

Análisis de la metodología de ingeniería concurrente para la implementación del tren motriz para un Prototipo Biplaza Urbano

Aguas Luis¹; Ugeño Denis²; Chiliquina Edwin³ Edision Criollo⁴, Cristian Guachamin⁵

¹ Empresa Aguasoft, Quito-Ecuador, aguasoft@live.com

² Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE-Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica, Ecuador, dmarceft@yahoo.com

³ Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE-Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica, Ecuador, eomar1chiliquina@gmail.com

Instituto Tecnológico Superior Vida Nueva, edison.criollo@istvidanueva.edu.ec
Instituto Tecnológico Superior Vida Nueva, cristian.guachamin@istvidanueva.edu.ec

Resumen: Analizando la topografía de la ciudad de Latacunga y aplicando la ingeniería concurrente, se implementó el tren motriz en la nueva carrocería auto portante del prototipo biplaza, se efectuó el cálculo de cada una de las fuerzas resistivas que se oponen al movimiento con la finalidad de determinar la potencia necesaria que requiere el tren de propulsión para vencer dichas fuerzas, seguido del cálculo matemático para la validación de los órganos mecánicos restantes (caja de cambios, sistema de embrague) que conforma el tren motriz para empezar con el proceso de ensamblaje conjuntamente con los sistemas automotrices. Para finalizar se ejecutó un protocolo de pruebas de ruta, evaluando la funcionalidad, eficiencia, comportamiento de todos los componentes que conforma el tren motriz, por otro lado, se calibró y se comprobó el correcto funcionamiento del control inteligente de velocidad para que el prototipo biplaza pueda circular sin ningún inconveniente por la ciudad de Latacunga, naciendo un transporte urbano alternativo.

Palabras clave: Control inteligente de velocidad, Ingeniería concurrente, prototipo biplaza, Tren motriz.

Analysis and Application of the Concurrent Engineering Methodology for the Implementation of the Motor train for an Urban Biplaza Prototype for the City of Latacunga

Abstract: Analyzing the topography of the city of Latacunga and applying concurrent engineering, powertrain was implemented in the new auto body of the prototype two-seater, it was calculated each of the Resistive forces that oppose movement in order to determine the necessary power required by the propulsion train to overcome these forces, followed by the mathematical calculation necessary for the validation of the remaining mechanical components (gearbox, clutch system) that forms the power train to begin the assembly process in conjunction with the automotive systems. As the vehicle is specifically for the urban area of the city of Latacunga where speed is limited by the national transit agency, intelligent speed control was designed and built.

Calibrated and verified the correct operation of the intelligent speed control so that the two-seater prototype can circulate without any inconvenience by the city of Latacunga, creating an alternative, comfortable environmentally friendly urban transportation.

Keywords: Smart speed control, concurrent engineering, prototype Biplaza, Powertrain.

1. INTRODUCCIÓN

En la ciudad de Latacunga existen problemas de movilidad y congestión vehicular, en el centro histórico y su periferia se ubica el problema más grave, debido a que la movilidad, es extremadamente limitada, los niveles de congestión son muy elevados, sus calles y aceras son muy estrechas, consecuencia de esto se ve la necesidad de implementar un vehículo pequeño, ligero y confortable, aplicando la ingeniería concurrente y la casa de la calidad, traduciendo las demandas de los usuarios (voz del cliente) en requerimientos técnicos del producto, se implementó el tren motriz en la nueva carrocería auto portante del prototipo biplaza urbano.

La potencia del tren de propulsión, está sujeto a una serie de factores, tales como la resistencia a la rodadura R_r , resistencia por pendiente R_p , resistencia por inercia R_j y la resistencia por el aire R_a , fuerzas resisitivas que tiene que vencer el prototipo para iniciar el movimiento. (Domínguez & Ferrer, Sistemas de transmisión y frenado, 2012).

Teniendo en cuenta de que el prototipo Biplaza es específicamente para la zona urbana de la ciudad de Latacunga, donde el límite de velocidad establecida por la Agencia Nacional de Tránsito es de 50 Km/h, se planteó el diseño y la construcción de un control inteligente de velocidad con la finalidad de limitar la velocidad del vehículo, impidiendo superar la velocidad mientras lo decida el conductor, ayudando a proteger la vida de los ocupantes del vehículo.

Según (Walgor TM G2) “el control inteligente de velocidad induce en gran parte en el ahorro de combustible”, al mantener una misma velocidad no es necesario estar acelerando y frenando con tanta frecuencia, que al conducir a alta velocidad, evitando el desgaste prematuro del sistema de frenos.

El prototipo Biplaza al ser un vehículo pequeño y ligero, requiere un menor esfuerzo mecánico para ser impulsado, optimizando la demanda energética y a la vez transformándose en un transporte alternativo.

