

DISEÑO, CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE LOS SISTEMAS DE SUSPENSIÓN, DIRECCIÓN Y FRENOS DE UN VEHÍCULO BLINDADO 4X4.

¹ Alex Quishpe/² Franklin Toapanta/³Ing William Bonilla/⁴Ing. Víctor Zambrano
^{1,2,3,4} **Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica, Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE Latacunga, Quijano y Ordoñez y Marqués de Maenza s/n, Latacunga – Ecuador**

¹alex77davi88@hotmail.com, ²frnkln89@gmail.com, ³wmbonilla@espe.edu.ec, ⁴vdzambrano@espe.edu.ec

RESUMEN

Los sistemas de suspensión dirección y frenos son muy importantes para nuestro vehículo blindado 4x4 debido a que brindan seguridad al conductor y a sus ocupantes, por eso es necesario realizar un diseño con los parámetros y normas requeridos, además se realiza un diseños de todos los sistemas mediante un software CAD-CAE para poder determinar su comportamientos en condiciones que se aproximen a las reales y ver el comportamientos de los elementos mecánicos de cada sistema.

Palabras clave: Ingeniería Automotriz, vehículo blindado, sistemas automotrices, diseño e implementación

ABSTRACT

Suspension systems steering and brakes are very important to our 4x4 armored vehicle because they provide safety for the driver and its occupants, so it is necessary to make a design with the required parameters and standards, otherwise a designs of all systems is performed using a CAD-CAE software to determine their behavior in conditions approximating real and see the behavior of the mechanical elements of each system.

Keywords:

Automotive Engineering, armored vehicle, automotive systems design and implementation

I. INTRODUCCIÓN

La idea de construir el vehículo blindado 4x4 es dar seguridad a sus ocupantes, ir a

lugares pocos accesibles, y que sea un vehículo todo terreno, por eso es necesario diseñar construir e implementar los sistemas de suspensión, dirección y frenos.

II. PARÁMETROS DE DISEÑO TRANSFERENCIA DE MASAS

Es muy importante saber bajo que parámetros va a estar expuesto el vehículo blindado 4x4 ya que de eso va a depender su diseño, otro punto importante es la masas que van a intervenir en todo el vehículo. El vehículo blindado 4x4 mostrado en la figura 1 va estar sometido sobre terrenos irregulares o en mal estado, produciendo así golpes en las ruedas transfiriéndose en forma de oscilaciones a los ejes y enviándolos al chasis.



Figura 1: Vehículo blindado 4x4

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

a. Distribución estática de pesos

En la figura 2 se muestra la distribución estática de pesos, se ha realizado la medición de pesos del vehículo 4 x 4, con la ayuda de balanzas. Esta consta básicamente de dos, una para la parte delantera y la otra a la parte trasera.

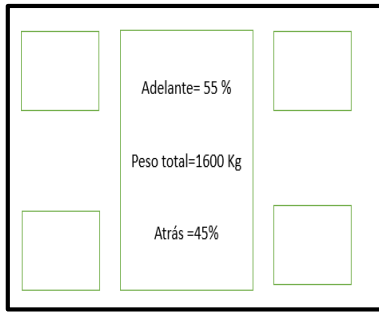


Figura 2: Distribución estática de pesos

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

Con los porcentajes de distribución de carga se obtuvo los siguientes valores que se muestra en la figura 3.3:

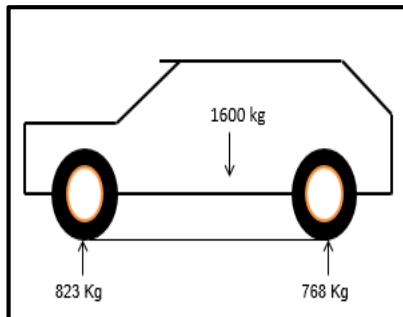


Figura 1: Distribución estática de masas

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

b. Posición longitudinal del centro de gravedad

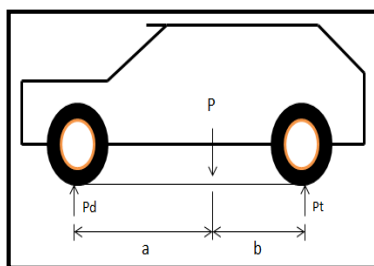


Figura 2: Posición longitudinal de la gravedad

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

$$B = a + b$$

Ecuación 1: Batalla del vehículo

Fuente: (Luque, Álvarez, & Vera, 2008)

$$B = 2200 \text{ mm}$$

$$m_d = m_T * \frac{b}{B}$$

Ecuación 2: Batalla del vehículo

Fuente: (Luque, Álvarez, & Vera, 2008)

$$m_t = m_T * \frac{a}{B}$$

Ecuación 3: Peso del eje trasero

Fuente: (Luque, Álvarez, & Vera, 2008)

