

# DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE LOS SISTEMAS DE TRANSMISIÓN Y FRENOS DE UNA TRICICLETA SOLAR

*Ing. Juan Trajano Castro C.<sup>1</sup>*  
*Ing. Félix Javier Manjarrés A.<sup>2</sup>*  
*Luis Javier Guano T.*  
*Abrahan Mesias Jorque R.*

<sup>1,2</sup>*Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica, Universidad de las Fuerzas Armadas “ESPE” Extensión Latacunga, Quijano y Ordoñez y hermanas Páez, Latacunga, Ecuador*

[jtcastro@espe.edu.ec](mailto:jtcastro@espe.edu.ec)  
[fxmanjarres@espe.edu.ec](mailto:fxmanjarres@espe.edu.ec)  
[luixavi@gmail.com](mailto:luixavi@gmail.com)  
[jabraorque@gmail.com](mailto:jabraorque@gmail.com)

---

## RESUMEN

Los sistemas de transmisión y frenos son indispensables en todo vehículo por tal razón la selección de los elementos que los conforman se realiza a partir de los parámetros iniciales de construcción generados en el diseño del bastidor y la comodidad del ocupante. El diseño de los sistemas toma consideración lo expuesto por la metodología de diseño y desarrollo concurrente, mediante el cual a las necesidades del cliente se formulan alternativas de diseño evaluadas con la voz del ingeniero y los criterios ponderados, seleccionando las que cumplan los parámetros iniciales.

Seguidamente se emplea el software CAD-CAE que permiten modelar, simular y validar el desempeño de cada elemento en estudio, definiendo los materiales y el dimensionamiento de las piezas, estableciendo un factor de seguridad para la fabricación y puesta en funcionamiento de los sistemas en la tricicleta.

**Palabras Claves:** *Ingeniería Automotriz, Tricicleta solar, Sistema de transmisión, Sistema de frenos, Transmisión flexible.*

## ABSTRACT

The transmission and brake systems are indispensable in any vehicle for that reason

the selection of the elements that make up is from the initial construction parameters generated in the frame design and occupant comfort. The system design takes account of the statement of the design methodology and concurrent development, whereby a customer needs design alternatives evaluated with the voice of the engineer and weighted criteria, selecting those that meet the initial parameters are formulated.

Then the CAD-CAE software that allow to model, simulate and validate the performance of each item under investigation by defining the materials and dimensioning of parts, establishing a safety factor for the manufacture and operation of the systems used in tricycle.

**Keywords:** *Automotive Engineering, Solar tricycle, Transmission System, Brake System, Flexible Transmission.*

## I. INTRODUCCIÓN

En la Universidad de las Fuerzas Armadas se requiere impulsar la investigación de nuevas tecnologías limpias y amigables con el medio ambiente para lo cual hace necesario un proyecto que aporte al desarrollo de la movilidad vehicular híbrida y a crear conciencia sobre la importancia de las energías renovables como impulsoras de una

sociedad más sustentable. Comúnmente las tricicletas son impulsadas por energía eléctrica o energía humana, con este proyecto de investigación se sincronizan estas dos condiciones de impulsión de la tricicleta para mejorar y optimizar el beneficio de energías limpias, que además tendrá como objeto contribuir la vinculación de la universidad con la colectividad.

## II. DESARROLLO

### A. DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN.

El sistema de transmisión es el conjunto de elementos que tiene la misión de hacer llegar el giro del motor o mecanismo que genera un torque hasta las ruedas motrices. Con este sistema también se consigue variar la relación de transmisión entre el eje motriz y las ruedas y el eje motriz.

#### A.1 DIMENSIONAMIENTO DE LAS RUEDAS DENTADAS.

Para determinar los diámetros de las ruedas dentadas debemos determinar la velocidad de salida esperada para cumplir los requerimientos de la competencia.

$$D_{p1} = \left( \frac{p}{\sin\left(\frac{180^\circ}{N_1}\right)} \right) = \left( \frac{0.5}{\sin\left(\frac{180^\circ}{40}\right)} \right) = 16.18 \text{ cm}$$

Donde:

- $N_1$  es el número de dientes de la catarina.