2. METODOLOGÍA

2.1 Cálculo de las fuerzas resisivas que se oponen al movimiento y de la potencia del tren de propulsión

Para determinar el valor de las fuerzas resisivas que se oponen al movimiento y de la potencia necesaria del tren de propulsión del prototipo biplaza se aplicaron las ecuaciones obtenidas de (Cascajosa, 2005)

a. Resistencia por rodadura R_r

Cuando un vehículo se pone en movimiento, se produce en él una resistencia a rodar que genera una fuerza de rodadura (R_r). La fuerza de Resistencia a la rodadura depende de los siguientes factores: peso a soportar por la rueda, tipo de terreno por el que se desplaza el vehículo, dimensiones del neumático. (Domínguez & Ferrer, 2012)



Figura 1 Resistencia a la rodadura

Según (Cascajosa, 2005) la ecuación para calcular la Resistencia por rodadura esta expresada por la ecuación 1

$$R_r = f * P \quad (1)$$

Donde:

R_r = Resistencia a la rodadura(N).

f = Coeficiente de rodadura($\frac{kgf}{t}$).

P = Peso del vehículo(T).

b. Resistencia por pendiente R_p

1. aguaszoft@live.com
2. dmarceft@yahoo.com

3. Egresado de la Carrera de Ingeniería Automotriz en la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPEL; comar1chiliquinga@gmail.com

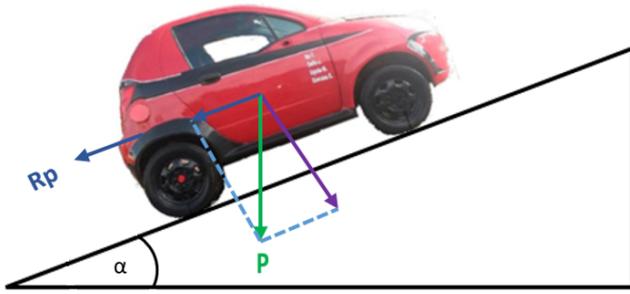


Figura 2 Fuerzas que intervienen en el ascenso por pendiente

Como afirma (Cascajosa, 2005) la Resistencia a la pendiente se la puede determinar utilizando las ecuaciones 2 y 3 (págs. 20-21).

$$R_p = P * \text{sen } \alpha \quad (2)$$

$$R_p = 10 \cdot P \cdot x \quad (3)$$

Donde:

R_p = Resistencia por pendiente(N).

P = Peso del vehículo(t).

α = Ángulo de la pendiente(grados).

x = Porcentaje de inclinación de la pendiente.

c. Resistencia por inercia R_j

La resistencia por inercia se debe a un fenómeno físico conocido como la inercia de los cuerpos en rotación. Esto significa que varias partes de la cadena cinemática (árbol de leva y cigüeñal, disco de embrague, árbol de transmisión, etc.) tienen una inercia proporcional a su masa que tiende a frenar su propio movimiento de rotación. (Rafael & Zavala, Selección del Tren Motriz de Vehículos Pesados (carga y pasajeros) destinados al servicio público federal, 1999).

De acuerdo con (Cascajosa, 2005) “se origina con el incremento de velocidad y se la puede determinar aplicando las ecuaciones 4 y 5”.

$$j = \frac{v_2 - v_1}{t} \quad (4)$$

$$R_j = \frac{1000 \cdot P \cdot j}{9,81} \quad (5)$$

Donde:

R_j = Resistencia por inercia(N).

j = es la aceleración para adelantar a otro vehículo($\frac{m}{s^2}$).

v_2 = Velocidad inicial ($\frac{m}{s}$).

v_1 = Velocidad final ($\frac{m}{s}$).

t = Tiempo invertido para pasar de v_1 a v_2 (s).

P = Peso del vehículo(T).

d. Resistencia por el aire R_a

Según (Cascajosa, 2005) Para calcular la R_a se emplea formulas empíricas obtenidas con la ayuda de ensayos en túneles. Intervienen: carrocería, presión, temperatura, sección transversal máxima del vehículo y fundamentalmente la velocidad.

El valor de la resistencia por aire viene dada por:

$$R_a = k * s * v^2 \quad (6)$$

Donde:

R_a = Resistencia al aire (N).

k = Coeficiente del aire ($\frac{s^2}{m^4}$).

v = Velocidad del vehículo ($\frac{m}{s}$).

k se ha desglosado de la formula principal, obteniendo la siguiente ecuación

$$k = \delta * \frac{C}{2g} \quad (7)$$

Donde:

δ = peso específico del aire en condiciones normales ($\frac{kg}{m^3}$).

C = constante.

El valor de C en turismos está situado entre 0,25 y 0,7. La superficie frontal del vehículo sobre la que incide el aire (S), se obtiene de forma aproximada, multiplicando el ancho por el alto del vehículo, obteniendo la siguiente ecuación.

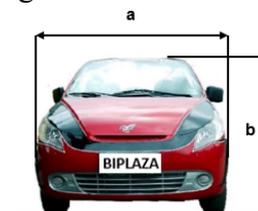


Figura 3 Variables para el cálculo de la superficie expuesta al viento

$$S = 0,8 * a * h \quad (8)$$

Donde:

S = Superficie expuesta al viento (m^2)

a = Ancho (m)
 h = Alto (m)

2.2 Cálculo de la Potencia del motor

El cálculo de la potencia del tren de propulsión se lo realiza aplicando la ecuación 9

$$W_m = (R_r + R_a) \cdot v \quad (9)$$

Donde:

R_a = Resistencia al aire (N)

R_r = Resistencia a la rodadura (N).

v = Velocidad del vehículo ($\frac{m}{s}$).