Donde:

$B = \text{Batalla}(mm)$

$a = \text{Distancia Delantera}(mm)$

$a = 1144 \text{ mm}$

$b = \text{Distancia Trasera}(mm)$

$b = 1056 \text{ mm}$

c. Altura de centro de gravedad

Es la distancia que tiene el vehículo desde el suelo hasta el centro de gravedad.

En la figura 5 se descomponen las fuerzas del vehículo blindado de acuerdo al ángulo por lo consiguiente:

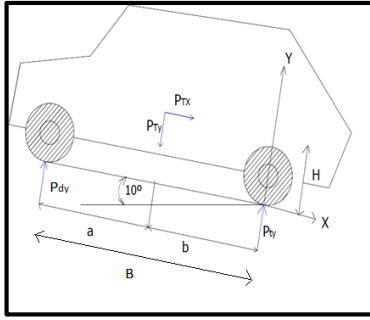


Figura 5: D.C.L. del Vehículo Blindado 4x4

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

$$m_{Tx} = \sin(10^\circ) * m_T = 277,83 \text{ Kg}$$

$$P_{Tx} = m_{Tx} * g = 2725,51 \text{ N}$$

$$m_{Ty} = \cos(10^\circ) * m_T = 1575,69 \text{ Kg}$$

$$P_{Ty} = m_{Ty} * g = 15457,51 \text{ N}$$

$$m_{dx} = \sin(10^\circ) * m_d = 819,36 \text{ Kg}$$

$$P_{dx} = m_{dx} * g = 8037,91 \text{ N}$$

$$m_{dy} = \cos(10^\circ) * m_d = 760,33 \text{ Kg}$$

$$P_{dy} = m_{dy} * g = 7451,21 \text{ N}$$

$$144,47 + 133,36 - 277,83 = 0$$

$$\sum F_y = 0$$

$$P_{dy} + P_{dy} - P_{Ty} = 0$$

$$8037,91 + 7451,21 - 15457,51 = 0$$

$$\sum M_o = 0$$

$$(-P_{dx} * B) + (P_{Ty} * b) - (P_{Tx} * H) = 0$$

$$(-8037,91 * 2,2) + (15457,51 * 1,0) - (2725,51 * H) = 0$$

$$H = 816,66 \text{ mm}$$

$$H = 816,66 \approx 800 \text{ mm}$$

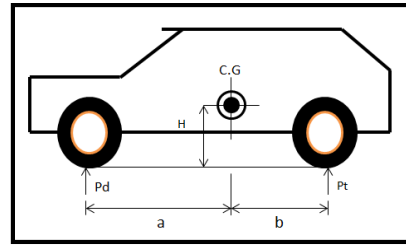


Figura 6: D.C.L. del centro de gravedad

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

d. TRANSFERENCIA LONGITUDINAL DE CARGA POR FRENADO

El valor de la transferencia de carga que se produce al frenar del eje trasero al delantero, depende de la altura del centro de gravedad del vehículo y de la batalla del vehículo, es decir, de su distancia entre ejes.

$$TLoCf = a * P * \frac{H}{L}$$

Ecuación 4: Peso del eje trasero

Fuente: (Luque, Álvarez, & Vera, 2008)

$$TLoCf = 0.8g * 1600 * \frac{0.50}{2.200}$$

$$TLoCf = 2850,82 \text{ N}$$

e. ANÁLISIS POR PERALTE

Para el análisis de diseño se considera un peralte de 7° y una aceleración de 0.8g.

$$Vv = \sqrt{g * R * \frac{\frac{S}{2H} + \tan \zeta}{1 - \frac{S}{2H} * \tan \zeta}}$$