#### A.2 CÁLCULOS DE LA VELOCIDAD DE LA CADENA

$$v_1 = p * N_1 * n_1 = 1.1 \text{ m/s}$$

Donde:

- $V$ : velocidad de la cadena [m/s]
- $N_1$ : Número de dientes de la catarina 1
- $n_1$ : Revoluciones del eje delantero en [rps].
- $p$ : paso de la cadena [m]

#### A.3 FUERZA DE TENSIÓN DE LA CADENA.

Para determinar la fuerza de tensión de la cadena relacionamos la longitud con el torque sometido en el eje.

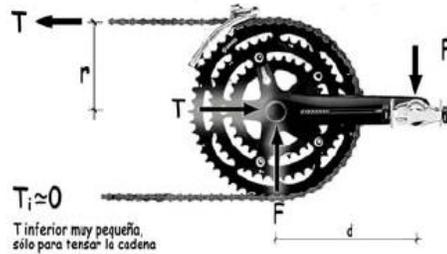


Figura 1.- Característica de la catarina.  
Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

$$F_A = \frac{F * d}{r_1} = \frac{500 \text{ N} * 17.5 \text{ cm}}{8.09 \text{ cm}} = 1081.58 \text{ N}$$

#### A.4 CÁLCULOS DE LA POTENCIA DE LA CADENA.

$$P_1 = F_{CADENA\#1} * v_1$$

$$P_1 = 1081.58 \text{ N} * 1.1 \text{ m/s} = 1189.74 \text{ W}$$

#### A.5 DETERMINACIÓN DE LA LONGITUD DE LA CADENA

No existe una medida concreta para la longitud de la cadena, ya que dependerá de la distancia entre los ejes del pedalier y el buje posterior, además las diversas opciones de elección el número de dientes en los piñones y platos hace que la medida de la cadena sea personalizada.

$$L = 2C + \frac{N_2 + N_1}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 C} = 174 \text{ PASOS}$$

#### A.6 CÁLCULO DEL EJE DE TRANSMISIÓN.

$$T_A = F * d$$

$$T_A = 500 \text{ N} * 17.5 \text{ cm} = 87.5 \text{ Nm}$$

Donde:

- $F$ : fuerza de las extremidades inferiores [N]
- $d$ : Longitud de la biela de los pedales [cm]

#### A.7 CÁLCULO DE LA POTENCIA EN EL EJE.

$$T = \frac{63000 * P}{n} = 1.58 \text{ Hp} \text{ ó } 1185.33 \text{ W}$$

Donde:

- $T$ : Momento de torsión [N-m]
- $P$ : Potencia [W]
- $n$ : velocidad de rotación [rad/s]

## A.8 CONFIGURACIÓN GEOMÉTRICA DE LA CATARINA Y EL EJE



Figura 2.- Geometría de las catarinas.  
Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)



Figura 3.- Geometría del eje.  
Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

## A.9 SIMULACIÓN DE LA CATARINA EN ANSYS

Mediante el software de Ingeniería asistida por computadora (CAE), se realiza un análisis de los elementos mediante el método de elementos finitos.

Realizamos la configuración de malla para este tipo de elementos de revolución con la opción help de ansys se determino que el elemento 227 es adecuado para este tipo de análisis y se debe configurar las condiciones de borde calculadas.

En la siguiente figura se aprecia el resultado del factor de seguridad de la catarina, el mismo da un valor de 2,84 lo cual nos indica que el elemento soporta la fuerza tangencial generada por la cadena.

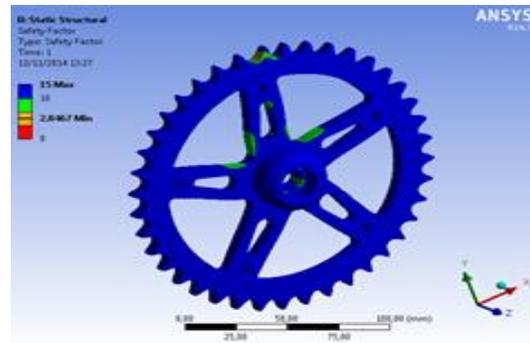


Figura 4.- Factor de seguridad de la catarina.  
Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

Posteriormente se visualiza la deformación total generada en la catarina, la misma es mínima por lo que se considera despreciable.

