

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MINI AUTO CON PUERTA BASCULANTE PARA UNA PERSONA.

¹Guido Torres /²Henry Iza/³Rodrigo Molina/⁴Diego Pérez

*Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE
Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica
Quijano y Ordoñez y Marqués de Maenza s/n*

1grtorres@espe.edu.ec, 2hhiza@espe.edu.ec,
3rdmolina4@hotmail.com, 4ferchodiego000@live.com

RESUMEN

El proyecto consiste en diseñar y construir un mini auto personal que cumpla con las características y normas de funcionamiento como es seguridad, confort. El diseño y análisis del vehículo automotor personal se realizó mediante el software SolidWorks 2014, el cual permite verificar que los diferentes elementos mecánicos cumplan con un adecuado factor de seguridad, permitiendo y asegurando así el correcto funcionamiento del prototipo. El mini auto está conformado por un bastidor tubular con sus respectivas triangulaciones, un sistema de suspensión que garantiza el correcto desempeño del mini auto en ciudad, dos llanta trasera de tracción y dos llantas delanteras que permiten direccionar al vehículo, carrocería elaborada en fibra de vidrio, un motor de combustión interna de 110 cc refrigerado por aire, un parabrisas 53x53 cm de espesor, un sistema de dirección mecánico, y un sistema de transmisión por cadena.

Palabras clave:

- Vehículo puerta basculante
- Mini autos - diseño y construcción
- Vehículo unipersonal

ABSTRACT

The project is to design and build a mini personal car for street which has great agility and meets the characteristics and performance standards such as safety, comfort. The design and analysis of motor vehicle staff was performed using SolidWorks 2014 software, which verifies that the different mechanical elements comply with appropriate safety factor, enabling and ensuring the proper operation of the vehicle. The mini car consists of a tubular frame with their triangulations, a suspension system that ensures the proper performance of the mini car in town, two rear wheel drive and two front wheels which allow addressing the vehicle body made of fiberglass an internal combustion engine of air-cooled 110 cc, a windshield 53x53 cm thick, a mechanical steering system, and a chain drive system.

Keywords:

- Overhead door vehicle
- Design and construction
- Unipersonal vehicle

I. INTRODUCCIÓN

Este proyecto brinda la oportunidad de investigación e innovación tecnológica en nuestro país

acerca de la producción de autos unipersonales por la problemática de congestión vehicular en las ciudades urbanas. La mayoría de vehículos que se movilizan en el perímetro urbano desperdician la capacidad de pasajeros total, ya que se movilizan personas solas en una distancia corta a una velocidad promedio de 50 Km/h, por esta razón la construcción de este prototipo es importante ya que podrá dar una solución a la congestión vehicular, reduciendo la contaminación ambiental por su pequeñas dimensiones y bajo consumo de combustible.

Las características fundamentales del mini auto son:

- Amigable con el medio ambiente.
- Menor espacio físico utilizado.
- Disminución del tiempo de traslado.
- Movimientos ágiles en espacios reducidos.
- Estructura tubular, resistente a fuerzas aplicadas desde el exterior.

Posee un motor de cuatro tiempos, mono cilíndrico de 125cc de 10kW de potencia, tres cambios de marcha hacia delante y una trasera.

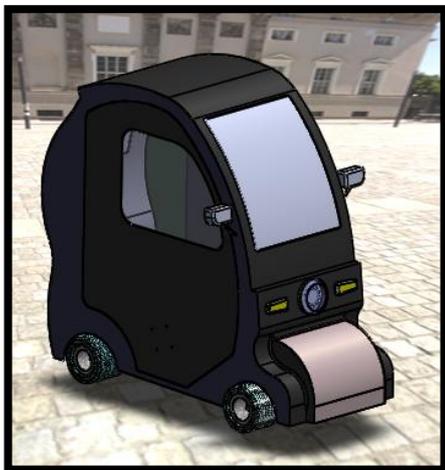


Figura 1. Diseño del mini auto.

En la figura 1, muestra el diseño del mini auto con puerta basculante para posteriormente realizar los diferentes análisis de diseño.

II. DESARROLLO

A. PARÁMETROS DE DISEÑO Y TRANSFERENCIA DE MASA

Para el diseño del mini auto se estableció una distancia entre ejes de 0,953m y una distribución de pesos de 40-60 la cual ayudará a mejorar la tracción y estabilidad del prototipo.

