

ANÁLISIS DE LAS MODIFICACIONES DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA A GASOLINA Y DETERMINACIÓN DE LAS CURVAS DE TORQUE Y POTENCIA APLICANDO UN MODELO MATEMÁTICO.

ANALYSIS OF MODIFICATIONS OF AN INTERNAL GASOLINE COMBUSTION ENGINE AND DETERMINATION OF TORQUE AND POWER CURVES APPLYING A MATHEMATICAL MODEL.

Vicente Rojas Reinoso¹, Jorge Martinez Coral², Johnny Pancha Ramos³, Vicente Romero Hidalgo⁴
Escuela Superior Politécnica del Chimborazo¹, Riobamba; MC. Diagnóstico Automotriz – Escuela Politécnica Nacional², Quito
e – mail: evrr_1989@hotmail.com¹, mcjorge7@hotmail.com², johnnypancha_ing@outlook.com³, vromero@hotmail.es⁴

Revista Energía Mecánica Innovación y Futuro, VII Edición 2018, No. 10 (14)

RESUMEN

El presente artículo investigativo está orientado a determinar de una manera alternativa el torque y potencia de un motor de encendido provocado (MEP). En primera instancia, mediante el protocolo basado en un modelo matemático de torque y potencia, el uso de la tarjeta electrónica DAQ USB 6008 y la programación en el Software Labview, se realiza la adquisición y procesamiento de señales efectuando diversas pruebas.

El estudio detalla la transformación de los motores de serie para adecuarlos a la competición, un tema que interesa no solo a los aficionados al mundo del motor, sino también a los mecánicos, técnicos e ingenieros que deseen conocer las modificaciones que se realizan en un motor de serie o bien afianzar sus conocimientos basándose en los principios ingenieriles de diseño de un motor.

Durante la realización del mismo, se utilizarán los parámetros y datos reales de un motor Nissan A12, el cual se ha logrado modificar en un 25%, obteniendo mejoras en eficiencia y aumentando sus valores en las curvas de torque y potencia. Para dicho cálculo se utilizó de referencia un artículo de cálculo alternativo de torque y potencia de un motor de combustión interna a gasolina.

Palabras clave:

Motor Encendido Provocado; Torque; Potencia.

ABSTRACT

The present article is oriented to determine in an alternative way the torque and power of a engine with spark ignition (MEP)

In the first instance, through the protocol based on a mathematical model of torque and power, the use of the DAQ USB 6008 electronic board and programming in the Labview Software, the acquisition and processing of signals are carried out by performing various tests.

This study details the transformation of the commercial engines to suit the competition, an aspect that concerns not only fans of the world of the engine, but also the automotive mechanics, technicians and engineers who want to know the modifications that are made in an original engine or to consolidate their knowledge based on the engineering principles of design of an engine.

in the development of this article, the parameters and actual data of a Nissan A12 engine will be used, which has been modified by 25%, obtaining improvements in efficiency and increasing its values in torque and power curves.

For this calculation, reference was made to an article of calculation of torque and power of an internal gasoline internal combustion engine.

Keywords:

Engine ignition.

1. INTRODUCCIÓN

Aspectos como, realizar mejoras de torque y potencia de un motor de combustión interna; analizar el comportamiento de las curvas de trabajo mediante la generación de una estructura de análisis matemático y estadístico en las modificaciones de las partes fijas y móviles del motor, son detallados a continuación.

Tabla 1: Datos Técnicos del Motor Nissan A12

DATOS TÉCNICOS DEL MOTOR	
Año	1997
Modelo	A 12
Cilindrada	1171
Luz u holgura de bujía (cm3)	0,8-0,9
Ralentí (RPM)	700
Luz u holgura del platino (mm)	0,45-0,55
Grados anticipo (APMS)	7°gr
Válvulas Admisión (en caliente) (mm)	0,35
Válvulas Escape (en caliente) (mm)	0,35
Relación de compresión	9,0:1
Volumen total cm3	1171
Cilindrada total cm3	1315
Presión Media (Bares)	6,178
Potencia Indicada (KW)	56
Potencia Efectiva(KW)	51,45
Torque (N.m)	109,17

2. MÉTODOS Y MATERIALES

2.1 Par motor

Para realizar la combustión de la mezcla aire-combustible dentro de un motor MEP, es por acción de chispa eléctrica, la cual genera un aumento de la presión y temperatura en el interior de los cilindros. Esta presión interna produce a su vez una fuerza de empuje F sobre el pistón que lo desplaza generando el clásico mecanismo de biela-manivela de los motores de combustión interna alternativo, donde el movimiento lineal del pistón se transforma en un movimiento rotatorio del cigüeñal. La fuerza de dicha combustión actúa sobre el émbolo y es proporcional a la presión media efectiva que se efectúa durante la carrera de expansión [1], la misma que depende del grado de llenado de los cilindros, de la relación de compresión, de la cilindrada y de la eficacia con que se desarrolla la combustión. En el esquema de la Fig.