Ecuación 5: Peso del eje trasero

Fuente: (Luque, Álvarez, & Vera, 2008)

Donde:

S = Ancho entre ruedas o vía (m)

H : Altura del centro de Gravedad (m)

g = Gravedad (m/s^2)

ζ = Peralte(grados)

R = Radio de Curvatuda(m)

$$Vv = \sqrt{9.81 * 8 * \frac{\frac{1.6}{2 * 0.50} + \tan 7^\circ}{1 - \frac{1.40}{2 * 0.50} * \tan 7^\circ}}$$

$$Vv = 10.40 \frac{m}{s}$$

III DISEÑO DE LOS SISTEMAS SUSPENSIÓN, DIRECCIÓN Y FRENOS PARA EL VEHÍCULO BLINDADO 4X4

a1. Cálculo del amortiguador

Para determinar la fuerza lineal que va a soportar el amortiguador se debe tomar en cuenta la carga que soporta el eje delantero y el diámetro del vástago para su cálculo, para el amortiguador trasero lo que cambia es la carga que soporta el eje trasero.

En la tabla 1 se muestra el radio factor de fuerza son valores adecuados para realizar el cálculo de fuerza.

Amortiguador de Nitro gas		
Día. Vástago	Radio de Fuerza rF	Masa a soportar (Kg)
6	1,2	1-10
8	1,3	6-35
10	1,3	25-140
14	1,5	100-300
20	1,5	350-1200

Tabla 1: Peso del eje trasero

Fuente: (Construnario, 2013)

$$F_{amort d} = \frac{Ced}{2} * rF$$

Ecuación 6: Peso del eje trasero

Fuente: (Construnario, 2013)

Donde:

F_{amort}
= Fuerza del amortiguador delantero (N)

$F_{amort t}$
= Fuerza del amortiguador trasero (N)

Ced
= carga que soporta el eje delantero (N)

Ced = carga que soporta el eje trasero N

rF = radio de fuerza

$$F_{amord} = \frac{9845,13}{2} * 1,5$$

$$F_{amord} = 7383,84 N$$

Cálculo del amortiguador para el eje trasero

$$F_{amort\ t} = \frac{Cet}{2} * r$$

$$F_{amort\ t} = \frac{8277,13}{2} * 1,5$$

$$F_{amort\ t} = 6207,84\ N$$

b. La dirección

El ángulo de guiado será formado por una rueda directriz con el plano longitudinal del vehículo blindado 4x4. Solamente en el caso de una dirección paralela se cumplirá que los ángulos de guiado son iguales, en el vehículos 4x4 que incorpora una geometría basada en la condición de Ackermann, aunque algo modificado, se verifica que el ángulo interior sea mayor que el exterior.

$$R = 2B$$

$$R = 2(2,2\ m)$$

$$R = 4,4\ m$$

Donde:

$R =$ Radio de Giro Mínimo (m)

$B =$ Batalla o Distancia entre Ejes(m)

En el diseño del sistema de dirección tan importante como conocer los ángulos de guiado teóricos es valorar como varían en función de las acciones dinámicas y como afecta estas variaciones al control de estabilidad direccional.

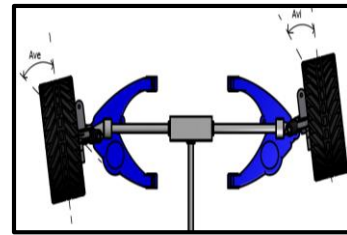


Figura 9: Recorrido de las Ruedas en Curva

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

$$\frac{1}{\tan Ave} - \frac{1}{\tan Avi} = \frac{S}{B}$$

Donde:

$Ave =$ Ángulo de viraje exterior (°)

$Avi =$ Ángulo de viraje interior (°)

$S =$ Ancho de Vía (m)

Ángulo de viraje de las ruedas:

$$\tan(Avi) = \frac{2B}{4B - S}$$

$$\tan(Avi) = \frac{2(2,2m)}{4(2,2m) - 1,4m} \quad Avi = 30,74^\circ$$

$$\tan(Ave) = \frac{2B}{4B + S}$$

$$\tan(Ave) = \frac{2(2,2m)}{4(2,2m) + 1,4m} \quad Ave = 23,33^\circ$$

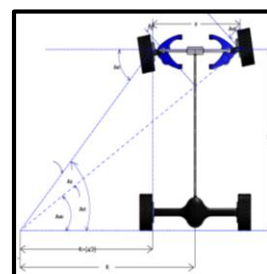


Figura 10: Principio de Ackerman aplicado al vehículo blindado 4x4

Elaborado por: Quishpe, A. y Toapanta, F.

c. Frenos

Fuerzas de apriete en el pedal de freno

El pedal de freno constituye el elemento importante mediante el cual el conductor ejerce una fuerza y esta se ve incrementada.