Se analiza transferencia de masa durante frenada y aceleración para poder determinar los esfuerzos a las que está sometida la suspensión.

a. Aceleración

Para realizar el cálculo de transferencia de masa durante la aceleración, ocuparemos la siguiente formula extraída de (MILLIKEN & MILLIKEN, 1995).

$$W_a = \frac{a * w * h}{l}$$

Dónde:

W_a = Transferencia de masa

a = Aceleración

w = Peso total del vehículo

h = Altura del piso al centro de gravedad

l = Distancia entre ejes

$$W_a = 129.6 N$$

La carga sobre el eje posterior.

$$w_t = 163.46 kg$$

b. Frenada.

Se debe determinar la distancia de frenado.

$$d_f = 13.8 \text{ m}$$

La desaceleración máxima es:

$$a_f = 11.74 \text{ m/s}^2$$

Por lo tanto la transferencia de masa durante el frenado se realiza con la siguiente fórmula:

$$w_f = 845.28 \text{ N}$$

Sobre el eje delantero:

$$w_f = 225 \text{ kg}$$

Sobre el eje trasero:

$$w_f = 13.02 \text{ kg}$$

Análisis de la suspensión frontal superior.

Este análisis se realizó con la mayor fuerza que soportará la suspensión posterior en una frenada brusca, con los siguientes resultados.

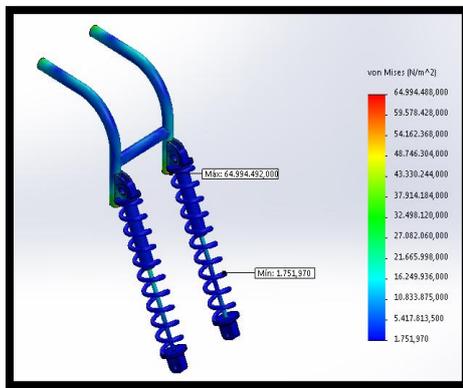


Figura 2. Tensiones de la suspensión frontal superior.

En la figura 2 se observa la tensión máxima que va a estar sometida la suspensión posterior que va a ser de 64,99 MPa, el cual se produce en la zona inferior de las horquillas, encontrándose por debajo del límite de fluencia del material que es de 450 MPa, por lo que el diseño de la suspensión frontal es seguro y se ha

seleccionado correctamente el material.

Análisis de la suspensión frontal inferior.

La fuerza máxima que va a soportar la mesa de suspensión inferior es cuando exista frenada brusca, la mesa constantemente va a tener una carga adicional constante por lo que el amortiguador tiene apoyo en esta mesa.

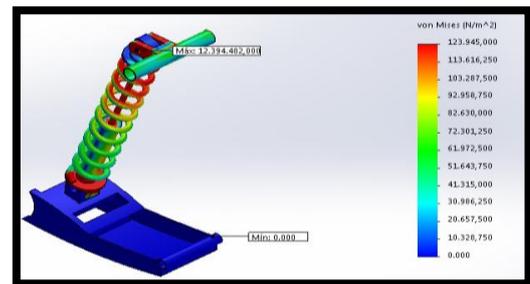


Figura 3. Tensión de la suspensión frontal inferior

En la figura 3 se analiza la tensión máxima que va a estar sometida la suspensión inferior frontal que es de 12,39 MPa, que se produce en la zona superior del con junto conector de la suspensión posterior, el cual se encuentra por debajo del límite de fluencia del material que es de 250 MPa, lo que nos indica que el material y el diseño han sido escogidos correctamente.

B. DISEÑO DEL BASTIDOR

Para el diseño y análisis estático del bastidor se necesita tener presente varios aspectos indispensables como son:

- Espacio para la cabina del conductor.
- Soporte para la suspensión.
- Ubicación del motor.

- Soporte para el sistema de dirección.
- Distancia entre ejes.

Establecidos la geometría del prototipo y las cargas que va a soportar los materiales que se encuentran en el medio, se procede al cálculo de los esfuerzos, factor de diseño, deformaciones de los diferentes elementos.

Para la distribución de pesos dentro del bastidor, se colocó todos los pesos de cada sistema en el centro del bastidor, además con esta distribución ayudamos a la tracción del mini auto que va a tener un motor de combustión interna de 110 cc y tracción posterior mediante cadena.

a. Análisis de esfuerzos en el bastidor

Determinación de fuerza sobre el eje delantero bajo un factor crítico de carga.

$$F_1 = F_t x \frac{d}{b}$$

Dónde:

F_1 = Fuerza sobre el eje delantero bajo el factor crítico del 30%.

