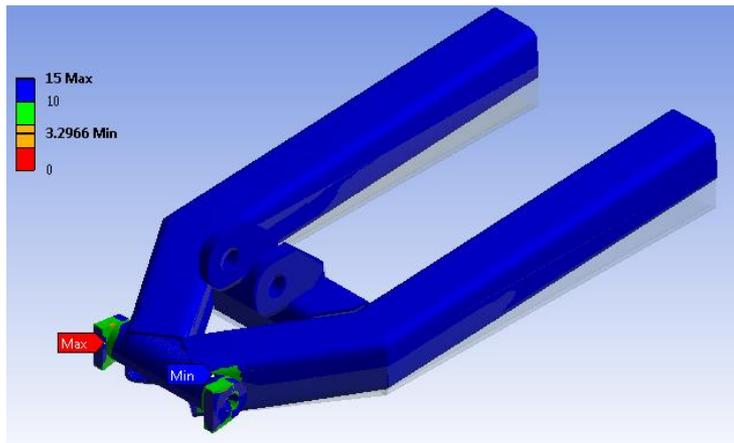


Deformación total

Esfuerzo equivalente



Factor de seguridad estático



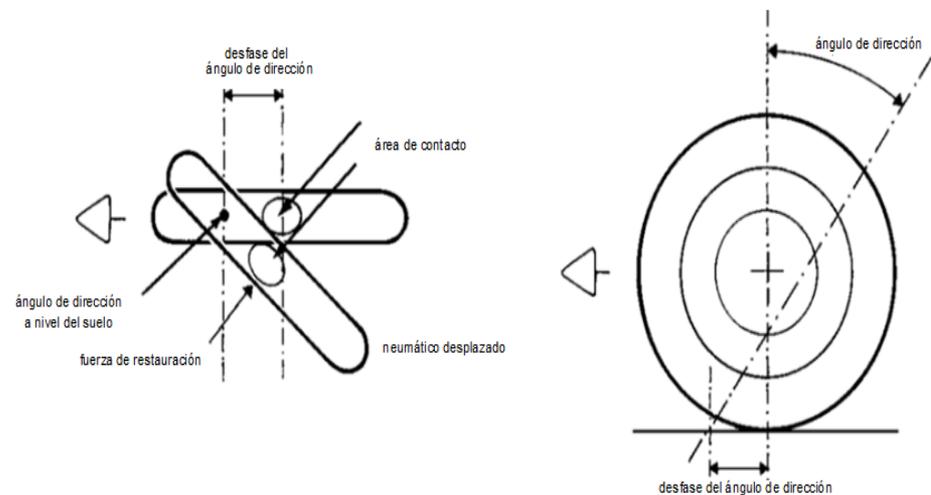
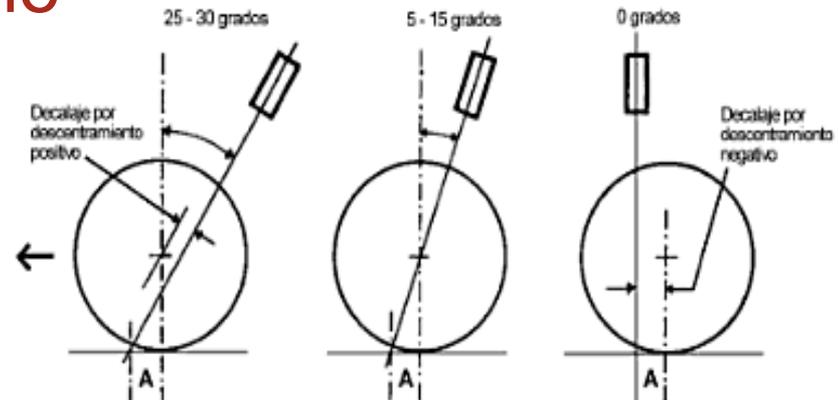
Sistema de dirección

- El sistema de dirección es un conjunto de mecanismos cuya finalidad consiste en orientar la (las) rueda (ruedas) delantera (delanteras) o directriz (o directrices) para que el conductor, sin esfuerzo, pueda guiar el vehículo.