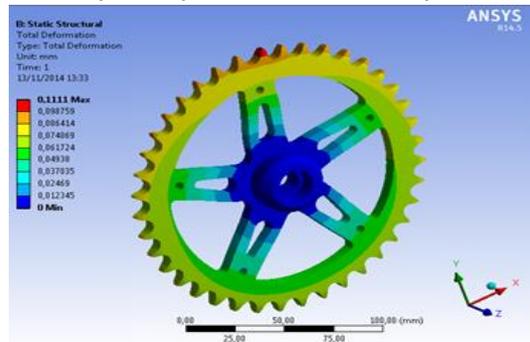


Figura 5.- Deformación total de la catarina.  
Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

Siguiendo un procedimiento semejante realizamos el análisis del eje de la transmisión.

En la siguiente figura se aprecia el resultado del factor de seguridad de los ejes, el mismo da un valor de 1.41, lo cual indica que el elemento si soporta la fuerza tangencial generada por las catarinas.

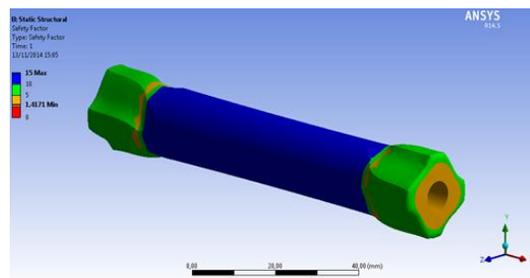


Figura 6.- Factor de seguridad del eje.  
Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

A continuación se visualiza la deformación total generada en el eje, la misma es mínima por lo que se considera despreciable.

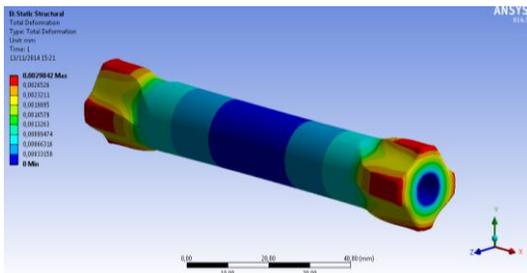


Figura 7.- Deformación total del eje.  
Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

## B. DISEÑO DEL SISTEMA DE FRENOS

Uno de los sistemas fundamentales de todo vehículo es el que le confiere la capacidad de disminuir, anular progresivamente su velocidad llegando a detenerlo completamente si así lo decide el conductor. Dicho sistema es el sistema de frenos.

### B.1 DINÁMICA LONGITUDINAL DE LA FRENADA

En condiciones de aceleración nula, el vehículo posee una distribución de pesos constante repartidos entre las tres ruedas y con un reparto diferente para cada eje.

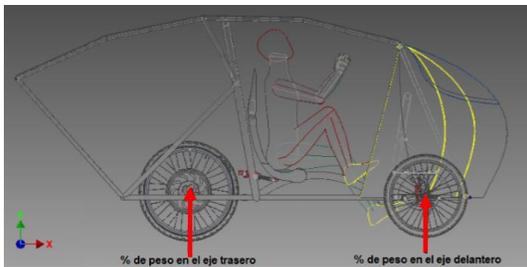


Figura 8.- Distribución de pesos de la tricicleta solar.  
Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

Conocido el valor de la masa correspondiente a cada eje, se puede hallar el porcentaje de pesos para cada uno de los ejes en condiciones estáticas de la siguiente manera:

$$\text{Distribución de peso eje delante.} = \frac{P_d}{P} * 100 = 43,2 \%$$

$$\text{Distribución de peso eje trasero} = \frac{P_t}{P} * 100 = 56,8 \%$$

Donde:

- $P_d$  es la fuerza vertical en el eje delantero.
- $P_t$  es la fuerza vertical en el eje trasero.
- $P$  es la fuerza vertical total del vehículo.

Una vez conocida la distribución de pesos, se puede hallar la posición horizontal del centro de gravedad (C.G.), el cual está en función de la geometría del vehículo:

$$CG = \frac{P_t}{P} * L$$

$$CG_{d,x} = \frac{P_t}{P} * L = 949,16 \text{ mm}$$

$$CG_{t,x} = \frac{P_d}{P} * L = 721,25 \text{ mm}$$

Donde:

- $CG_{d,x}$  es la distancia del centro de gravedad desde el eje delantero.
- $CG_{t,x}$  es la distancia del centro de gravedad desde el eje trasero.
- $L$  es la distancia entre ejes (batalla).