F_t = Determinación de fuerza total.

d = Distancia del eje posterior hacia el centro de gravedad.

b = Distancia mínima entre ejes.

$$F_1 = 2025.66 N x \frac{722.27 mm}{954.1 mm}$$

$$F_1 = 1533.46 N$$

Determinación de fuerza sobre el eje posterior bajo un factor crítico de carga.

$$F_2 = F_t x \frac{b - d}{b}$$

$$F_2 = 2025.66 N x \frac{231.86 mm}{954.1 mm}$$

$$F_2 = 492.264 N$$

Fuerza generada por transferencia de masas en frenada brusca para el eje delantero.

$$m_f^d = 396.20 kg$$

Dónde:

F_3 = Fuerza generada por transferencia de masas en frenada brusca para el eje delantero

m_f^d = Carga eje delantero frenado brusco

g = Gravedad

$$F_3 = 396.20 kg * 9.8 \frac{m}{s^2}$$

$$F_3 = 3882.76 N$$

Fuerza generada por transferencia de masas en frenada brusca para el eje posterior

$$m_f^p = 228.87 kg$$

Dónde:

m_f^p = Carga eje posterior frenado brusco

F_4 = Fuerza generada por transferencia de masas en frenada brusca para el eje posterior

g = Gravedad

$$F_4 = 228.87 kg * 9.8 \frac{m}{s^2}$$

$$F_4 = 2242.826 N$$

Fuerza generada por transferencia de masas en curva a 0 grados eje delantero

Dónde:

$m_{curva\ eje\ del.}$ = Masa en curva eje delantero

F_5 = Fuerza generada por transferencia de masas en curva a 0 grados eje delantero

g = Gravedad

$$m_{curva\ eje\ del.} = 276.66\ kg$$

$$F_5 = 276.66\ kg * 9.8\ \frac{m}{s^2}$$

$$F_5 = 2711.268\ N$$

Análisis de la estructura del bastidor

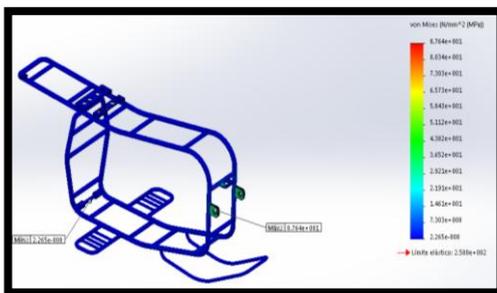


Figura 4. Análisis de esfuerzo máximo principal del bastidor (Análisis estático.)

Como se observa en la figura 4, la estructura tubular soporta un esfuerzo máximo de 87.64 MPa, la cual se produce en la zona de bases de la suspensión delantera y el material con el que fue fabricado alcanza un límite elástico de 290 MPa que constituye el material utilizado ASTM – A 500, por lo que el diseño del bastidor es seguro y se ha seleccionado correctamente el material.

C. DISEÑO DE LA DIRECCIÓN

Para el diseño de la dirección

primeramente se seleccionó el tipo de sistema a implementar que sea confiable, ágil en su respuesta. Por sus dimensiones reducidas y el peso que va a tener el mini auto.

Se implementó una dirección mecánica de cuadrón por lo que no es complejo y no ocupa mucho espacio para nuestro propósito.

a. Análisis de esfuerzos en la dirección

Principio de ackerman

Teniendo en cuenta que el radio de giro mínimo en los vehículos suele ser aproximadamente el doble de la distancia entre ejes: $R = 2 b$.

$$\frac{1}{\tan Ave} - \frac{1}{\tan Avi} = \frac{a}{b}$$

Dónde:

Ave = Angulo de viraje exterior

Avi = Angulo de viraje interior

Ax = Angulo de desviación angular

a = Ancho de vía

b = Distancia entre ejes

$$\text{tg}(Avi) = \frac{2b}{4b - a}$$

$$\text{tg}(Avi) = \frac{2(0.954)}{4(0.954) - 0.577}$$

$$Avi = 35^\circ$$

$$\text{tg}(Ave) = \frac{2b}{4b + a}$$

$$\text{tg}(Ave) = \frac{2(0.954)}{4(0.954) + 0.577}$$

$$Ave = 21^\circ$$

Análisis de la estructura de la dirección

La mayor fuerza se generara en la maniobra de frenada brusca, maniobra de curva con una inclinación de 0° grados, así como la carga soportada

por su distribución de pesos, comportamientos de estos efectos serán simulados en SolidWork en el análisis de las siguientes figuras:

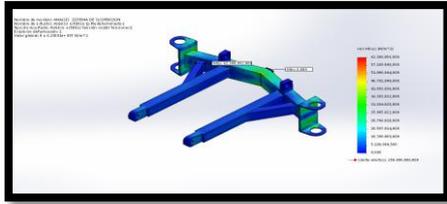


Figura 5. Análisis sistema base dirección, Análisis Estático-Tensiones

En la figura 5, se puede apreciar el esfuerzo máximo en el tren de dirección que se produce en la zona cercana al montaje del pin de la mangueta de dirección, con un valor de 62.388 MPa, el cual se encuentra por debajo del límite de fluencia que ofrece el material empleado 290 MPa que constituye el acero estructural de tubo cuadrado ASTM – A 500.

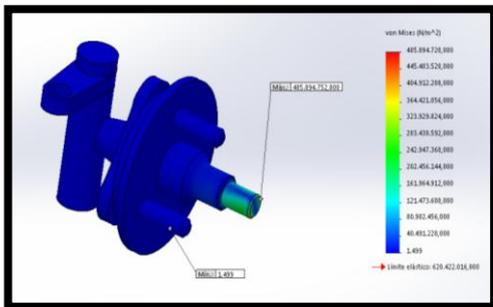


Figura 6. Análisis de esfuerzo principal máximo conjunto mangueta-eje Análisis estático

En la figura 6, se muestra el esfuerzo máximo del conjunto mangueta-eje, se produce en la punta del eje, cercano a la parte final del eje, su valor es de 485.89 MPa, por lo que se encuentra por debajo del límite de fluencia del material que ofrece el material empleado (620.4 MPa), Acero Aleado (SS).

D. DISEÑO DEL FRENO

El sistema de frenos está conformado por un disco, caliper, bomba, pastilla, cables de freno, manguera de fluido hidráulico, se encuentra acoplado al eje trasero del mini vehículo, cumple con las normas de seguridad para el conductor.

Análisis matemático del freno

a. Resistencia al avance por rodadura.

$$f_r = 0,019$$

$$F_r = 0,019 * 180 \text{ kg} * 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$F_r = 33,516 \text{ N}$$

b. Resistencia aerodinámica

$$F_{xa} = \frac{1}{2} \rho * C_x * A_f * V^2$$

Dónde:

ρ = Densidad del aire [kg/m^3]

C_x = Coeficiente aerodinámico del vehículo, depende de su geometría.

A_f = Área frontal del vehículo [m^2].

V = Velocidad de circulación [m/s].

$$\rho = 2,25 \text{ kg}/\text{m}^3$$

$$C_x = 0,4^{20}$$

$$A_f = 1,7672 \text{ m}^2$$

$$V = 50 \frac{\text{km}}{\text{h}} = 13,8 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

$$F_{xa} = \frac{1}{2} 2,25 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0,4 * 1,7672 \text{ m}^2 * (13,8 \frac{\text{m}}{\text{seg}})^2$$

$$F_{xa} = 151,68 \text{ N}$$

c. Efecto rampa pendiente.

$$F_g = m * g * \sin \theta$$

$$\sin \theta = 60^\circ$$

$$F_g = 180 \text{ kg} * 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} * \sin(60^\circ)$$

$$F_g = 1527.668 \text{ N}$$

d. Fuerza de frenado.

$$F_r + F_{xa} + F_g + F_f = m * a$$

Despejando F_f de la ecuación anterior, se tiene:

$$F_f = (m * a) - F_r - F_{xa} + F_g$$

$$F_f = 1547.132 \text{ N}$$

Análisis de fuerza aplicadas al disco de freno

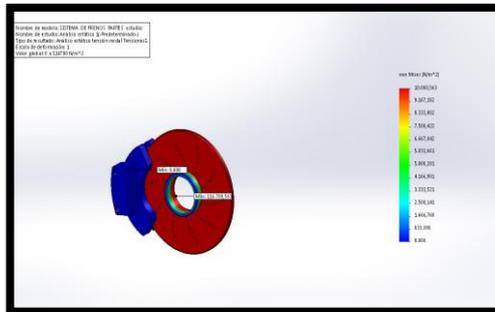


Figura 7. Análisis de esfuerzos de Von Mises en el sistema de freno (Análisis estático).