Parámetros de diseño

- El ángulo de decalaje idóneo para este tipo de vehículos se encuentra entre 25 – 30 grados
- El ángulo de decalaje idóneo para este tipo de vehículos se encuentra entre 25 – 30 grados generando un momento auto alineante del sistema, como se puede observar en la figura 3.58



- El desfase del eje de dirección para este tipo de vehículos se encuentra entre 50-100 mm

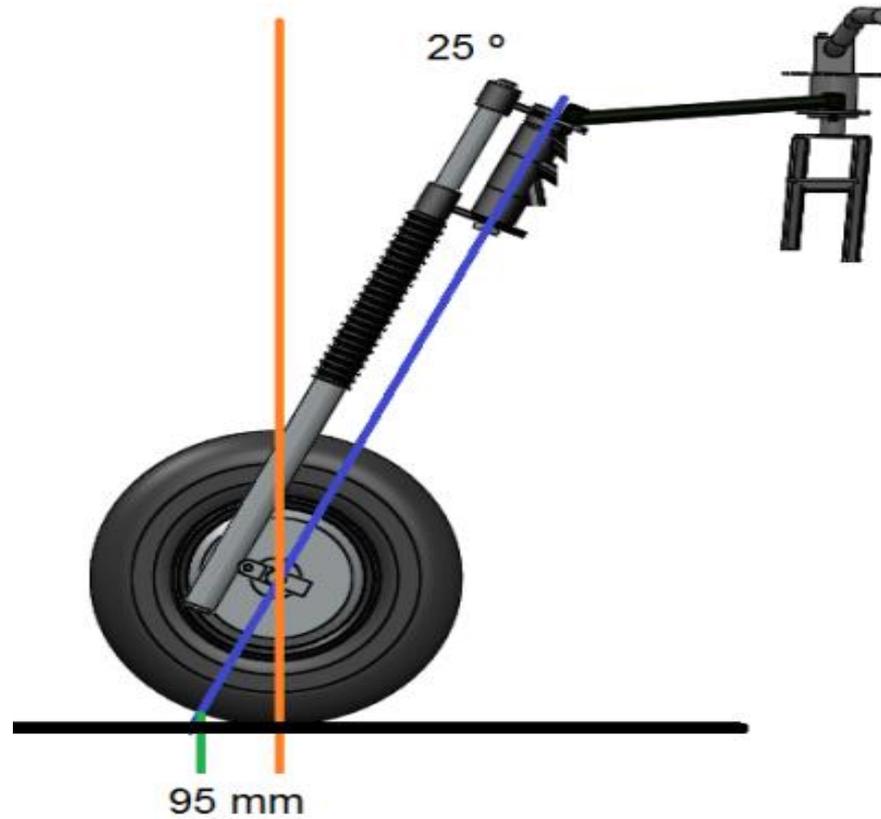
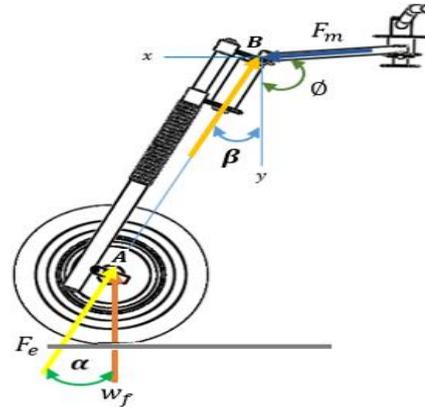


Diagrama de cuerpo libre del sistema de dirección



Punto "A"

$$F_e = \frac{W_d}{\cos \alpha}$$

Dónde:

F_e = Fuerza resultante

W_d = Peso máximo en la suspensión delantera

$$F_e = \frac{(t_f + w_1) * g}{\cos \alpha}$$

$$F_e = \frac{(110.787 \text{ Kg} + 180 \text{ Kg}) * 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}{\cos(25)}$$

$$F_e = 3147.51 \text{ N}$$

Punto "B"

$$F_{ex} = F_e \cdot \sin \beta$$

Dónde:

F_e = Fuerza resultante

F_{ex} = Fuerza en el eje x

$$F_{ex} = 1330.19 \text{ N}$$

$$F_{ey} = F_e \cdot \cos \beta$$

Dónde:

F_e = Fuerza resultante

F_{ex} = Fuerza en el eje x

$$F_{ey} = 3147.51 \text{ N} \cdot \cos(25)$$

$$F_{ey} = 2852.61 \text{ N}$$

$$\sum F_x = 0$$

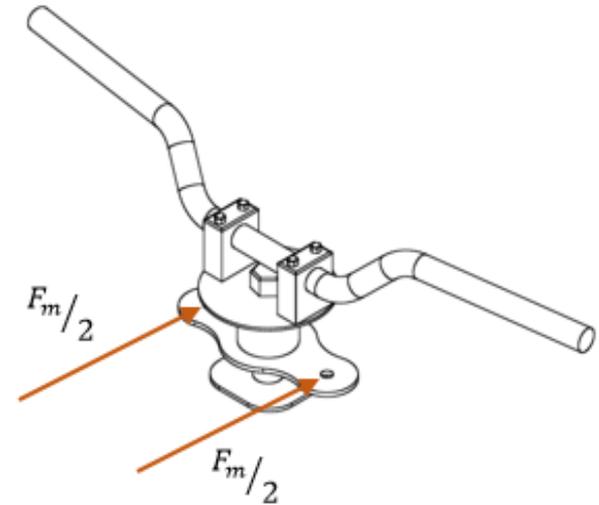
$$F_{ex} - F_{mx} = 0$$

Dónde:

F_{ex} = Fuerza en el eje x

F_{mx} = Fuerza en el eje x de los brazos de dirección

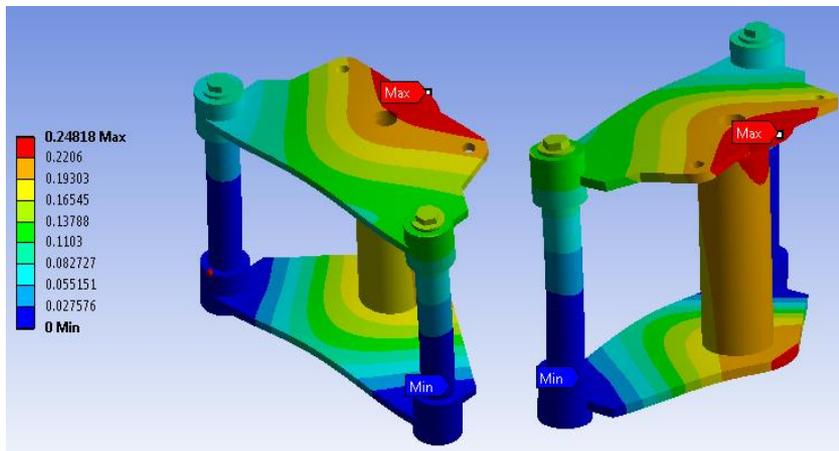
$$F_{ex} = F_{mx}$$
$$F_{mx} = 1330.19 \text{ N}$$