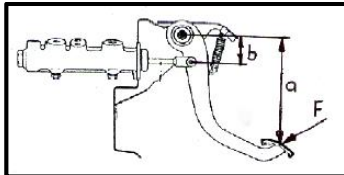


Figura 11: Palancas en el Pedal de Freno

Fuente: (Luque, Álvarez, & Vera, 2008)

$$F_{sp} = F_{ep} * \frac{a}{b}$$

$$F_{sp} = 200 \text{ N} * \frac{28,5 \text{ cm}}{8,5 \text{ cm}}$$

$$F_{sp} = 670,6 \text{ N}$$

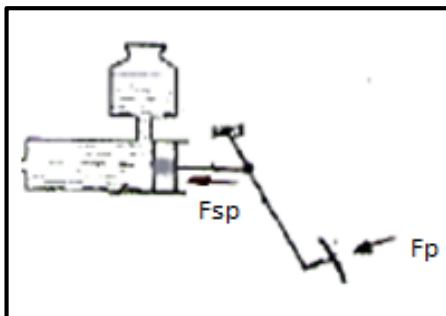


Figura 12: Palancas en el Pedal de Freno

Fuente: (Luque, Álvarez, & Vera, 2008)

La fuerza F_{sp} en la varilla de empuje del cilindro maestro se ha incrementado más de tres veces la fuerza que el conductor aplica con el pie en el pedal de freno.

$$P_{bdc} = \frac{F_{sp}}{A_b}$$

$$P_{bdc} = \frac{4 * 670,6 \text{ N}}{\pi * (21 \text{ mm})^2}$$

$$P_{ldc} = 1,936 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Donde:

P_{ldc}

= Presión del líquido dentro del circuito $\left(\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right)$

A_b = Área del piston de la bomba (mm^2)

Como prototipo de vehículo blindado 4x4 está constituido por un servofreno aplicamos la gráfica de presión de frenado de la figura 13 para determinar la presión de salida de la bomba de freno.

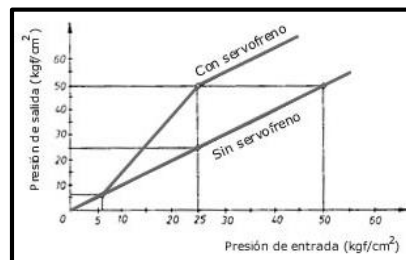


Figura 13: Presión de Frenado

Fuente: (Luque, Álvarez, & Vera, 2008)

$$P_{ldc} = 1,936 \text{ MPa}$$

$$= 19,74 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \text{ (sin servofreno)}$$

$$P_{ldc} = 36,4 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} = 3,6 \text{ MPa}$$

Fuerza de apriete que se obtiene en los pistones de los cilindros de la rueda delantera.

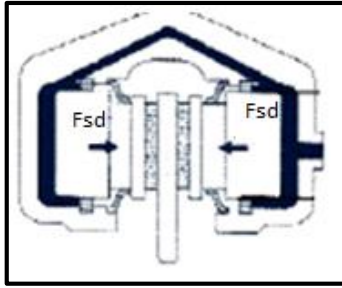


Figura 14: Fuerza aplicadas en los pistones del freno de tipo disco

Fuente: (Luque, Álvarez, & Vera, 2008)

$$F_{sd} = P_{ldc} * A_{bd}$$

$$F_{sd} = P_{ldc} * \frac{\phi_{rd} * \pi}{4}$$

$$F_{sd} = 3,6 \frac{N}{mm^2} * \frac{(48 mm)^2 * \pi}{4}$$

$$F_{sd} = 6514,41N$$

Donde:

F_{sd} = Fuerza en el cilindro delantero (N)

