

## SISTEMA AUTOMÁTICO SALVA ESCALERAS PARA SILLAS DE RUEDAS, EQUIPADO CON ORUGAS

### AUTOMATIC SYSTEM SAVES STAIRS FOR WHEELCHAIRS, EQUIPPED WITH CATERPILLAR

**Manjarrés Arias Félix Javier<sup>1</sup>, Santillán Mariño Ernesto Ramiro<sup>2</sup>, Morales Villegas Hernán Vinicio<sup>3</sup>**  
**<sup>1,2,3</sup> Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE – Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica,  
Quijano y Ordoñez y Marques de Maenza s/n.**  
**e – mail: <sup>1</sup>fxmanjarres@espe.edu.ec, <sup>2</sup>ersantillan@espe.edu.ec, <sup>3</sup>hvmorales@espe.edu.ec**

Revista Energía Mecánica Innovación y Futuro, V Edición 2016, No. 1 (15)

#### RESUMEN

Se realiza la aplicación de un método de diseño mecánico y mecatrónico, así como el proceso de construcción de una estructura automatizada con orugas para movilizar una silla de ruedas a través de gradas, como una alternativa viable para transportar a personas con discapacidad motriz. Se aplica herramientas CAD, CAM, CAE, se proyecta la estructura y el sistema de control basado en el uso de un XBee Pro S1 y tarjeta Arduino.

#### Palabras clave

Salva escaleras, orugas, silla de ruedas, automatización.

#### ABSTRACT

The application of a method of mechanical and mechatronic design, as well as the process of construction of an automated structure with caterpillars to mobilize a wheelchair through stands, as a viable alternative to transport people with motor disabilities. It applies tools CAD, CAM, CAE, is projected structure and control system based on the use of an XBee Pro S1 and Arduino card.

#### Keywords

Saves stairs, tracks, wheelchair, automation.

#### 1. INTRODUCCIÓN

Las gradas existentes en los hogares y edificios sin duda alguna se constituyen en una barrera física para personas que tienen capacidades motrices especiales y que se trasladan generalmente en sillas de ruedas convencional.

En varios lugares esta problemática se resuelve con la implementación de ascensores, pero existen instituciones públicas o privadas que no disponen de esta máquina para que personas con capacidades especiales puedan movilizarse desde una planta a otra.

En vista de esta necesidad se optó por aplicar la metodología del diseño concurrente como base para el diseño e implementación de una estructura automática de orugas que pueda transportar a una persona con capacidades especiales en una silla de ruedas convencional, se considera el análisis estructural estático, dinámico, así como el diseño del sistema de control.

## 2. MATERIALES Y MÉTODOS

Se considera los requerimientos técnicos del prototipo que se detalla en la Tabla 1 y que sirven de base para el desarrollo y la aplicación de una metodología adecuada de diseño.

Tabla 1. Especificaciones técnicas

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL SISTEMA AUTOMÁTICO DE ORUGAS	
Concepto	Descripción
Capacidad de carga	130 Kg
Peso del sistema	50 Kg
Velocidad	8m/min
Alimentación	DC mediante baterías
Potencia motores	300 W
Dimensiones	1.5m x 0.7m x 1m
Inclinación máx.	35º
Freno	Electromagnético
Mando	Control con botones de mando, leds indicadores, paro de emergencia.
Cargador de baterías	Automático
Portátil	Fácil desmontaje y montaje para su transportación
Mantenimiento	Sencillo

### Modelado geométrico

Con el empleo de herramientas CAD se realizó el modelado geométrico de las piezas que conforman la estructura automática de orugas y cuyo ensamble se observa en la Figura 1.

### Proceso de diseño

Con la finalidad de ejemplificar el presente análisis se determinó como elementos críticos el tubo de sujeción de la silla de ruedas y el eje que acopla la polea al motor, por ser los elementos que soportan mayor cantidad de carga. En este punto se establece: condiciones de frontera,

magnitudes de las cargas presentes, punto de aplicación y configuración de la calidad de mallado.