2.3 Cálculo de la potencia para superar una pendiente de 6% a 30 Km/h

Para calcular la potencia para superar la pendiente (W_{pt}) se emplea los valores calculados de la resistencia por rodadura mas la resistencia por pendiente, despreciando el valor de la resistencia aerodinámica (el cálculo se efectua a una baja velocidad).

$$W_{pt} = (R_r + R_p) \cdot v \quad (10)$$

Donde:

R_p = Resistencia por pendiente (N)

R_r = Resistencia a la rodadura (N).

v = Velocidad del vehículo ($\frac{m}{s}$).

2.4 Cálculo de la potencia necesaria para arrancar en la pendiente de 12% a 15 Km/h

Para realizar este cálculo se toma en cuenta la resistencia por rodadura, la resistencia por pendiente más la resistencia por inercia, multiplicando por la velocidad, se desprecia la resistencia por el aire porque a velocidades bajas es relativamente pequeña

$$W_{ap} = (R_r + R_p + R_j) \cdot v \quad (11)$$

Donde:

R_p = Resistencia por pendiente (N)

R_r = Resistencia a la rodadura (N).

R_j = Resistencia por inercia (N).

v = Velocidad del vehículo ($\frac{m}{s}$).

2.5 Validación de los sistemas de transmisión

2.5.1 Disco de embrague

El dimensionado del disco de embrague, depende de la aplicación a un determinado vehículo, fundamentalmente al par a transmitir y el esfuerzo resistente (peso del vehículo). (Alonso, 2014, pág. 6)

Como plantea (Cascajosa, 2005) “aplicando los principios básicos de la mecánica se obtiene las ecuaciones para el cálculo del disco de embrague”.

$$re = \sqrt[3]{\frac{2 * M}{2 * \pi * 0,51 * P_{m\acute{a}x} * \mu * 1,7}} \quad (12)$$

$$ri = 0,7 * re \quad (13)$$

Donde:

M = Par máximo del motor (Nm)

re = Radio exterior del forro de fricción del embrague (mm)

ri = Radio interior del forro de fricción del embrague (mm)

μ = Coeficiente de rozamiento forro-volante

$P_{m\acute{a}x}$ = Presión máxima de trabajo sobre el disco (N/m^2)

Para calcular la presión entre el disco y el volante del motor, la fuerza normal (carga que el plato va a aplicar al disco) y el par de rozamiento que el disco puede soportar. Para ello, se utiliza la hipótesis de desgaste constante en donde dicha “hipótesis menciona que la presión no es contante a lo largo del radio del disco” (Tulio Piovan, 2014). Por lo tanto “admite que hay una distribución uniforme de la presión en el disco” (Frenos y embragues, 2004).

Por medio de la hipótesis se obtiene las ecuaciones 14-15-16

$$P = P_{m\acute{a}x} * \frac{ri}{re} \quad (14)$$

$$Fn = 2\pi * P_{m\acute{a}x} * ri * (re - ri) \quad (15)$$

$$Trozo = n * \mu * Fn * \frac{(re - ri)}{2} \quad (16)$$

Donde:

P = Presión entre el disco y el volante del motor (N/m²)

Fn = Fuerza normal (N)

n = Numero de caras de rozamiento

$Trozo$ = Par de rozamiento que el disco puede soportar (Nm)

Se toma en cuenta que el par de rozamiento desarrollado por el embrague ($Trozo$) debe ser mayor que el par que desea transmitir entre los dos ejes (T) (el Par Motor generado por el tren de propulsión), si el par desarrollado es insuficiente ($Trozo < T$), el embrague patina; si es excesivo ($Trozo \gg T$), generalmente implica un embrague de gran tamaño con demasiada inercia. (Ingeniería FUA, 2015)

2.5.2 Caja de cambios y diferencial

Para el cálculo de las relaciones de transmisión, se debe establecerse en función del régimen comprendidos entre el par máximo, ya que es de ahí donde se obtiene la mayor fuerza de impulsión en las ruedas y el régimen de potencia máxima. (Mezquita & Dols, 2001, pág. 6.6)

Las ecuaciones a utilizar para calcular dichas relaciones han sido obtenidas del manual de Manuel Cascajosa (Ingeniería de Vehículos Sistemas y Cálculos).

$$V_1 = \left(\frac{n'}{n}\right)^4 * Vmáx \quad (17)$$

$$V_2 = \left(\frac{n'}{n}\right)^3 * Vmáx \quad (18)$$

$$V_3 = \left(\frac{n'}{n}\right)^2 * Vmáx \quad (19)$$

$$V_4 = \left(\frac{n'}{n}\right) * Vmáx \quad (20)$$

Donde:

V_1 = Velocidad máxima en primera marcha (Km/h)

V_2 = Velocidad máxima en segunda marcha (Km/h)

V_3 = Velocidad máxima en tercera marcha (Km/h)

V_4 = Velocidad máxima en cuarta marcha (Km/h)

n' = Régimen del par máximo (RPM)

n = Régimen de la potencia máxima (RPM)

$Vmáx$ = Velocidad máxima (Km/h)

Para el cálculo de la velocidad angular máxima de la rueda en cada marcha, se aplica la ecuación 21.

$$W_{rueda} = \left(\frac{V}{R}\right) \quad (21)$$

Donde:

W_{rueda} = Velocidad angular en la rueda (rad/s)

V = Velocidad máxima en cada marcha (m/s)