En la figura 7, el esfuerzo máximo en el disco de freno se produce en toda la parte circular del disco, su valor es de 11.67 MPa, por lo que se encuentra por debajo del límite de fluencia del material, que ofrece el material empleado (620.4 MPa), Acero Aleado (SS).

E. ANÁLISIS DEL EJE DE TRANSMISIÓN

Momento generado en la velocidad angular de la catalina da un valor de:

$$\omega_{cat} = \text{Velocidad angular de la catalina}$$

$$\omega_{cat} = 1446.50 \text{ rpm}$$

El cálculo de la velocidad angular del piñón se expresa en la siguiente expresión:

$$\frac{\omega_p}{\omega_{cat}} = \frac{D_{cat}}{D_p}$$

- $D_p = \text{diametro del piñon}$
- $D_p = 0.013\text{m}$

$$\frac{\omega_p}{1446.50\text{rpm}} = \frac{176\text{mm}}{133\text{mm}}$$

$$\omega_p = 1914.165\text{rpm}$$

Análisis de esfuerzos generados en la catalina

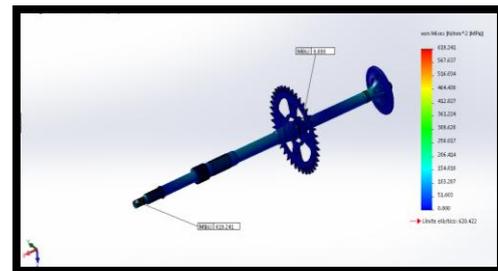


Figura 8. Análisis de esfuerzos de Von Mises en el eje de transmisión (Análisis estático).

La figura 8, muestra el esfuerzo máximo del eje de transmisión se produce en la zona de punta del eje posterior, es decir que la fuerza producida por una frenada brusca más la fuerza generada por la acción de una curva dan como resultado un esfuerzo considerable en este punto, con un valor 619.242 MPa, el cual se encuentra por debajo del límite de fluencia del material empleado (620 MPa.), Acero aleado tipo SS.

F. DISEÑO DE LA CARROCERÍA

Para el diseño de la carrocería se

debe tomar en cuenta dos conceptos principales como son:

- Sustentación: es la diferencia de presiones entre la parte inferior y superior del vehículo.
- Arrastre: mover el vehículo a través del aire.

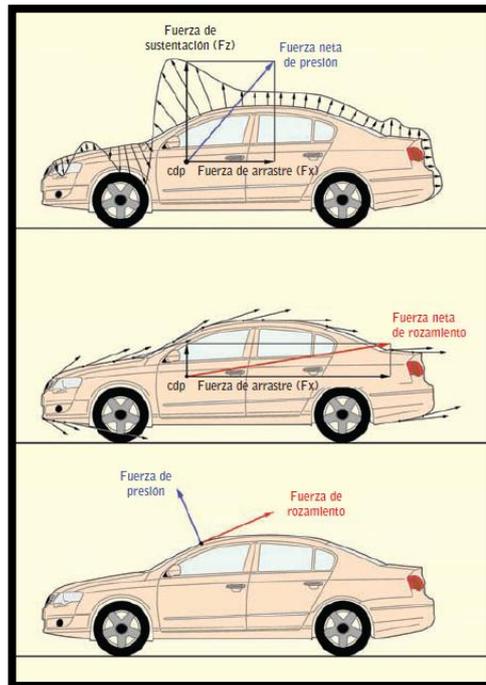


Figura 9. Fuerza aerodinámica en vehículos
Fuente: (Technical Courses)

Coefficiente de sustentación:

$$C_L = -0.971$$

Coefficiente de arrastre:

$$C_D = 2.942$$

Con los resultados obtenidos podemos ubicar al mini auto como un automóvil genérico, con un coeficiente de sustentación mejorado por lo que se tiene característica de un vehículo de uso urbano.

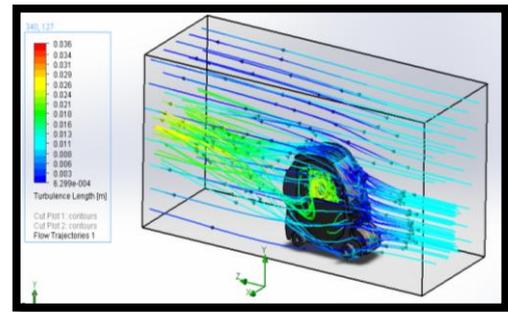


Figura 10. Flujo de aire a través del vehículo

En la figura 10 se muestran movimiento del fluido en forma de líneas y flechas por donde circula el aire en todo el mini auto.