Evidentemente se tiene que cumplir lo siguiente:

$$CG_{d,x} + CG_{t,x} = L$$

$$949,16 \text{ mm} + 721,25 \text{ mm} = 1668 \text{ mm}$$

### B.2 EFECTOS DINÁMICOS SOBRE EL VEHÍCULO A CAUSA DE LA DESACELERACIÓN

Cuando el vehículo experimenta una desaceleración, la fuerza efectiva neta o el peso ejercido sobre cada rueda es variable, mientras que el peso total se mantiene constante, la fuerza ejercida sobre el eje delantero experimentará un aumento considerable mientras que la ejercida sobre el eje posterior descenderá en la misma medida.

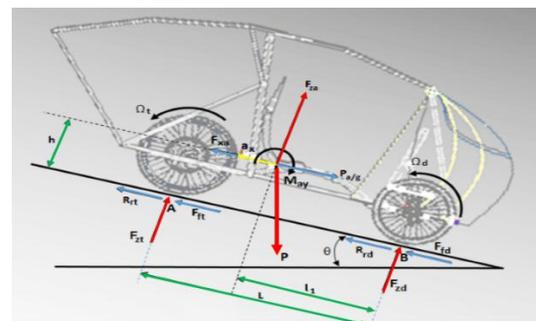


Figura 9.- Diagrama de sólido libre de la tricicleta.  
Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

Donde:

- $F_{xa}$  y  $F_{za}$  son la fuerza aerodinámica en el

eje x y en el eje z respectivamente.

- $M_{ya}$  es el momento debido a las fuerzas aerodinámicas producido en el eje y.
- $P_{a/g} = m * a$  es la fuerza de inercia que lleva el vehículo.
- $\Omega_t$  y  $\Omega_d$  son la desaceleración angular de la rueda trasera y delantera respectivamente.
- $P$  es el peso del vehículo en reposo.
- $R_{rt}$  y  $R_{rd}$  son la resistencia a la rodadura en la rueda trasera y delantera respectivamente.
- $F_{ft}$  y  $F_{fd}$  son la fuerza de frenado en el eje trasero y delantero respectivamente.
- $F_{zt}$  y  $F_{zd}$  son las relaciones en los puntos de contacto A y B respectivamente.
- $\theta$  es la pendiente del terreno.
- $h$  es la altura a la que se encuentra el centro de gravedad del vehículo.
- $a_v$  es la desaceleración del vehículo.

La transferencia de peso del eje trasero al delantero depende de la geometría del vehículo y responde a la siguiente ecuación:

$$TP = \left(\frac{a_v}{g}\right) * \left(\frac{h}{L}\right) * P = \left(\frac{\mu * g}{g}\right) * \left(\frac{h}{L}\right) * P$$

$$TP = 618,46 N$$

Donde:

- $TP$  es el peso absoluto transferido desde el eje trasero al delantero en  $[N]$ .
- $g$  es la aceleración de la gravedad en  $[m/s^2]$ .
- $h$  es la distancia del centro de gravedad en dirección perpendicular al suelo  $[mm]$ .
- $a_v$  es la desaceleración del vehículo.
- $\mu$  es el coeficiente de fricción máximo entre los neumáticos. ( $\mu = 1,2$ )

Por lo que para calcular la distribución real de las fuerzas sobre el eje delantero y traseros durante la frenada se seguirán las siguientes expresiones:

$$P_{a,d} = P_d + TP = 1500,77 N$$

$$P_{t,d} = P_t - TP = 542,66 N$$

$$P = P_{a,d} + P_{t,d} = m_v * g$$

Donde:

- $P_{a,d}$  es el peso en el eje delantero durante la desaceleración.

Los valores de la transferencia de peso en el eje delantero y posterior durante la desaceleración en una frenada brusca son del 73,44% y 26,5% respectivamente.

Además con la siguiente expresión se puede calcular la fuerza máxima de frenado de la tricicleta.