R = Radio de la rueda (m)

Para calcular el Radio de la rueda, se requiere las especificaciones técnicas de la llanta y el neumático y para determinar su valor se aplica la ecuación 22.

$$\Phi_{rueda} = \Phi_{ll} + 2(\text{perfil en porcentaje} * A_b) \quad (22)$$

Donde:

Φ_{rueda} = Diámetro de la rueda (mm)

Φ_{ll} = Diámetro de la llanta (mm)

A_b = Ancho de la banda de rodadura (mm)

Para calcular la relación de transmisión de las distintas marchas, se emplea la ecuación 23.

$$i_{I-II-III-IV-V} = i_{cc} * i_{dif} \quad (23)$$

Donde:

$i_{I-II-III-IV-V}$ = Relación de transmisión de las distintas marchas

i_{cc} = Relación de desmultiplicación de la caja de cambios

i_{dif} = Relación de transmisión del diferencial

Es necesario calcular la relación de transmisión en el diferencial, debido a que influye en la desmultiplicación de las revoluciones del motor a las ruedas. Aplicando las ecuaciones obtenidas del manual de Manuel Cascajosa (Ingeniería de Vehículos Sistemas y Cálculos).

$$i_{dif} = \frac{n_2}{n_1} \quad (24)$$

$$n_2 = \frac{V_{m\acute{a}x}}{2 * \pi * R} \quad (25)$$

Donde:

n_1 = Régimen de giro máximo del motor (RPS)

n_2 = Régimen de giro en las ruedas (RPS)

$V_{m\acute{a}x}$ = Velocidad máxima (m/s)

R = Radio de la rueda (m)

La relación de desmultiplicación de la caja de cambios es la relación entre Régimen de giro máximo del motor y el régimen de giro en las ruedas en cada una de las marchas, dicha relación se calcula con la ecuación 26

$$i_{cc} = \frac{n}{n_1} \quad (26)$$

Donde:

n = Régimen de giro máximo del motor (RPM)

n_1 = Régimen de giro en las ruedas (RPM)

Según (Gil martinez, 2003) “en los turismos actuales la marcha atrás es más reducida incluso que la primera velocidad, ya que su utilización no ha de implicar desplazamientos rápidos y violentos, es por este motivo que está comprendido entre 3,2 a 3,8:1” (pág. 90).

Cabe recalcar un dato muy importante, si no hubiera la caja de cambios el par motor generado por el tren de propulsión sería igual al par resistente en las ruedas, el par resistente en las ruedas se obtiene aplicando la ecuación 27.

$$C_r = \frac{C_m}{Rt} \quad (27)$$

Donde:

C_r = Par resistente en las ruedas (Nm)

Rt = Relación de transmisión total

C_m = Par desarrollado por el motor (Nm)

2.6 Diseño del diseño del CIV

El control inteligente de velocidad tiene la función de controlar el límite de velocidad del prototipo biplaza, el mismo que está conformado por dos sistemas principales

- Sistema de control y comunicación
- Sistema de corte de inyección

El diseño de los sistemas, se desarrollaron en el software denominado Altium Designer el cual es un programa que proporciona la tecnología de diseño de PCB más avanzada que permite obtener el máximo potencial y ahorrar tiempo, la simulación del CIV se ejecuto en el software proteus el cual permite simular cualquier circuito electrónico en tiempo real.

2.6.1 Ecuaciones fundamentales para el diseño del CIV

Aplicando la ley de ohm y las ecuaciones obtenidas de (Reyes C. , 2006) , se seleccionaron e implementaron los componentes electrónicos activos en la PCB.

$$V = R * I \quad (28)$$

Donde:

R = Resistencia (Ω)

V = Voltaje (Voltios)

I = Corriente (A)

3.6.2. Potencia Eléctrica

$$P = I^2 * R \quad (29)$$

Donde:

P = Potencia (Watts)

I = Corriente (A)

R = Resistencia (Ω)

3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

3.1 Potencia del tren de propulsión del prototipo Biplaza

Al hacer uso las ecuaciones para el cálculo de las fuerzas resistivas y la potencia del tren de propulsión, en la tabla 1 se visualiza la potencia

máxima en condiciones standard a una velocidad de 120 Km/h, obteniendo un resultado de 61,59 HP, tomando en cuenta que el cálculo se realizó a plena carga.

30	6,91
35	8,38
40	9,98
45	11,76
50	13,71

Tabla 1 *Calculo de la potencia máxima en condiciones standard*

Velocidad (Km/h)	Wmáx (HP)
10	1,21
15	1,87
20	2,59
25	3,39
30	4,29
35	5,32
40	6,49
45	7,83
50	9,35
55	11,07
60	13,02
65	15,22
70	17,69
75	20,44
80	23,50
85	26,89
90	30,63
95	34,74
100	39,24
105	44,15
110	49,49
115	55,28
120	61,55

La potencia necesaria del tren de propulsión del prototipo biplaza para vencer las fuerzas resistivas al movimiento a una velocidad máxima de 50km/h es de 13,71 Hp. Tal como se observa en la tabla 2.

Tabla 2 *Potencia requerida a una velocidad de 50Km/h*

Velocidad (Km/h)	Wmáx (HP) Urbano
10	2,08
15	3,18
20	4,33
25	5,57

En la figura 4 se observa la potencia máxima en urbano (Wmáx urbano) y la potencia máxima en condiciones standard (Wmáx), el cual viene a representar la potencia del tren de propulsión antes de modificar el prototipo.