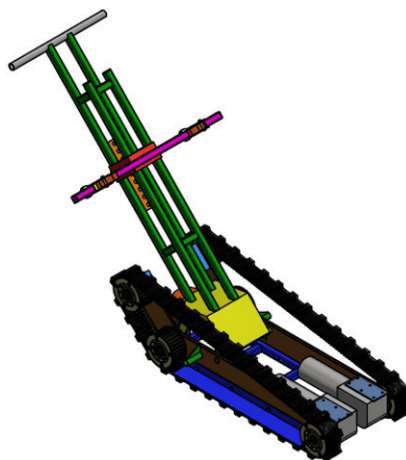


Figura 1. Modelado del sistema automático con orugas

La carga aplicada sobre el tubo del espaldar está constituida sobre la silla de ruedas anclada y asegurada al sistema de movilización que se encuentra a la altura de cada uno de los ganchos que sujetan la silla.

Se consideró una carga total por efecto del peso de la persona y de la silla de 1372 N, que se constituye en la fuerza resultante aplicada sobre el sistema al acoplar la silla de ruedas con el espaldar inclinado a 45 grados. Como se muestra en la figura 2.

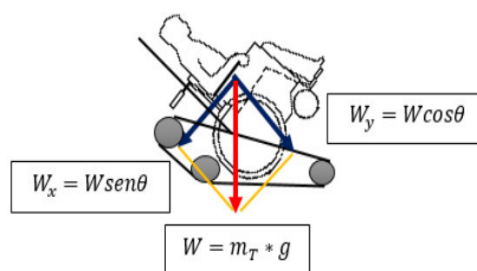


Figura 2. Diagrama de cuerpo libre del sistema

De lo cual se tiene:

$$W_x = (140Kg \cdot 9,8) \cdot \text{sen}45^\circ$$

$$W_x = 970,15N \quad \text{Ec.1}$$

$W_x$ , es la fuerza aplicada sobre el tubo del espaldar y al existir un soporte a cada lado del tubo se tiene:

$$W_y = (140Kg \cdot 9,8) \cdot \cos 45^\circ$$

$$W_y = 970,15N \quad Ec.2$$

$$p1 = p2 = 485N \quad Ec.3$$

Aplicando las ecuaciones de condición de equilibrio se obtiene como resultado:

$$R2 = 485N$$

$$R1 = -485N$$

El momento máximo flexionante

$$M_{\max} = -96 N.m$$

Para efectos del diseño y análisis en el elemento estructural denominado sujeción de la silla de ruedas, se selecciona un perfil de tubo cuadrado estructural de 25 mm y 1,5 mm de acero ASTM A500, con un módulo de resistencia para la sección cuadrada hueca es:  $S=0,97cm^3$ .

Partiendo de las ecuaciones:

$$\sigma = \frac{S_y}{n} \quad Ec.5$$

Se encuentra el momento máximo de flexión, y con el valor de S obtenido se tiene:

$$\sigma = \frac{96 N.m}{9,7 \times 10^{-7} m^3} = 98,97 \times 10^6 \frac{N}{m^2}$$

$$\sigma = \pm \frac{M_{\max}}{S} \quad Ec.4$$

Considerando que el límite a la fluencia para el acero ASTM A500 es de 315 MPa, se determina que el factor de seguridad es:

$$n = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{315 \times 10^6 \frac{N}{m^2}}{98,97 \times 10^6 \frac{N}{m^2}} = 3.18$$

Para efecto de comprobar y validar el cálculo se utilizó el módulo "Static Structural" del programa ANSYS R14.5 versión estudiantil,

cuyas condiciones de borde y cargas aplicadas al sistema de sujeción del espaldar, así como el factor de seguridad obtenido se observa en la figura 3 y figura 4 respectivamente