$$F_{max} = F_{f,d} + F_{f,t}$$

$$F_{f,d} = \mu * P_{a,d}$$

$$F_{f,t} = \mu * P_{d,t}$$

$$F_{max} = 2452,11 N$$

Seguidamente aplicando la segunda ley de Newton que dice que si una fuerza es ejercida sobre un cuerpo éste experimenta una aceleración, esta desaceleración se tiene que:

$$a_v = \frac{F_{max}}{m_v} = 11,78 m/s^2$$

Con la velocidad promedio de circulación de la tricicleta, neumáticos nuevos sobre asfalto normal seco cuyo máximo coeficiente de rozamiento es  $\mu = 1,2$ , se vá a calcular el tiempo que se toma en detener la tricicleta desde que el conductor observa a un obstáculo para aplicar los frenos hasta que el vehículo de detiene completamente:

$$t_p = t_f + t_r = \frac{v}{\mu * g} + 1$$

$$t_p = \frac{20 * 0,27 m/s}{1,2 * 9,81 m/s^2} + 1 = 1,45 s$$

Además el par de frenado necesario se obtiene se obtiene a través del radio efectivo de los neumáticos de la siguiente forma:

$$N_d = \frac{F_{f,d} * R_d}{2} = 228,72 N.m$$

$$N_t = F_{f,t} * R_t = 179,08 N.m$$

Donde:

- $R_d$  es el radio nominal del neumático delantero (brazo del momento).

### B.3 DIMENSIONAMIENTO DEL DISCO DE FRENO

Sin duda, el correcto dimensionamiento del disco de freno es de gran importancia para asegurar correcta eficiencia y seguridad del sistema. Con los cálculos realizados de par de frenada (N) y Fuerza (F) de frenado se puede determinar el diámetro mínimo del disco que se necesita para el prototipo.

$$D_{disco} = \frac{N_{max}}{F_{max}} = 0,166 \text{ m}$$

Donde:

$D_{disco}$  = Es el diámetro del disco en [m].

Con el resultado del cálculo obtenido se puede ver las alternativas en los catálogos de discos de freno de bicicletas que existen en el mercado.

#### B.4 CÁLCULO DEL PAR DE FRENADO ENTRE DISCO-PASTILLA

Para este análisis es necesario detallar los valores de los parámetros y datos de entrada de los componentes de nuestro sistema de frenos, que posteriores nos serán de gran importancia.

Tabla 1.- Datos de los componentes del sistema de frenos de la tricicleta solar.

CARACTERÍSTICA	VALOR	UNIDAD
Diámetro del pistón de la Bomba	11,2	mm
Área del pistón de la Bomba	98,52	mm <sup>2</sup>
Diámetro del pistón de la mordaza delantera	21	mm
Diámetro del pistón de la mordaza posterior	21	mm
Área de pistón en la mordaza	346	cm <sup>2</sup>
Número de pistones por mordaza	2	
Coefficiente de fricción de pastilla	0,55	
Coefficiente máximo de fricción del asfalto	1,2	
Fuerza ejercida en la maneta de freno	40	N
Relación de palanca	7	
Número (Pi)	3,1416	

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

Las fuerzas en las palancas de freno constituyen los elementos mediante el cual el conductor ejerce una fuerza y esta se ve amplificada.

$$F_{s,p} = F_{e,p} * \frac{l_1}{l_2} = 280 \text{ N}$$

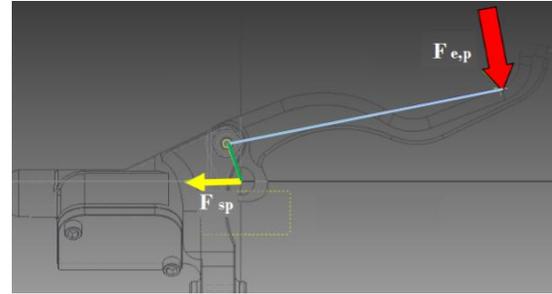


Figura 10.- Descripción gráfica de fuerza en la palanca de freno.

Fuente: (Guano L., Jorque A.)

Como el diseño del sistema de frenos es independiente para el eje delantero y posterior será la misma fuerza de accionamiento en la palanca multiplicado por la relación de palanca, así:

$$F_{s,p} = F_{s,p,d} = F_{s,p,t} = F_{e,p} * \frac{l_1}{l_2} = 280 \text{ N}$$

Donde:

- $F_{s,p,d}$  es la fuerza lineal a la salida de la palanca con dirección hacia la bomba del circuito delantero.

Para el cálculo de la presión generada por la bomba de freno, suponemos que el aceite mineral utilizado es totalmente incomprensible y los conductos son infinitamente rígidos, con ello tendremos que la presión generada por la bomba de freno será:

$$P_b = \frac{F_{s,p}}{A_b} = \frac{F_{s,p}}{\pi * r^2} = 2,84 \text{ Mpa}$$

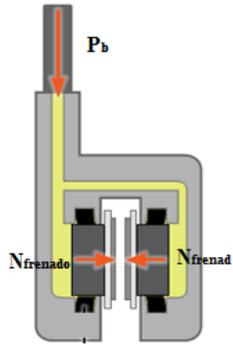
Donde:

- $P_b$  es la presión hidráulica generada por la bomba y transmitida a la pinza.
- $A_b$  es el área del pistón de la bomba.