ϕ_{rd} = Diámetro cilindro delantero

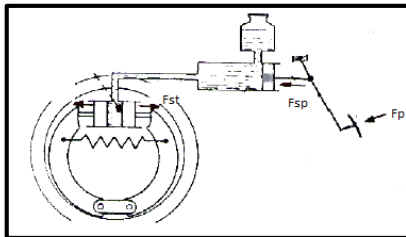


Figura 15: Fuerza aplicada en el Circuito de Frenos

Fuente: (Luque, Álvarez, & Vera, 2008)

Fuerza que se obtiene en los pistones de los cilindros de la rueda trasera.

$$F_{st} = P_{ldc} * A_{bt}$$

$$F_{st} = P_{ldc} * \frac{\phi_{rt} * \pi}{4}$$

$$F_{st} = 3,6 \frac{N}{mm^2} * \frac{(24 mm)^2 * \pi}{4}$$

$$F_{st} = 1628,6 N$$

Donde:

F_{st} = Fuerza en el cilindro trasero (N)

ϕ_{rt} = Diámetro cilindro trasero (mm)

Distribución de presiones generadas por la bomba de freno

La función que debe desarrollar cada bomba de freno es la de transformar la fuerza aplicada por el conductor en el pedal de freno en presión, la cual se transmitirá a través del sistema hidráulico.

Para hallar la presión generada por la bomba de freno suponemos que los líquidos son totalmente incompresibles y los conductos son infinitamente rígidos, con todo ello tendremos que la presión generada por la bomba de freno es:

$$P_{bd} = \frac{F_{sd}}{A_b} \quad P_{bt} = \frac{F_{st}}{A_b}$$

$$P_{bd} = \frac{4 * 6514,41 N}{\pi * (21 mm)^2} \quad P_{bt} = \frac{4 * 1628,6 N}{\pi * (21 mm)^2}$$

$$P_{bd} = 18,81 \frac{N}{mm^2} \quad P_{bt} = 4,70 \frac{N}{mm^2}$$

Donde:

P_b

= Presión hidráulica generada por la bomba

A_b = Área del pistón dela bomba

d. Simulación de los sistemas en un software de diseño CAD-CAE Autodesk inventor.

d1. Sistema de suspensión

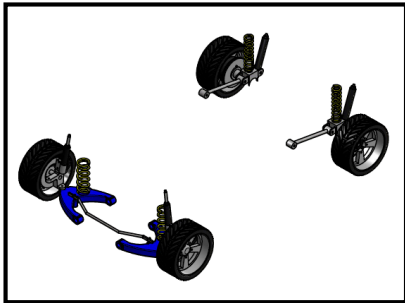


Figura 16: Sistema de suspensión

Elaborado por: Quishpe, A y Toapanta, S.

d2. Sistema de dirección

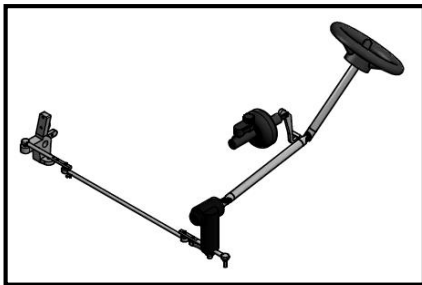


Figura 17: Sistema de dirección

Elaborado por: Quishpe, A y Toapanta, S.

d2. Sistema de frenos

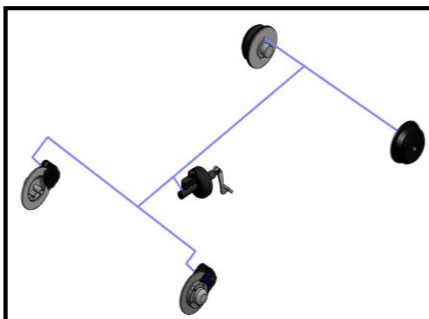


Figura 18: Sistema de frenos

Elaborado por: Quishpe, A y Toapanta, S.