Una alternativa será optar un tren de propulsión que posea 13,80 Hp de potencia el cual dispone una motocicleta modelo Gixxer para que el prototipo pueda circular sin ningún inconveniente.

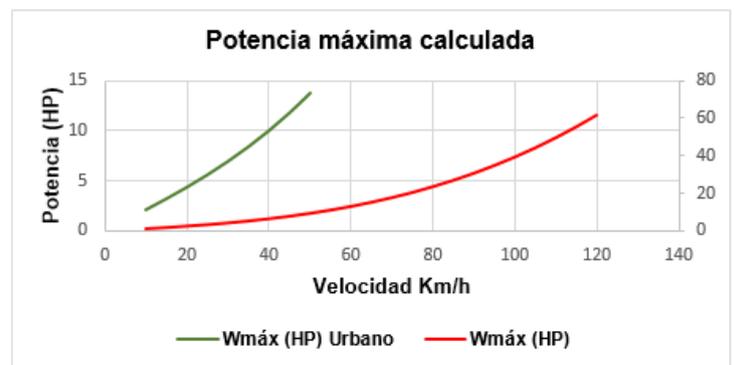


Figura 4 *Potencia máxima calculada*

La potencia máxima en condiciones standard es de 61,59 Hp, llegando a la conclusión de que es 4,48 veces que la Wmáx urbano. Por lo tanto, el tren de propulsión que dispone el prototipo tiene 63 HP de potencia, el cual es apropiado para vencer las fuerzas resistivas, en la tabla 3 se visualiza las características técnicas del tren de propulsión del Biplaza.

Tabla 3 *Características técnicas del tren de propulsión*

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DEL TREN DE PROPULSIÓN DEL PROTOTIPO BIPLAZA

Cilindrada:	1000 cc
Potencia máxima	63 Hp a 5400 rpm
Relación de compresión	9,3:1
Torque máximo	87 Nm @ 4200 rpm
Diámetro x carrera	68,5 x 72,0 mm
Tipo de encendido	Sistema de encendido directo (DIS)/ Encendido de alta energía (HEI)

Tipo de inyección de combustible MPFI
Motor 4 cilindros, 8v, SOCH

Tabla 5 Datos requeridos para la Validación de la caja de cambios

DATOS REQUERIDOS PARA LA VALIDACIÓN DE LA CAJA DE CAMBIOS	
Tracción	Delantera
Numero de marchas	5
Potencia máxima del motor	63 HP
Régimen de potencia máxima	5400 rpm
Par máximo	87 Nm
Régimen de par máxima	4200 rpm
Velocidad máxima	50 Km/h
Ruedas	175/70/R13

3.2 Dimensionamiento del disco d embrague

Aplicando las ecuaciones para el dimensionamiento del embrague, se obtuvo un diámetro exterior de 139,46 cm, en el catálogo (ZF Friedrichshafen AG, 2015) se observa el “diámetro de 184 mm con un estriado de 19 mm”, siendo el diámetro exterior adecuado del disco de embrague para el prototipo Biplaza, por lo tanto,

Según (Hormaeche de Lucas, 2015) “el par que puede, transmitir el embrague debe mayor que el que pueda generar el motor, dimensionado de esta manera para que no se produzca deslizamiento al juntar las caras”

En la tabla 4 se aprecia las características técnicas del dimensionamiento del disco de embrague

Tabla 4 Características técnicas del disco de embrague

CARACTERISTICAS DEL DISCO DE EMBRAGUE

Diámetro exterior del forro de fricción del embrague	184 mm
Diámetro interior del forro de fricción del embrague	128,8 mm
Presión entre el disco y el volante del motor	164,81 Kpa
Fuerza normal (carga que el plato va a aplicar al disco)	1840,57 N
Par de rozamiento que el disco puede soportar	115,15Nm

Aplicando la ecuación 16, se obtuvo lo siguiente:

$$Trozo = 115,15 Nm$$

$$T = M = 87 Nm$$

Por lo tanto:

$$Trozo > T$$

El disco de embrague que se selecciono es el adecuado para implementar en el prototipo biplaza.

3.3 Caja de cambios y diferencial

Los datos requeridos para poder validar la caja de cambios, se puede observar en la tabla 5.

En la tabla 6 se visualiza los valores calculados de las velocidades en cada una de las marchas a régimen de giro máximo de la potencia del motor es decir a 5400 rpm, a una velocidad de 50Km/h

La relación que existe entre la velocidad alcanzada por el vehículo y el número de revoluciones del motor correspondiente a esa velocidad puede representarse gráficamente como se observa en la figura 5, en las que se han llevado en abscisas las velocidades del vehículo en Km/h y en ordenadas el régimen del motor, dando como resultado un diagrama de velocidades correspondientes a las distintas reducciones de la caja de cambios.