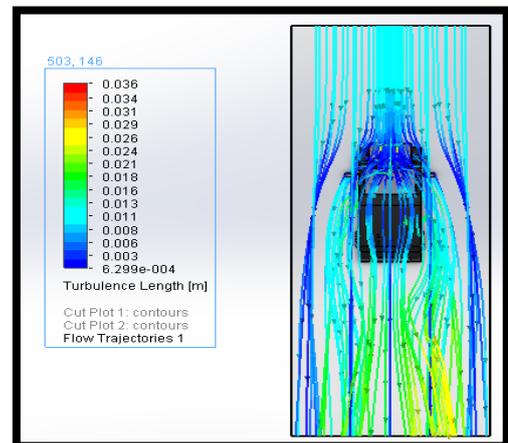


Figura 11. Movimiento del fluido en forma de líneas y flechas vista lateral –Vista superior.

En la figura 11, se puede apreciar de manera clara que en la parte posterior del mini auto se tiene un flujo turbulento y caótico ya que las líneas de flujo no siguen la trayectoria de la forma del vehículo motivo por el cual se tiende a frenar.

III. ANÁLISIS DE RESULTADOS

- En el vehículo automotor personal se logró conseguir una adecuada y correcta visibilidad que permita al conductor un manejo cómodo, seguro, además con gran agilidad y

- maniobrabilidad.
- Se ha logrado conseguir un comportamiento satisfactorio y desplazamiento adecuado de la suspensión del mini auto para la conducción en zonas urbanas.
 - Las pruebas de funcionamiento realizadas en el mini auto permitieron determinar el eficiente trabajo realizado en el diseño y la construcción logrando así fiabilidad y eficiencia en el manejo.

IV. CONCLUSIONES

- Se diseñó y construyó un vehículo automotor personal con estructura tubular, carrocería en fibra de vidrio y acrílico que cumple con los parámetros de diseño establecidos.
- El diseño del bastidor del mini auto es seguro, los valores de tensiones generados están por debajo del límite elástico del material, obteniendo así un factor de seguridad mínimo de 2,85.
- El mini auto a pesar de sus cortas dimensiones, tiene una fácil accesibilidad para el conductor debido a su puerta basculante y volante desmontable.

V. BIBLIOGRAFÍA

- Miliken, W.F (1995). Race car vehicle dynamics. U.S.A: Warrendale.
- Katz, J. (1995) Race Car Aerodynamics: Designing for speed. Cambridge: Bentley Publishers.
- Álvarez, A. F., & Jaramillo Madrid, G. A. (2009). *Diseño y construcción de un vehículo tipo buggy*. Recuperado el Jueves de Octubre

de 2014, de
www.repositoriouniversidaddechimb
borazo.com

BIOGRAFÍA



Guido Torres, nació en Alausí provincia de Chimborazo. Se graduó como Ingeniero Mecánico en la Escuela Superior Politécnica del Chimborazo – Ecuador, Magister en Docencia y Administración Educativa, Magister en Gestión de Energía, Actualmente se desempeña como docente del departamento de ciencias de la Energía y Mecánica, en el área de Diseño y Mecánica Computacional de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE en la ciudad de Latacunga.



Henry Iza, nació en Quito, Ecuador, Es Ingeniero Automotriz, dispone estudios de posgrado en Autotrónica, Docencia Universitaria, Cursando una Maestría en Sistemas Automotrices. Docente tiempo parcial de la ESPE desde el 2010.



Rodrigo D. Molina R. nació en la ciudad Quito, Ecuador. Egresado de la carrera de Ingeniería Automotriz en la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE. Actualmente presta sus servicios en el taller Automotriz Auto Mecano del Sur de la ciudad de Latacunga – Ecuador.



*Diego Fernando
Pérez Quevedo.
Nació en la ciudad
Latacunga,
Ecuador.
Egresado de la
carrera de
Ingeniería
Automotriz en la
Universidad de las Fuerzas Armadas
ESPE. Prestó sus servicios como
Asistente Técnico de Mecánica en
ASSA. Latacunga.*