$$F_m = 1330.19 \text{ N} \cdot \cos(5)$$

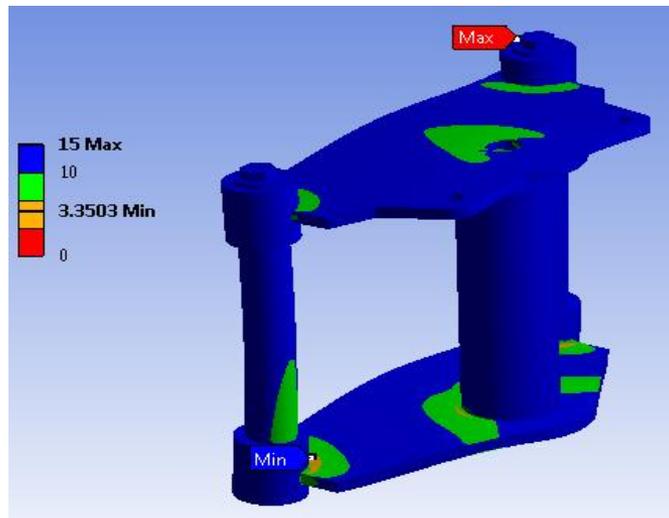
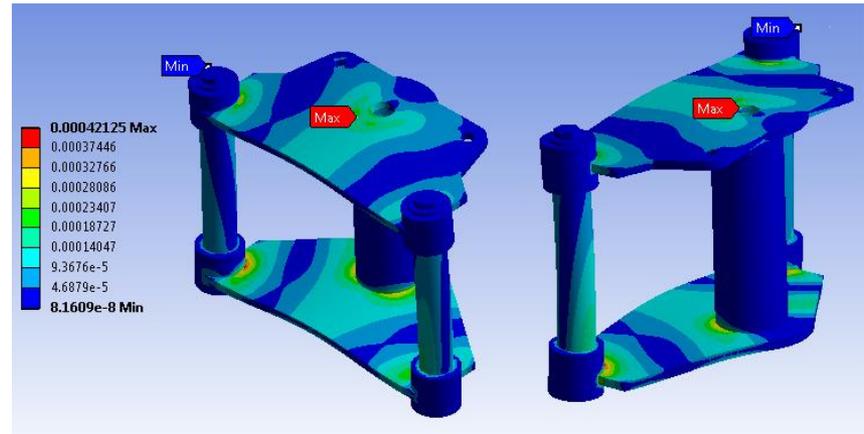
$$F_m = 1325.12 \text{ N}$$