Tabla 6 Calculo de velocidades a distintos regimenes del motor

Régimen RPM	Velocidades Km/h				
	1a	2a	3a	4a	5a
1000	3,38	4,35	5,60	7,20	9,25
1500	5,08	6,53	8,40	10,80	13,88
2000	6,77	8,71	11,20	14,40	18,51
2500	8,46	10,88	14,00	18,00	23,14
3000	10,16	13,06	16,80	21,60	27,77
3500	11,85	15,24	19,60	25,20	32,40
4000	13,54	17,42	22,40	28,80	37,03
4500	15,24	19,60	25,20	32,40	41,66
5000	16,93	21,77	28,00	36,00	46,29
5400	18,29	23,52	30,24	38,88	50,00

Las rectas V1, V2, V3, V4, V5, representan las diferentes velocidades a regimenes máximo (5400 rpm) y mínimo (1000 rpm) que puede proporcionar el motor, es decir, en primera velocidad se obtiene 18,29 Km/h a 5400 rpm, en segunda 23,52 Km/h, en tercera 30,24 Km/h, en cuarta 38,88 Km/h, en quinta (toma directa) 50Km/h al mismo régimen.

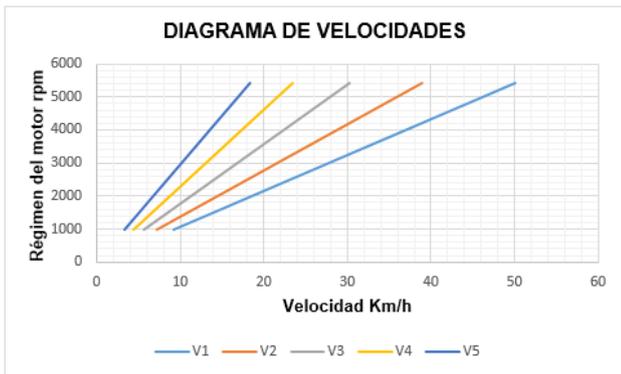


Figura 5 Diagrama de velocidades

Aplicando la ecuación 21, en la tabla 7 se visualiza los resultados obtenidos de la velocidad angular máxima de la rueda en cada marcha

Tabla 7 Cálculo la velocidad angular de la rueda en las distintas marchas

	Velocidad (Km/h)	Velocidad (m/s)	Wmáx (rad/s)
1a velocidad	18,29	5,08	17,67
2a velocidad	23,52	6,53	22,72
3a velocidad	30,24	8,40	29,21
4a velocidad	38,88	10,80	37,56
5a velocidad	50	13,88	48,29

Aplicando la ecuación 23, en la tabla 8 se visualiza los valores obtenidos de la relación de transmisión, datos muy importantes para el cálculo del par resistente en las ruedas.

Tabla 8 Relación de transmisión en cada una de las marchas

RELACIÓN DE TRANSMISIÓN CALCULADO					
i1	i2	i3	i4	i5	iR
2,72	2,11	1,65	1,28	0,99	3,2

El par motor generado por el tren de propulsión es modificado por el conjunto diferencial y caja de cambios, es decir, en primera y marcha atrás, el par aumenta pero la velocidad disminuye, en segunda, tercera, cuarta y quinta, el par disminuye pero aumenta la velocidad, tal como se observa en la tabla 9.

Tabla 9 Cálculo del par resistente en la ruedas

	Icc	Idif	Rt	Cm (Nm)	Cr1 (Nm)
1a velocidad	0,36	0,085	0,031	87	2783,82
2a velocidad	0,47	0,085	0,040	87	2165,19
3a velocidad	0,60	0,085	0,051	87	1684,04
4a velocidad	0,77	0,085	0,066	87	1309,81
5a velocidad	1,00	0,085	0,085	87	1018,74
M.A.	0,31	0,085	0,026	87	3259,97

3.4 Control inteligente de velocidad

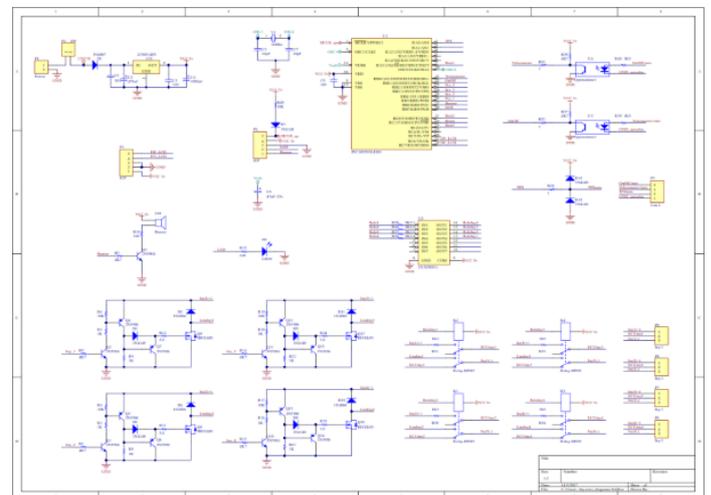


Figura 6 Diagrama Electrónico de la PCB del CIV

El control inteligente de velocidad, corta la alimentación negativa de los inyectores 2-3 cuando haya superado la velocidad máxima programada. Para que la ECU del biplaza no genere un código DTC, se implementó en la PCB del CIV dos resistencias de 47 Ω con una potencia de 3 watts para evitar el sobrecalentamiento del mismo, dispositivo electrónico activo que simula la presencia del inyector.