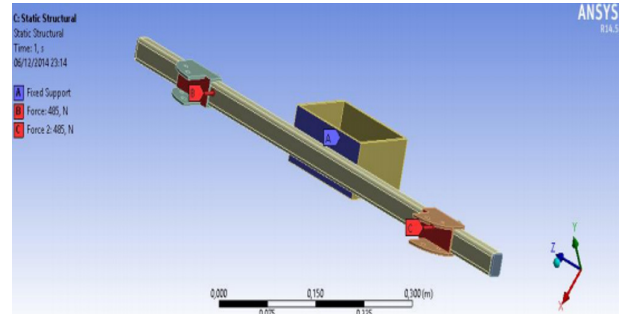


Figura 3. Condiciones de borde y cargas aplicadas al sistema de sujeción del espaldar

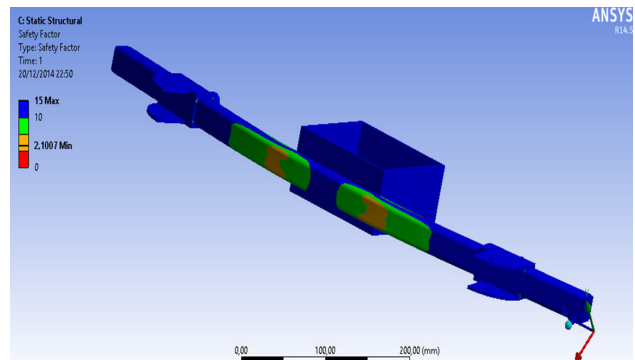


Figura 4. Factor de seguridad del tubo para espaldar

Para realizar el análisis dinámico, con el objetivo de determinar la mayor fuerza en el sistema de orugas, se establece tres escenarios de movimiento que tienen lugar en el sistema, primero cuando se desplaza en una superficie plana, segundo cuando el sistema supera el primer escalón y el tercero cuando el sistema se encuentra en plena marcha sobre las gradas, siendo en este último caso en donde se requiere la mayor fuerza para movilizar el sistema que fue de 2222.5 N

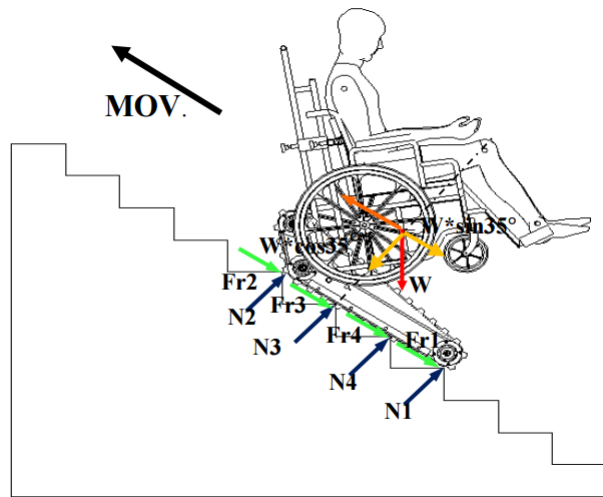


Figura 5. Fuerzas sobre el sistema al desplazarse sobre las gradas

### Cálculo potencia motores

Para que el sistema se desplace sobre las gradas la fuerza necesaria es de 2222,5 N, con esta fuerza se determinó que el trabajo necesario:

$$W = F \cdot d \quad \text{Ec.6}$$

La distancia se encuentra con la fórmula :

$$e = v \cdot t \quad \text{Ec.7}$$

Por tanto:

$$P = \frac{W}{t} \quad \text{Ec.8}$$

$$P = \frac{295,63 \text{ N} \cdot \text{m}}{1 \text{ s}} = 295,63 \text{ Watts}$$

Con el trabajo y la distancia se calcula la potencia:

$$e = 0,13 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 1 \text{ s} = 0,13 \text{ m}$$

$$W = 2274,09 \text{ N} \cdot 0,13 = 295,63 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Para que el motor logre movilizar el sistema de orugas en el caso más crítico debe tener 300 Watts.