Análisis de la torre del sistema de dirección



Deformación total

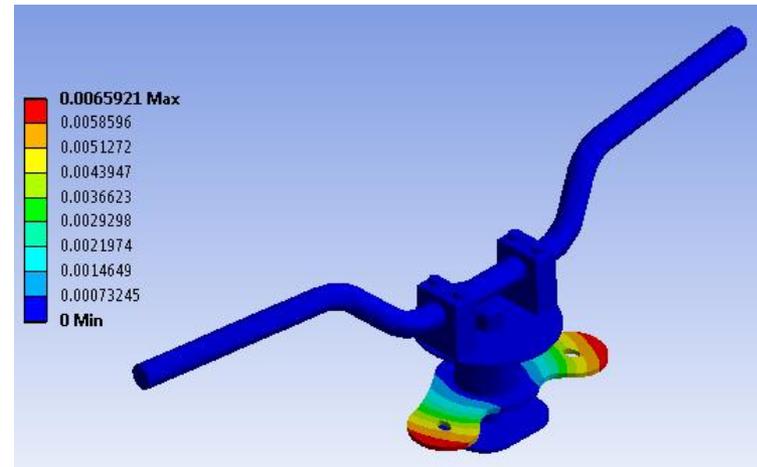
Esfuerzo equivalente



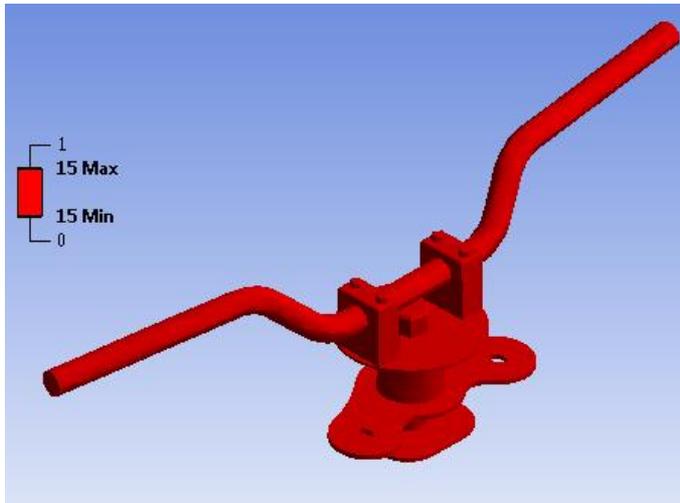
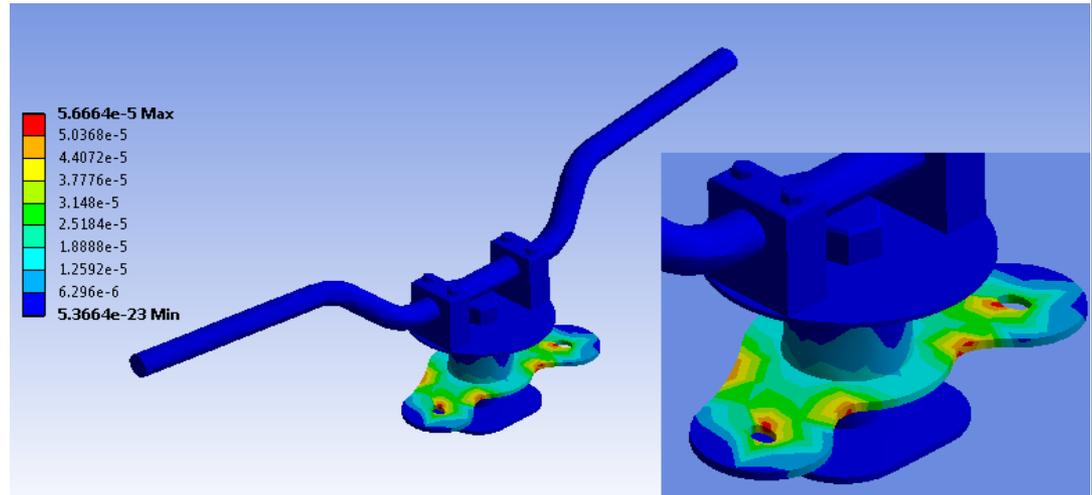
Factor de seguridad estático

Análisis del mecanismo del sistema de dirección

Deformación total



Esfuerzo equivalente



Factor de seguridad estático

Construcción de los sistemas de acceso, frenos, suspensión y dirección

Selección del material

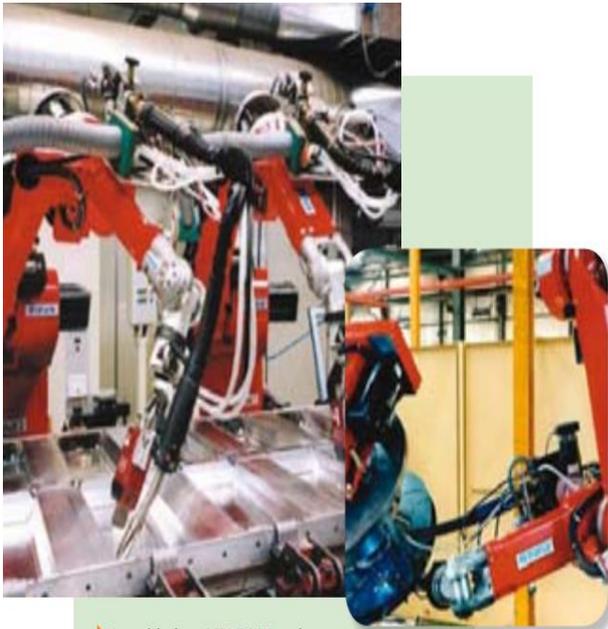
Para la construcción de los sistemas mecánicos se seleccionó el acero estructural ASTM A 500.

El acero ASTM A 36 se emplea en planchas y platinas en la construcción de los diferentes sistemas mecánicos del triciclo.

Específicamente en el sistema de dirección, para la construcción de los ejes de dirección de horquilla y del manubrio se utilizó el acero AISI 1018



Proceso de soldadura



► La soldadura MIG/MAG se ha convertido en uno de los principales procesos de soldeo no sólo por su calidad y velocidad, sino también gracias a la posibilidad de automatizarlo y robotizarlo.