3.5 Protocolo de pruebas.

3.5.1 Prueba de maniobrabilidad del prototipo biplaza

Con el test de maniobrabilidad, se determinó el correcto funcionamiento del sistema de dirección y suspensión, dando confort al conducir

3.5.2 Prueba de frenado

En la tabla 10, se determina los valores calculados de la distancia de frenado a distintas velocidades, calculando el espacio recorrido desde el momento que se acciona los frenos hasta que se detiene totalmente el vehículo, dependiendo de la fuerza de frenado, velocidad del vehículo, grado de adherencia al suelo y del estado del neumático

Tabla 10 Distancia de frenado a distintas velocidades y tipo de calzada

velocidad (Km/h)	Df en asfalto (m)	Df en adoquín (m)
0	0	0
5	0,16	0,13
10	0,66	0,52
15	1,48	1,18
20	2,62	2,10
25	4,10	3,28
30	5,91	4,72
35	8,04	6,43
40	10,50	8,40
45	13,29	10,63
50	16,40	13,12

En la figura 96 se visualiza que a mayor velocidad el prototipo tendrá que recorrer una mayor distancia para detenerse, es decir a una velocidad de 40 Km/h en asfalto, la distancia de frenado es de 10,5 m y a la misma velocidad en adoquín la distancia de frenado es de 8,4 m.

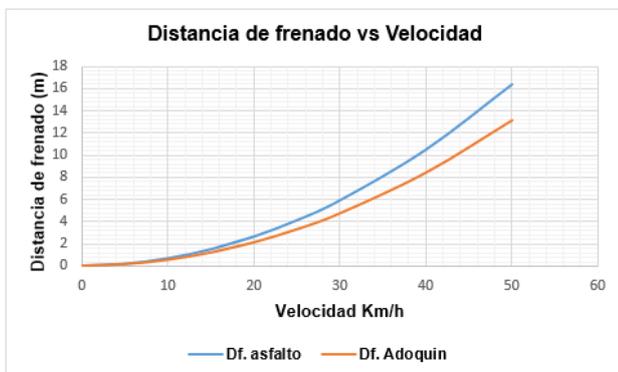


Figura 7 Diagrama de la distancia de frenado

Ejecutando el test de la prueba de frenado de forma experimental, el prototipo recorrió una distancia de 25 metros, en asfalto a una velocidad promedio de 25 Km/h antes de efectuar el frenado, obteniendo una distancia de 4,20 m, tal como se observa en la figura 7.



Figura 8 Prueba de distancia de frenado en asfalto

Al circular por una carretera de adoquín, se obtuvo una distancia de frenado de 3,55 m, tal como observa en la figura 8



Figura 9 Prueba de distancia de frenado en adoquín

Debido a la alta rugosidad del adoquín, se obtuvo una distancia de frenado menor, en asfalto al tener baja rugosidad, la distancia de frenado aumenta, es decir el prototipo necesita una mayor distancia para que se detenga por completo.

Los resultados obtenidos de la distancia de frenado mediante cálculos matemáticos y experimentación, son casi similares, comprobando la eficacia del frenado del prototipo.

3.5.3 Prueba de consumo de combustible

Para conocer la cantidad de kilómetros que puede recorrer por galón y/o litro de combustible, se determinó que el depósito almacena 23078,76 cm³ o 6,1 galones de combustible, al hacer uso del OBDLink SX Scan, el cual permite medir y visualizar el ahorro de combustible por medio de un tablero digital que se exhibe en la PC, tal como se observa en la figura 9.



Figura 10 Consumo de combustible del prototipo biplaza

En 5,1 Km el prototipo biplaza ha consumido 0,34 litros, por lo tanto con un litro de combustible el prototipo podrá recorrer una distancia de 15,31 km (15,31 Km/lit), para saber cuántos litros consume por cada 100 Km, realizamos la siguiente operación matemática.

$$Lt/100 Km = \frac{100 Km * 0,34 Lt}{5,21 Km}$$

$$Lt/100 Km = 6,53 Lt$$

Con el depósito en su máxima capacidad (23,1 lt), el biplaza puede recorrer una distancia de 353, 58 Km y efectuando una comparación con el Chevrolet spark que consume 8,8 lt/100 Km, el prototipo biplaza consume 6,53 lt/100 Km

3.6 Test control inteligente de velocidad

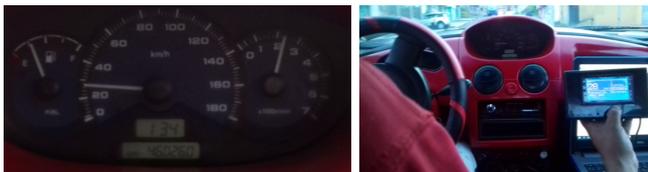


Figura 11 Prueba de funcionamiento del CIV

En la prueba de ruta, el CIV funciona perfectamente, es decir 5 km antes de la velocidad programada emite una señal acústica advirtiendo al conductor de que tiene que reducir la velocidad, omitida esta señal corta la alimentación negativa de los inyectores 2-3, limitando la velocidad del biplaza, tal como se observa en la figura 11.