Con las siguientes expresiones se puede calcular la fuerza lineal que generará cada pinza al transformar esa presión hidráulica.

$$F_{mordaza} = n^{\circ}_{pistones} * P_b * A_{pistón} = 1966,71 \text{ N}$$

$$F_{fricción} = F_{mordaza} * \mu_{pad} = 1081,69 \text{ N}$$



**Figura 11.- Par de frenado generado por el contacto disco pastilla.**

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

$$N_{frenado} = 2 * F_{fricción} * R_{ef} = 219,58 N.m$$

Finalmente se puede calcular el par de frenado total y la fuerza total de frenado en cada eje

$$N_{frenado\ eje\ d} = 2 * N_{frenado} = 439,17 N.m$$

$$N_{frenado\ eje\ t} = 219,58 N.m$$

$$F_{neumático,d} = \frac{N_{frenado}}{R_{neumático,d}} = 864,50 N$$

$$F_{neumático,t} = \frac{N_{frenado}}{R_{neumático,t}} = 665,40 N$$

$$F_{total} = \sum F_{neumáticos,DI,DD,T} = 2394,40 N$$

### B.5 CONFIGURACIÓN GEOMÉTRICA DEL DISCO DE FRENOS.

Con la ayuda de un software CAD, se diseñó el disco de frenos el cual se implementará en la tricicleta.



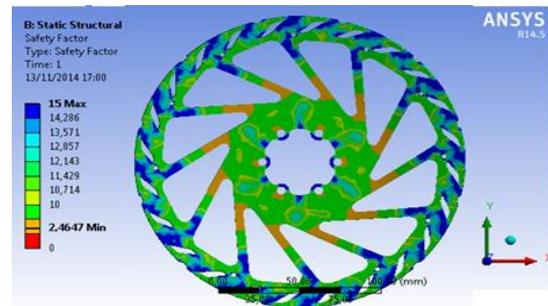
**Figura 12. Geometría del disco de freno.**

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

### B.6 SIMULACIÓN EN ANSYS DEL DISCO DE FRENOS

Este software de la Ingeniería asistida por computadora (CAE) nos permite simular y validar el desempeño dinámico del disco de frenos y así poder evaluar las posibles mejoras al diseño reduciendo el tiempo y costo de desarrollo.

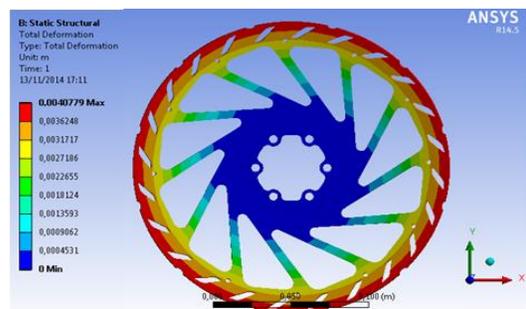
En la siguiente figura se aprecia el factor de seguridad, el cual tiene el valor de 2.46, lo cual se indica que este elemento si soporta el par de frenado generado con el rozamiento del disco y la pastilla de frenos.



**Figura 13. Factor de seguridad del disco de frenos.**

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

Posteriormente se evalúa la deformación total generada, en este caso es despreciable debido a que resulta un valor mínimo. Concluyendo que el disco de frenos soportará cargas críticas generados en el sistema.



**Figura 14. Deformación total generada en el disco de frenos.**

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

### III. PROTOCOLO DE PRUEBAS

La guía de metodología para la aplicación de protocolos de pruebas de funcionamiento, consiste en una serie de procedimientos que tienen como objetivo medir el desempeño de

los sistemas de transmisión y frenos de la tricicleta solar; con el fin de garantizar los requerimientos y condiciones óptimas para plasmar así, y garantizar el buen comportamiento de cada uno de los elementos que conforman los sistemas mencionados.