### Cálculo para el eje acople del motor

El motor que genera el movimiento, posee un torque de 60 N x m, el material para la construcción del eje de transmisión es el AISI 1018.

El eje se encuentra sometido a una fuerza que ejerce la banda de transmisión al ser tensionada como se visualiza en la Figura 6:

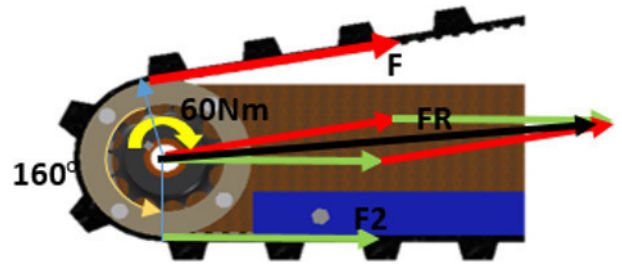


Figura 6. Diagrama de cuerpo libre del eje del motor

Al reemplazar el torque del motor  $M=60 \text{ N} \cdot \text{m}$ , el radio exterior de la polea  $r_{\text{extpolea}}=0.124 \text{ m}$ ., coeficiente de fricción entre nitrilo y aluminio  $\mu=0.22$  y el ángulo de contacto  $\theta=160^\circ \times \pi \text{ rad}/180^\circ=2.79 \text{ rad}$ ., en las siguientes ecuaciones:

$$M = (F_1 - F_2) \cdot r \quad \text{Ec.9}$$

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu\theta} \quad \text{Ec.10}$$

Se encuentra  $F_2 = 569,85 \text{ N}$  ,  $F_1 = 1052,51 \text{ N}$ , y la fuerza resultante de  $FR = 1599,91 \text{ N}$ .

### Diseño a fatiga del eje

Siguiendo el proceso de diseño a fatiga aplicado al eje, cuyo material es AISI 1018 ( $S_{ut} = 400 \text{ MPa}$  y  $S_y = 220 \text{ MPa}$ ) para garantizar que el mismo, soporte la carga se tiene:

$$se = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot \frac{1}{k_f} \cdot se' \quad \text{Ec.11}$$

$$se' = 0,5 S_{ut} \quad \text{Ec.12}$$

$$se' = 200 \text{ MPa}$$

Factor superficial,  $k_a = a \cdot S_{ut}^b$

Donde a y b son constantes a fatiga.

Acabado superficial maquinado o laminado en frío:

a=4,51 MPa  
b=-0,265 MPa

$$ka = 4,51MPa \cdot (400)MPa^{-0,265} = 0,9217$$

Factor de corrección por tamaño:

$$k_b = \left\{ \left( \frac{d}{7,62} \right)^{-0,107} \right\} \quad Ec.13$$

$$k_b = 1,24^{-0,107} \quad 2,79 \leq d \leq 51 mm$$

d = diámetro del eje 32 mm

$$kb = \left( \frac{32}{7,62} \right)^{-0,107} = 0,85766$$

Factor de carga ,k<sub>c</sub>=1 Para flexión.

Factor de temperatura ,k<sub>d</sub>=1 Para

Temperatura ambiente:

Factor de confiabilidad k<sub>e</sub>=1

Factor de efectos diversos k<sub>f</sub>=1

$$se = 158,09 MPa$$

$$se = 0,9217 \times 0,8576 \times 1 \times 1 \times 1 \times \frac{1}{1} \times se'$$

Aplicando la teoría de Goodman modificada: [2]

$$\frac{\sigma_a}{se} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad Ec.14$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_m = \frac{15,91 MPa - 0}{2} = 7,95 MPa$$

$$\frac{7,95}{158,08} = \frac{7,95}{S_{ut}} = \frac{1}{n}$$

$$n = \frac{1}{0,0701} = 14,26$$

### Análisis Transitorio

Con el módulo Structural Transient del ANSYS Versión estudiantil se procede a realizar el análisis transitorio para comprobar el efecto dinámico en el eje del motor a las condiciones de funcionamiento.