V. CONCLUSIONES

CONCLUSIONES

- Se ha realizado el diseño, selección e implementación de los sistemas de suspensión, dirección y frenos, mediante parámetros de diseño, normas SAE y seleccionando adecuadamente los elementos mecánicos que van a estar en funcionalidad con el vehículo blindado 4x4.
- Con el software Autodesk Inventor se pudo construir los sistemas, llevarlos a un análisis de fuerza y simularlos para determinar su funcionamiento con condiciones reales.
- Se logró un comportamiento excelente en los sistemas brindando al conductor confort en la suspensión, maniobrabilidad en la dirección, seguridad al momento de frenar, también haciendo espacio suficiente en los sistemas para poder blindar las partes más susceptibles a daños por medio de armas.

VI. RECOMENDACIONES

- Se debe realizar un mantenimiento preventivo a los sistemas de suspensión, dirección y frenos para no tener inconvenientes con el vehículo blindado 4x4 ya que si se daña algunos de estos sistemas puede ser muy perjudicial para los ocupantes ya que el vehículo está

diseñado para brindar seguridad a los ocupantes.

- Es necesario reducir la cantidad de masas de cargas vivas y cargas muertas del vehículo blindado 4x4, lo cual contribuiría a una mejora sustancial de su comportamiento de los sistemas.
- Es necesario utilizar software de diseño mecánico como Autodesk Inventor el que fue utilizado en este caso para simular el comportamiento de los sistemas en condiciones más cercanas a la realidad, también existen otros programas que se pueden utilizar, eso depende del desenvolvimiento de cada estudiante.
- Para un proceso similar a este trabajo se recomienda un estudio muy detallado con normas de seguridad internacional, tener en cuenta que los elementos mecánicos existan en el mercado nacional, también calcular bien el centro de gravedad ya que es un parámetro muy importante, como también saber exactamente el peso que va a soportar el vehículo blindado 4x4.

VII. BIBLIOGRAFÍA

- Luque, P., Álvarez, D., & Vera, C. (2008). *Ingeniería del Automóvil, Sistemas y Compartamiento*

Dinámico. Madrid: Thomson Editoriales.

- Milliken, W., & Milliken, D. (1995). *Race Car Vehicle Dynamics*. Madrid: SAE International.

VIII. NETGRAFÍA

- Meganeboy, D. (16 de Febrero de 2014). *Aficionados a la Mecánica*. Obtenido de Aficionados a la Mecánica:
<http://www.aficionadosalamecanica.net/frenos-3.htm>
- Meganeboy, D. (27 de Enero de 2014). *Aficionados a la Mecánica*. Obtenido de Aficionados a la Mecánica:
<http://www.aficionadosalamecanica.net/suspension3.htm>
- Meganeboy, D. (12 de Enero de 2014). *Aficionados a la Mecánica*. Recuperado el 10 de Febrero de 2014, de Aficionados a la Mecánica:
<http://www.aficionadosalamecanica.net/direccion.htm>

BIBLIOGRAFÍA



Alex Quishpe, nació en la ciudad de Quito, Ecuador. Es Ingeniero Automotriz, estudio

en la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE - Latacunga, presta sus servicios profesionales en sistemas automotrices.



Franklin Toapanta, nació en la ciudad de Quito, Ecuador. Es Ingeniero Automotriz, estudio

en la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE - Latacunga, presta sus servicios profesionales en sistemas automotrices.



William Bonilla, nació en la ciudad de Salcedo, Ecuador. Es Ingeniero

Mecánico en la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo-Riobamba, dispone estudios de Posgrado en Gestión de Energías, Docente tiempo parcial en la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE-Latacunga.



Víctor Zambrano, nació en la ciudad de Quito, Ecuador. Es Ingeniero Automotriz, Máster

en Gestión de la producción estudios de posgrado en Autotrónica, Sistemas Automotrices, Docente tiempo parcial en la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE – Latacunga.

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS ESPE

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

CERTIFICACIÓN

Se certifica que el presente trabajo fue desarrollado por los señores Alex David Quishpe Sacancela y Franklin Stalin Toapanta Paca bajo mi supervisión.

Latacunga, Noviembre de 2014

Ing. William Bonilla
DIRECTOR

Ing. Víctor Zambrano
CODIRECTOR

Ing. Juan Castro Clavijo
EL DIRECTOR DE CARRERA
INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

Dr. Freddy Jaramillo Checa
SECRETARIO ACADÉMICO
UNIDAD DE ADMISIÓN Y REGISTRO