Amperajes recomendados según el diámetro de los alambres para soldar MIG/MAG

Dimensión	Amperaje recomendado
0.76mm (0.030")	60 – 160 A
0.90mm (0.035")	80 – 220 A
1.02mm (0.040")	90 – 280 A
1.14mm (0.045")	100 – 340 A
1.6mm (0.62")	250 – 500 A

El proceso de soldadura GMAW-MIG es el empleado para la unión de piezas y partes de los diferentes sistemas ya que esta técnica tiene enormes ventajas, como la de fácil aplicación, no salpica en exceso y produce soldaduras de calidad.

Proceso de pintura

El para el proceso de pintura de todos los sistemas mecánicos se utilizó pintura anticorrosiva ANTIOX brillante (acabado final 900BC y 900MC), la misma que fue aplicada con airless (soplete)



Cursograma sinóptico de construcción

Símbolo	Significado
	Operación tecnológica
	Inspección
	Traslado o transporte
	Almacenamiento
	Espera

La función del cursograma sinóptico es representar las operaciones tecnológicas que se siguen en las diferentes etapas de construcción de los sistemas mecánicos. Las operaciones de construcción no tienen un orden de seguimiento estricto, se ejecutan conforme la necesidad de avance de la construcción y según los planos que se adjuntan.

Construcción del sistema de acceso



Construcción del sistema de frenos



Construcción del sistema de suspensión

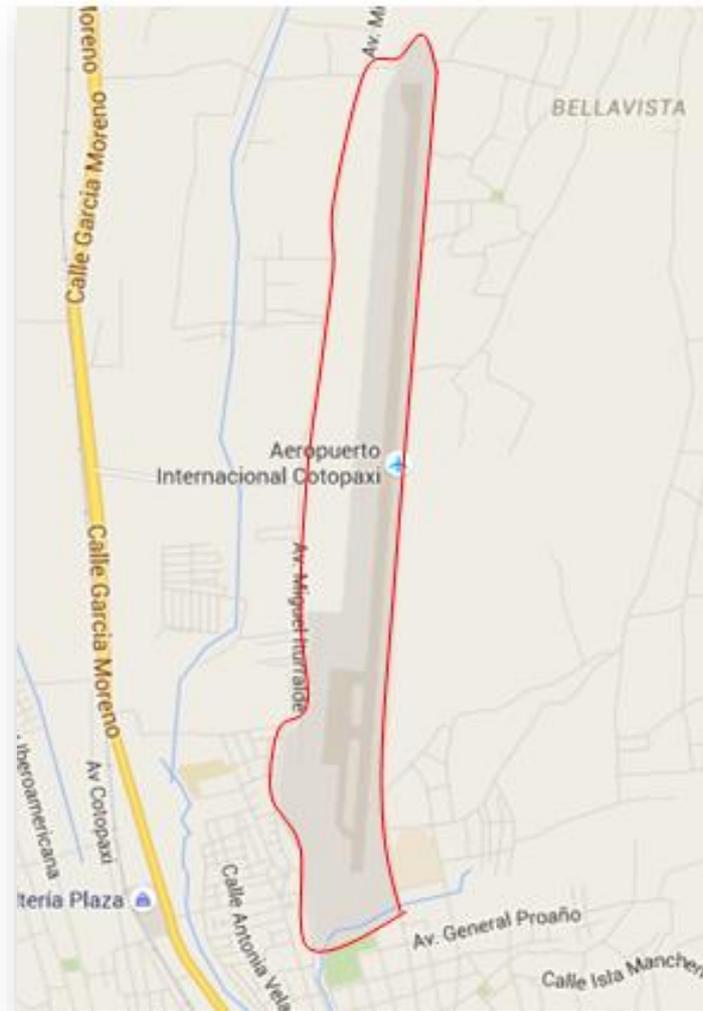


Construcción del sistema de dirección



Pruebas de los sistemas de acceso, frenos, suspensión y dirección

**Trayectoria de pruebas
La cocha – San Buenaventura**



Pruebas del sistema de acceso



PRUEBAS DE LA RAMPA		
Realizado por:	Oscar Vega Moreira	
Lugar:	Trayecto La Cocha-San Buenaventura	Fecha: 31-julio-2015
Tipo de superficie	Tiempo de apertura (s)	Tiempo de cierre (s)
Cemento	8.30	8.30
Tierra-lastre	-	8.30
Asfalto	8.30	8.30
Conclusión	El sistema de acceso tiene una funcionalidad del 100 % en superficies planas y llanas	