Las soluciones obtenidas al realizar el análisis Transient con respecto al esfuerzo equivalente de Von Mises y el factor de seguridad, se presentan en las figuras 7 y 8 respectivamente.

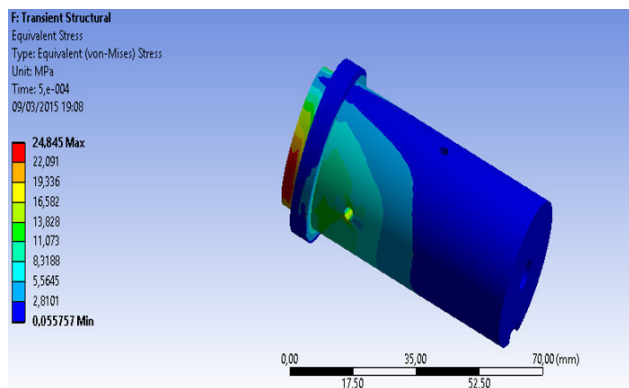


Figura 7. Esfuerzo equivalente de Von Mises

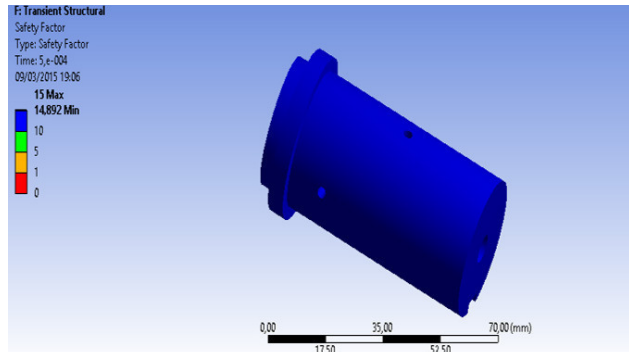


Figura 8. Factor de seguridad Análisis Transiente

El análisis Transiente establece un factor de seguridad en el eje de 14,89 valor muy similar al obtenido analíticamente mediante la ecuación de Goodman modificada. Al observar los dos factores de seguridad obtenidos se determina que el eje se encuentra correctamente diseñado para soportar cargas a fatiga.

El control automático que controla el movimiento de las orugas se realiza mediante un joystick de dos ejes, que envía las señales de posicionamiento hasta un XBee Pro S1 configurado previamente como



emisor.

El XBee Pro S1, envía las señales recibidas del joystick hacia un segundo XBee Pro S1 configurado previamente como receptor, una vez que recibe los datos del joystick, este comunica la información a la tarjeta de control Arduino Uno.

La tarjeta procesa la información recibida y la transforma en señales que serán interpretadas por la tarjeta Sabertooth 2x60.

Recibida la información en la tarjeta Sabertooth, esta se encarga de accionar a los motores DC (corriente directa), según los requerimientos y necesidades del usuario que opera el sistema produciéndose el desplazamiento del sistema.

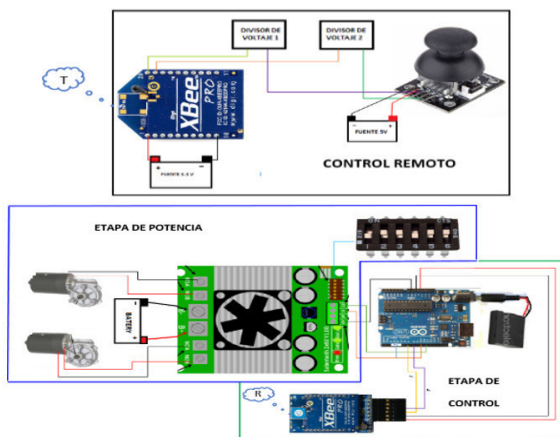


Figura 9. Control para el sistema de orugas

### Xbee Pro S1 como transmisor

Se configura uno de los XBee para que transmita los datos de manera inalámbrica hacia el control principal. Previo a esto se conecta el Xbee al computador, con la ayuda del cable de comunicación, y se verifica la conexión mediante el software X-CTU, una vez establecida la comunicación exitosa se configura el módulo transmisor empleando el software X-CTU y según los parámetros indicados en la tabla 2.