4. CONCLUSIONES

REFERENCIAS

- Para establecer la potencia requerida del tren de propulsión del prototipo biplaza, se calculó todas las fuerzas que se oponen al movimiento como: la resistencia por rodadura R_r , resistencia por pendiente R_p , resistencia por inercia R_j y la resistencia por el aire R_a , con la finalidad de que el tren de propulsión pueda superar todas las fuerzas que se generan, iniciando el movimiento del prototipo.
- La potencia requerida del tren de propulsión del prototipo biplaza es de 13,71 Hp, una alternativa será optar un tren de propulsión que posea 13,80 Hp de potencia el cual dispone una motocicleta modelo Gixxer para que el prototipo pueda circular sin ningún inconveniente, la potencia máxima en condiciones standard es de 61,59 Hp, llegando a la conclusión de que es 4,48 veces que la $W_{máx}$ urbano, por lo tanto, el tren de propulsión que dispone el prototipo tiene 63 HP de potencia. Motor apropiado para vencer todas las fuerzas resistivas.
- El rendimiento de combustible está relacionado directamente con la reducción del peso, al disminuir la masa del prototipo, el biplaza consume 6,53 lt/100 Km en la zona urbana de la ciudad Latacunga, comparando con el Chevrolet spark que consume 8,8 lt/100 Km en las mismas condiciones, en prototipo ahorra 2,2 lt de combustible cada 100 Km, logrando economizar el combustible.
- El control inteligente de velocidad incide en el ahorro de combustible porque evita acelerones y frenazos bruscos a altas velocidades, además evita el desgaste prematuro de los frenos porque no es lo mismo frenar a baja velocidad, que frenar conduciendo a altas velocidades
- Al controlar la disminución de la velocidad del prototipo mediante un control inteligente de velocidad, incide de manera muy importante en la disminución del riesgo de accidentes, fundamentalmente en zona urbana, porque el tiempo de reacción del conductor será óptimo en condiciones críticas.

- Domínguez, E. J., & Ferrer, J. (12 de 03 de 2012). *Sistemas de transmisión y frenado*. Recuperado el 27 de 03 de 2017, de EDITEX: <http://www.editex.es/RecuperarFichero.aspx?Id=21319>
- Alonso, J. M. (2014). *Sistema de Transmisión y frenado*. Madrid, España: PARANINFO.
- Cascajosa, M. (2005). *Ingeniería de Vehículos Sistemas y Cálculos*. México: Alfaomega.
- Frenos y embragues*. (14 de 09 de 2004). Recuperado el 15 de 04 de 2017, de Universidad de navara: <http://www1.ceit.es/asignaturas/elemaqui/cap6.pdf>
- Gil martínez, D. H. (2003). *Manual del Automovil Reparación y Mantenimiento (Electricidad, accesorios y transmisión)*. Madrid, España: CULTURAL, S.A.
- Guzman, M. R. (05 de junio de 2014). Metodo para seleccionar el tren motriz de vehiculos de transporte pesado con uso optimo de combustible. *Researchgate*. Recuperado el 19 de 03 de 2017, de Metodo para Seleccionar el tren motriz de vehiculos de transporte pesado con uso optimo de combustible: https://www.researchgate.net/publication/237577535_METODO_PARA_SELECCIONAR_EL_TREN_MOTRIZ_DE_VEHICULOS_DE_TRANSPORTE_PESADO_CON_USO_OPTIMO_DE_COMBUSTIBLE
- Hormaeche de Lucas, A. (30 de 09 de 2015). *Diseño de la transmisión de un automóvil*. Recuperado el 18 de 02 de 2017, de Universidad del País Vasco: <http://hdl.handle.net/10810/15715>
- Ingeniería FUA. (28 de 07 de 2015). *Embragues*. Recuperado el 15 de 04 de 2017, de slideshare: <https://es.slideshare.net/IngenieriaFUA/embragues-50997259>
- Mezquita, J., & Dols, J. (2001). *Tratado sobre Automóviles*. México: Alfaomega. Recuperado el 20 de 04 de 2017
- Rafael, M., & Zavala, A. (1999). *Selección del Tren Motriz de Vehículos Pesados (carga y pasajeros) destinados al servicio público federal*. Recuperado el 26 de 03 de 2017, de Instituto Mexicano de Transporte: <http://imt.mx/archivos/Publicaciones/PublicacionTecnica/pt128.pdf>
- Reyes, C. (2006). *Microcontroladores PIC Programación en BASIC (2 ed.)*. Quito, Ecuador: RISPERGRAF.
- Selección del Tren Motriz de Vehículos Pesados (carga y pasajeros) destinados al servicio público federal*. (s.f.).
- Tulio Piovan, M. (2014). *Cálculo y Selección de Frenos y Embragues*. Recuperado el 15 de 04 de 2017, de Universidad Tecnológica Nacional-Facultad Regional Bahía Blanca: <https://www.frbb.utn.edu.ar/frbb/images/carreras/elementosdemaquinas/cap08-01.pdf>
- Walgor TM G2. (s.f.). *Limitador Gobernador de velocidad para autos camiones y flotillas*. Recuperado el 17 de 07 de 2017, de Walgor: <http://www.smartcarrobotics.mx/limitador-de-velocidad>
- ZF Friedrichshafen AG. (2015). *Embragues para vehículos de pasajeros y comerciales ligeros*. Recuperado el 12 de 04 de 2017, de Autorrepuestos: http://www.autorrepuestos.com/catalogos/2015/SACHS_CLUTCHS_2015.pdf