Pruebas del sistema de frenos

PRUEBAS DE FRENADO			
Realizado por:	Oscar Vega Moreira		
Lugar:	Trayecto La Cocha-San Buenaventura	Fecha:	31-julio-2015
Tipo de superficie	Velocidad promedio (Km/h)	Distancia de frenado (m)	Frenado en línea recta?
Cemento	35	8	Ok
Tierra-lastre	20	12	Ok
Asfalto	35	10	Ok
Conclusión	El triciclo monoplaza eléctrico logra el frenado en línea recta y su distancia de frenado depende del tipo de superficie sobre la cual se desplace.		



Pruebas del sistema de suspensión



PRUEBAS DE MUELLES				
Realizado por:	Oscar Vega Moreira			
Lugar:	Trayecto La Cocha-San Buenaventura	Fecha:	31-julio-2015	
	Deformación en reposo (mm)	Deformación en aceleración (mm)	Deformación en frenado (mm)	Deformación en curvatura (mm)
Suspensión delantera	74	63.13	120	74
Suspensión posterior	11	12.33	5.46	20
Conclusión.	Los diferentes rangos de deformación se dan por la distribución de peso que existe en las distintas pruebas			

Pruebas del sistema de dirección

PRUEBAS DE DIRECCIÓN				
Realizado por:	Oscar Vega Moreira			
Lugar:	Trayecto La Cocha-San Buenaventura	Fecha:	31-julio-2015	
	Línea recta (35Km/h)	Aceleración /Frenado (35 Km/h)	Curvatura (25Km/h)	
Maniobrabilidad	Excelente	Excelente	Excelente	
Estabilidad	Excelente	Excelente	Excelente	
Precisión	Excelente	Excelente	Excelente	
Conclusión.	El sistema de dirección trabaja al 100 % en todos sus aspectos siempre y cuando no se supere una velocidad de 25 Km/h			



Conclusiones:

- Los diferentes sistemas mecánicos fueron diseñados con criterios de seguridad, confort, movilidad e independencia para las personas con discapacidad en sus extremidades inferiores.
- Cada uno de los sistemas mecánicos del triciclo consta con un factor de seguridad elevado, el mismo que es superior a 3, lo que garantiza la fiabilidad del triciclo como medio de transporte de personas discapacitadas.
- El material primordial en la construcción de los sistemas mecánicos fue el acero estructural ASTM A 500 ya que posee características para un buen desempeño como es un esfuerzo a la fluencia de 46 Ksi (320 MPa) y una resistencia de ruptura a la tensión de 58 ksi (405 MPa).
- Las pruebas de comportamiento dinámico de cada uno de los sistemas determinaron que el triciclo puede transitar sin mayor inconveniente en cualquier superficie regular a una velocidad nominal de 25 Km/h, la misma que garantiza el buen desempeño del triciclo monoplaza.

Recomendaciones:

- Para un buen desempeño del triciclo como proveedor de transporte de personas discapacitadas, el conductor de este deberá apegarse a las normas vehiculares de conducción enfocadas a este tipo de vehículos.
- Para un óptimo rendimiento de los sistemas se recomienda que el triciclo transite por superficies llanas de no más de 8° de inclinación.
- Cada uno de los sistemas deberá someterse a un chequeo preventivo cada trimestre para corroborar el desempeño y el estado de cada uno y así poder alargar la vida útil del triciclo.
- Los sistemas mecánicos ya establecidos a lo largo de su vida útil pueden presentar mejoras en su diseño, ya sean estos; calidad del material, prestaciones y dimensiones de los mismos



Gracias