Tabla 2: Parámetros configuración Transmisor

PARÁMETRO	VALOR
PAN ID	100
DL	2
MY	1
D2	2
D1	2
D0	2
IT	5
IR	14

### Etapa de control

Es la encargada de recibir y procesar los datos para su posterior transferencia a la etapa de potencia.

En la etapa de control se encuentra el segundo XBee configurado previamente como receptor para recibir los datos enviados por el XBee Transmisor e ingresar los mismos en la tarjeta Arduino. El Xbee receptor se configura considerando los parámetros indicados en la tabla 3:

Tabla 3: Parámetros configuración XBee Receptor

PARÁMETRO	VALOR
PAN ID	100
DL	1
MY	2

La tarjeta Arduino Uno se constituye también en un dispositivo electrónico fundamental en la etapa de control, se encarga de tomar los datos que recibe el Xbee receptor para procesarlos y obtener datos que pueden ser interpretados por la Sabertooth.

La tarjeta debe ser programada mediante el software Arduino 1.6.0 para cumplir con este propósito.

### Etapa de potencia

En la etapa de potencia se encuentra la tarjeta Sabertooth 2x60 que controla los motores, esta recibe la señal de Arduino y según el valor que tenga la señal activa o desactiva a los motores, permite controlar

el sentido de giro y la velocidad de los actuadores.

La tarjeta sabertooth se configura para la aplicación a realizar y el tipo de señal. Se utiliza en diferentes modos al disponer de una placa con dip switches (DIP) para elegir el modo en el que se desea que opere [1].

El DIP es el elemento que permite la configuración del control y para el presente caso:

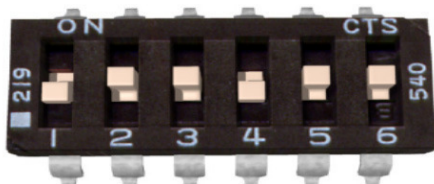


Figura 10. Configuración DIP

Cuando el switch 4 esta abajo la Saber se encuentra en modo independiente. En este modo la señal que ingrese en S1 controla directamente el motor 1 y la señal que ingrese en S2 controla el motor 2. Con el switch 1 abajo y el 2 arriba se configura el tipo de recepción de datos en control remoto.

Para energizar, la Saber y los motores se emplean baterías secas de plomo ácido de 12V a 7Ah.

### 3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Se procede realizar las pruebas físicas para comprobar el funcionamiento correcto de los sistemas de control y sistemas mecánicos, para el efecto se realizó el ascenso y descenso por escaleras que comunicaban tres pisos durante tres veces consecutivas, con una carga máxima posible de 140 Kg, en dos diferentes tamaños de huella e inclinación en las gradas para verificar el correcto funcionamiento del sistema de control y tracción.



Figura 11. Sistema en protocolo de pruebas



Figura 12. Sistema puesto a prueba

Se confirmó el correcto funcionamiento de los sistemas mecánicos encargados de la trasmisión de potencia, de los elementos del anclaje y sujeción de la silla de ruedas al sistema, así como los elementos empleados en el control para manipular todo el conjunto y los elementos empleados en el freno del sistema. [3],[4]