## A. CARACTERÍSTICAS DEL ESCENARIO DE PRUEBAS.

**Tabla 6. 1.- Características del escenario de pruebas.**  
**ECENARIO DE PRUEBA TRICICLETA SOLAR**

<b>Realizado por:</b>	Guano Luis, Jorque Abraham			
<b>Localización:</b>	Nueva vía (desde la entrada a Saquisilí hasta Los Hornos)			
	<b>Utilidad</b>	<b>Longitud</b>	<b>Pendientes</b>	<b>Curvas</b>
		<b>(km)</b>		
	Vía nueva	6	4	7
<b>Fecha/Hora</b>	15 de noviembre del 2014 / 11H00			

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

## B. PRUEBAS DE CAMPO

Después de inspeccionar visualmente el estado de cada uno de los elementos que conforman el sistema de transmisión y frenos de la tricicleta solar, se procedió a preparar el escenario de pruebas y toma de datos necesarios.



**Figura 6. 1.- Escenario de pruebas.**

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

### B.1 Sistema de transmisión

En este apartado se procedió a la inspección de los elementos que constituyen el sistema de transmisión, así como la

verificación de los elementos de accionamiento.

Se realizó la comprobación de la velocidad máxima alcanzada en una distancia de 100 metros partiendo desde el reposo, teniendo en cuenta que se realizó a relaciones de transmisión constantes como se puede visualizar en la tabla.

**Tabla 6.- Verificaciones de las velocidades a distintas relación de transmisión**

Cambio central	Cambio posterior	Relación de transmisión	Velocidad alcanzada
1 (24 D)	1 (23 D)	1.04	12 km/h
2 (34 D)	1 (23 D)	1.48	18 km/h
3 (42 D)	1 (23 D)	1.83	20.6 km/h
3 (42 D)	5 (15 D)	2.80	22.2 km/h
3 (42 D)	7 (11 D)	3.82	26 km/h

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

Posteriormente se realizó pruebas en 700 m para verificar que velocidades alcanza con el motor eléctrico y la transmisión humana, en esta prueba las relaciones de transmisión son variables de acuerdo el conductor las realice como se muestra en la siguiente tabla. Además se pudo realizar pruebas en una pendiente levemente pronunciada de 30 ° y una longitud de 100 m.

**Tabla 7.- Velocidad máxima alcanzada partiendo desde el reposo.**

CONDICIÓN	VOLTAJE DE BATERÍAS	DISTANCIA	TIEMPO	VELOCIDAD
<b>Plano</b>	<b>(V)</b>	<b>(m)</b>	<b>(min)</b>	<b>(km/h)</b>
Motor eléctrico	52.5	700	0.57	44
Fuerza humana	----	700	1.18	33
<b>Pendiente 30°</b>	<b>(V)</b>	<b>(m)</b>	<b>(min)</b>	<b>(km/h)</b>
Motor eléctrico	52.5	100	0.37	10
Fuerza humana	----	100	0.57	6

Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

### B.2 Sistema de frenos

En cuanto al sistema de frenos realizamos una inspección visual de todos los elementos que lo conforman antes de realizar las

pruebas pertinentes con la finalidad de evitar sucesos imprevistos posteriormente.

Con la tricicleta ya en funcionamiento y a velocidades constantes detalladas en la siguiente tabla, se determinó las distancias y el tiempo de parada en cada una de las pruebas. Tomando en cuenta que estas pruebas están hechas en línea recta y sin pendiente.

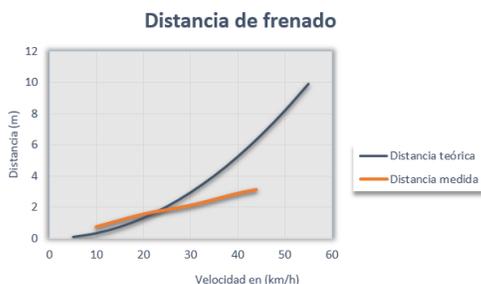
**Tabla 8.- Detalle del tiempo y distancia de frenado de la tricicleta.**

TIEMPOS DE FRENADO		DISTANCIA DE FRENADO	
Condición	Tiempo	Condición	Distancia
10 km/h	0,7 (s)	10 km/h	0,74 (m)
20 Km/h	1,25 (s)	20 Km/h	1,56 (m)
30 km/h	1,75 (s)	30 km/h	2,13 (m)
40 km/h	1,97 (s)	40 km/h	2,9 (m)
44 km/h	2,11 (s)	44 km/h	3,15 (m)

IV. Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

### C. ANÁLISIS DE LAS PRUEBAS

Estas variables puestas a prueba nos ayudan a recopilar los datos medidos necesarios y poderlos comprobar con los cálculos realizados anteriormente. En la figura siguiente podemos observar la variación de la distancia de frenado (distancia medida y distancia teórica) en función de la velocidad que posee la tricicleta en el momento de accionar el sistema de frenos, sabiendo que la distancia teórica está calculada en condiciones de máxima adherencia del neumático a la calzada, desaceleración constante y sin fuerzas de acciones laterales.



**Figura 6. 2.- Distancia de frenado**  
Elaborado por: (Guano L., Jorque A.)

### V. CONCLUSIONES

- Se ha logrado diseñar, construir y ensamblar los sistemas de transmisión y frenos en la tricicleta solar, satisfaciendo los requerimientos de seguridad y comodidad del ocupante.
- Se realizó un estudio técnico y matemático de los parámetros necesarios para poder dimensionar correctamente los elementos de los sistemas de transmisión y frenos de la tricicleta solar.
- Mediante el software ANSYS se determinó los esfuerzos y deformaciones máximas generadas en los diferentes elementos de los sistemas, verificando que estos elementos tienen un factor de seguridad mayor a 1 acorde a los requerimientos, necesidades y recomendaciones que satisface el diseño de los sistemas de la tricicleta solar.
- Se seleccionó adecuadamente los distintos elementos mecánicos que intervienen directamente en los sistemas de transmisión y frenos acorde a la necesidad requerida y características de accesible presupuesto económico, mediante el método de diseño concurrente.
- Se logró un comportamiento ergonómico del sistema de transmisión por cadenas con una relación de transmisión que va desde 1 hasta 3.84, además acoplarse con el motor eléctrico en funcionamiento.
- Se realizó un protocolo de pruebas de funcionamiento en 20 Km confirmando el funcionamiento y la efectividad de los parámetros calculados.

- Los materiales utilizados en la construcción de estos sistemas cumplen con los requerimientos mecánicos.

## VI. BIBLIOGRAFÍA

- [1] Alonso, J. (2008). Sistemas de Frenos. En SISTEMAS DE TRANSMISIÓN Y FRENADO (pág. 237). MADRID: Thomson Paraninfo.
- [2] DOMÍNGUEZ, E., & FERRER, J. (2011). SISTEMAS DE TRANSMISIÓN Y FRENADO. ESPAÑA: EDITEX S.A
- [3] Hamrock, B. Jacobson, B. Schmid, S. (2006). ELEMENTO DE MÁQUINAS. México: MCGRAW-HILL.
- [4] Mott, R. (2006). DISEÑO DE ELEMENTOS Y MÁQUINAS. México: Pearson Educación.
- [5] Navarro, P. (2010). LA INGENIERÍA DE LA BICICLETA. España: ESTEYCO.
- [6] Nisbett, K. B. (2008). DISEÑO EN INGENIERÍA MACÁNICA DE SHIGLEY. México: Mc Graw Hill.
- [7] Riba, C. (14 de 10 de 2006). Ingeniería Concurrente. Obtenido de <https://upcommons.upc.edu.com>.

## VII. BIOGRAFÍA



Juan Castro, nació en Ambato, Ecuador. Es Ingeniero Mecánico, dispone de estudios de maestría en gerencia de educación superior, especialista en proyectos de investigación científica y tecnología. Es director de la carrera de Ingeniería Automotriz, de la Universidad de las Fuerzas Armadas – ESPE.



Félix Javier Manjarrés Arias, nació en Guayaquil – Ecuador el 02 de marzo de 1975, es Ingeniero Automotriz e Ingeniero Industrial, Egresado de la Maestría en Gestión de Empresas mención PYMES, Maestrante en la Escuela Politécnica Nacional del Ecuador, en el programa de Diseño, Producción y Automatización Industrial. Docente tiempo parcial en la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE en la ciudad de Latacunga desde el 2010. Consultor de proyectos en el área de Ingeniería Industrial y Mecánica.



Luis Guano, nació en Latacunga, Ecuador. Es ingeniero Automotriz, presta sus servicios como asistente técnico en Bel motor S.A



Abrahan Jorque, nació en Salcedo, Ecuador. Es Ingeniero Automotriz, presta sus servicios como Asistente técnico y sistemas automotrices en Automecano del Sur.