#### 4. CONCLUSIONES

- Al calcular el factor de seguridad estático del sistema, obtener analíticamente un valor de 3,1, un valor de 2,1 de forma computacional se determina que el diseño del sistema es adecuado y soporta las cargas de diseño.
- El estudio dinámico del sistema considero tres escenarios de movimiento en superficie plana, al inicio del ascenso de las gradas y desplazamiento sobre las gradas, siendo este el escenario que requiere de la mayor fuerza para desplazamiento, a partir de la cual se proyectó el motor para el sistema de tracción.
- El análisis Transient y diseño a fatiga realizado sobre el eje permitieron obtener factores de seguridad bastante similares (14,89 y 14,26 respectivamente) validando el diseño del eje a las condiciones de carga consideradas para el diseño.
- El control automático permite generar posibilidades en el sistema para que una persona de capacidades especiales se adapte plenamente y pueda mejorar su calidad de vida al llevar una vida más normal.
- El control del sistema inalámbrico facilita su operación, permite que el espaldar del sistema pueda desmontarse para su transporte y almacenamiento.
- La selección de elementos electrónicos fue la más adecuada, se obtuvo el funcionamiento esperado por el sistema.

#### 5. RECOMENDACIONES

- Se recomienda el uso de orugas en un sistema salva escaleras, porque resulta ser idóneo para esta aplicación por su versatilidad y adaptabilidad a los escalones permitiendo el desplazamiento lineal a través de los mismos.
- Realizar un estudio de materiales compuestos que permitan reducir el peso del sistema sin disminuir la resistencia del mismo, tendiente a realizar una producción en serie.
- Utilizar el sistema automático con orugas en gradas que no superen los 35° de inclinación, de lo contrario se puede provocar inestabilidad del sistema.
- Ampliar el análisis de producción del sistema tendiente a optimizar, reducir los tiempos y costos de fabricación, garantizando la calidad de las piezas que conforman el sistema de transportación de silla de ruedas a través de escaleras.
- Al momento de operar la máquina se debe tomar muy en cuenta las características y restricciones del mismo para evitar daños permanentes, que afecten la vida útil del sistema de orugas.

#### 6. REFERENCIAS

- [1] QUINDE, J., & ULLOA, L.. «Diseño y construcción de dos Robots tipo Warbot» (2012) .
- [2] BUDYNAS, & J. K. Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. México, D. F.
- [3] RIBA ROMEVA, C. (2002). Diseño Concurrente. Cataluña: Ediciones UPC



[4] RIBA ROMEVA, C. (2002). Diseño para la Manufactura. En R. R. Carles, Diseño concurrente. Cataluña: Ediciones UPC.

## 7. BIOGRAFÍA



<sup>1</sup>Félix Javier Manjarrés A.- es Ingeniero Automotriz e Ingeniero Industrial, Magíster en Gestión de Empresas , Magíster en Ciencias en Diseño, Producción y Automatización Industrial, Diplomado Internacional en Competencias Docentes

Instituto Tecnológico de Monterrey. Es consultor de proyectos de ingeniería mecánica e industrial. Docente tiempo parcial en la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE Extensión Latacunga, profesor de posgrado en la Universidad Internacional SEK. Profesor a contrato en la Facultad de Mecánica en la EPN.



<sup>3</sup>Hernán Villegas, sus estudios superiores en Ingeniería Mecánica los desarrolló en la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. Posee título de cuarto nivel en Gestión de Energías Renovables de la Universidad Técnica de Cotopaxi.

Es Diplomado Superior en Gestión del Aprendizaje Universitario, título obtenido en la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, actualmente se desempeña como Docente Tiempo Parcial en la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE Extensión Latacunga.

### REGISTRO DE LA PUBLICACIÓN

Fecha recepción	22 junio 2016
Fecha aceptación	15 diciembre 2016



<sup>2</sup>Ernesto Ramiro Santillán M.- Ingeniero Mecánico, M.Sc en Diseño, Producción y Automatización Industrial. Magister en Dirección de Empresas Mención Proyectos. Diplomado Internacional en Competencias

Docentes Instituto Tecnológico de Monterrey, Docente tiempo parcial en la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE sede Latacunga. Consultor Individual en proyectos de desarrollo e inversión.