1, la fuerza F ejercida sobre el pistón se descompone en la fuerza F_b que actúa sobre la cabeza de biela y en la F_n que produce un empuje lateral sobre las paredes del cilindro.

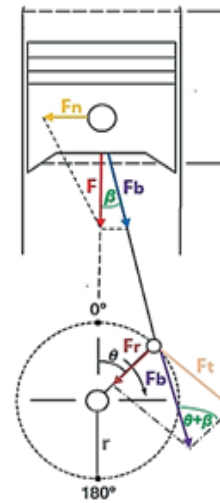


Figura 1. Esquema para la obtención del par motor.

Por lo tanto, el producto de la fuerza F_b por el radio r de la manivela determina el par motor, reflejado aritméticamente en la Ec. (1).

$$T = F_b \cdot r \quad (1)$$

T : Torque o par motor (N.m)

F_b : Fuerza sobre la biela (N)

r : Radio de la manivela del cigüeñal (m)

La fuerza F que produce el torque es variable, que en un motor de 4 tiempos es máxima en el momento que se lleva a cabo la fase de combustión y su posterior expansión en el cilindro, siendo negativo el torque en las demás fases. Dentro de la etapa donde se genera trabajo el rendimiento del motor no es igual en todos los puntos, depende del régimen de giro y consecuentemente de la fuerza de empuje que se genera. Es así que el número de revoluciones limita el llenado correcto de los cilindros y, por tanto, el par motor. A bajas revoluciones la combustión de la mezcla no resulta óptima debido a la escasa inercia que poseen los gases que provoca que el llenado del cilindro no sea el ideal, al igual que su vaciado. Por otro lado, si el motor funciona a un elevado régimen, tampoco el llenado de los cilindros es completo debido al escaso tiempo que dispone el gas para ocupar todo el espacio disponible [3]. Además, a partir del punto óptimo de revoluciones del motor, aunque se quemó más combustible acelerando el mismo y consiguiendo que la potencia todavía se incremente más, el par descende. De ahí que los consumos específicos

óptimos estén en valores próximos a la zona de par máximo, aumentando el consumo del motor conforme se aleja de este rango [1].

2.2 Potencia

El concepto de potencia expresa cuantas veces está disponible el par motor en el tiempo, es decir, con qué velocidad se puede disponer del par. La potencia desarrollada por un motor depende de la relación de compresión y de la cilindrada, ya que a mayores valores de estas le corresponde mayor explosión y más fuerza aplicada al pistón; también depende íntimamente de las revoluciones por minuto a las que gira el motor. En consecuencia, la potencia puede ser determinada mediante la Ec. (2).

$$P = T * w = \frac{T * n}{\frac{\theta}{2\pi}} \quad (2)$$

- P : Potencia del motor (kW)
- T : Torque o par motor (N.m)
- w : Velocidad angular del eje del cigüeñal (rad/s)
- n : Revoluciones por minuto (rpm)

Luego de alcanzar la potencia máxima, el exceso de revoluciones ocasiona que ésta disminuya debido a que el sistema de inyección de combustible tiene un límite operativo, superado el mismo, no tiene precisión suficiente para inyectar el combustible eficazmente; además, el sistema de distribución no es capaz de abrir y cerrar las válvulas con la suficiente velocidad para que los gases de escape y de admisión fluyan adecuadamente. El límite máximo de revoluciones a la que puede girar el motor está establecido por las propias limitaciones de los elementos mecánicos que lo constituyen.

2.2.2 Relación entre la potencia y condiciones atmosféricas.

Algunos factores que dependen de la cota de funcionamiento y de las condiciones atmosféricas estas son presión, temperatura y grado de humedad en el aire; todas estas influyen notablemente en el trabajo y desempeño del motor.

Estudios y experiencia efectuados en diferentes motores de aviación dentro de cámaras en las cuales es posible variar la presión y temperatura del aire, han demostrado que la potencia y torque

son proporcionales a la presión barométrica e inversamente proporcionales a la raíz cuadrada de la temperatura absoluta. Para obtener los mismos resultados también se puede realizar el cálculo para lo cual deben ser comparables los datos de potencia obtenidos en los diferentes motores de prueba cuyas condiciones de temperatura y presión se han referido a una presión base atmosférica (760 mm hg) y una temperatura ambiente (15° C) [8].

$$N_o = N \frac{P_o}{P} \sqrt{\frac{T}{T_o}} \quad (3)$$

- N_o = Potencia en CV reducida al aire tipo
- N = Potencia en CV obtenida al freno
- P = presión atmosférica Kg/cm²
- P_o = presión normal de 760 mm en Kg/cm²
- T = Temperatura absoluta ambiente en °k
- T_o = Temperatura absoluta normal...
= (273 + 15 en °k)

La expresión $\frac{p_o}{p} \sqrt{\frac{T}{T_o}}$ se llama factor de corrección altura; por lo que respecta a la humedad, la corrección puede efectuarse restando a la presión atmosférica la presión del vapor de agua verificada y usando el valor que resulta en lugar del valor p, en la fórmula de la corrección [2]. Reemplazando los datos en base a la tabla se obtienen los siguientes datos:

Tabla 1: Datos Técnicos del Motor Nissan A12

Altitud (m)	0	2800
Temperatura (°K)	288	269,8
Presión (bar)	1,013	0,710
Densidad del Aire (kg/m ³)	1,225	0,928

$$\text{factor de corrección altura} = \frac{1,013}{0,710} \sqrt{\left(\frac{269,8}{288}\right)}$$

$$\text{factor de corrección altura} = 1,381$$

Además la fórmula de corrección de valores en altura para pasarlos a nivel del mar utiliza la siguiente fórmula basada en el mismo principio de densidad del aire.

$$\text{factor de corrección nivel del mar} = \frac{1}{\text{factor corrección altura}}$$

$$= 1 - \frac{1}{\text{factor corrección altura}}$$

Reemplazando los resultados obtenidos tenemos:

$$\text{factor de corrección nivel del mar} = 1 - \frac{1}{1.381}$$

$$\text{factor de corrección nivel del mar} = 0,2758$$

$$\text{factor de corrección nivel del mar} = 28 \%$$

2.2.3. Cálculos:

Cilindrada Unitaria

$$Vh = \frac{D^2 * \pi * S}{4} \quad (4)$$

Donde:

D=Diámetro

S=carrera

Vh=volumen cilindrada unitaria

$$Vh = \frac{7,3 * \pi * 7,0}{4}$$

$$Vh = 292,97 \text{ cm}^3 \quad (5)$$

Cilindrada Total

$$VH = Vh * i \quad (6)$$

Donde:

VH= volumen cilindrada unitaria

i=número de cilindros

$$VH = 292,97 * 4$$

$$VH = 1171,88 \text{ cm}^3 \quad (7)$$

Para desarrollar el análisis propuesto por nosotros necesitamos la presión de compresión del motor (P), el diámetro del pistón, el régimen de giro del motor (W) en RPM y la relación entre el radio de la manivela y la longitud de la biela (λ).

Donde tenemos los siguientes términos:

L= Longitud de biela

R= Radio de giro del cigüeñal

α = Ángulo de posición del cigüeñal

β = Ángulo de la biela

$$P = 170 \text{ PSI} = 11,95 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

$$\text{Diámetro del pistón} = 72.967 \text{ mm} = 7.2967 \text{ cm}$$

$$W = 3600 \text{ rpm} = 471.23 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}$$

$$\lambda = \frac{R}{L} = \frac{34.97}{120}$$

$$\lambda = 0.29 \text{ m}$$

Porcentaje perdida mecánica

$$\% \text{ Perdida}_{\text{mecánica}} = \left(1 - \frac{51,45}{56}\right) * 100\%$$

$$\% \text{ Perdida}_{\text{mecánica}} = 8,125 \%$$

Una vez que se tienen estos datos se reemplazan en las fórmulas que se utilizan para calcular las siguientes fuerzas en el mecanismo biela manivela con el motor standard.

Fuerza del Pistón (Fp)

$$Fp = P * A$$

$$Fp = 11,95 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} (7.2967 \text{ cm})^2 \frac{\pi}{4}$$

$$Fp = 500 \text{ kgf} = 4900 \text{ Nm.}$$

Fuerza Lateral del Pistón (Flp)

$$Flp = Fp * \text{tg } \beta$$

$$Flp = 500 \text{ kgf} * \text{tg } 4.3255$$

$$Flp = 37,771 \text{ kgf}$$

Fuerza de la Biela (Fb)

$$Fb = Fp \frac{1}{\cos \beta}$$

$$Fb = 500 * \frac{1}{\cos 4.3255}$$

$$Fb = 501,42 \text{ kgf} = 4917,47 \text{ N.}$$

Fuerza Tangencial (TE)

$$TE = Fp * \text{Sen} \left(\frac{\alpha + \beta}{\cos \beta} \right)$$

$$TE = 500 * \text{Sen} \left(\frac{15 + 4.3255}{\cos 4.3255} \right)$$

$$TE = 165,92 \text{ kgf} = 1627,19 \text{ N.}$$

Desplazamiento del Émbolo (SE)

$$SE = R \left(1 + \frac{\lambda}{4}\right) - R * \cos \alpha - R * \frac{\lambda}{4} * \cos 2 \alpha$$

$$SE = R \left(1 + \frac{0.291}{4}\right) * -34.97 \cos 15 -$$

$$R * \frac{0.291}{4} * \cos 2 (15)$$

$$SE = 1.533 \text{ mm.}$$

Velocidad del Émbolo (VE)

$$VE = R * W \left(\text{sen } \alpha + \frac{\lambda}{4} \text{sen } 2 \alpha \right)$$

$$VE = 34.97 * 471.23 \left(\text{sen } 15 + \frac{0.291}{4} \text{sen } 2(15) \right)$$

$$VE = 4864.47 \frac{\text{mm}}{\text{seg}}$$

$$VE = 4.86 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

Torque

$$Pe = \frac{Md * n}{9550}$$

Donde:

Md=torque

n=número de revoluciones

$$Md = \frac{Pe * 9550}{4500}$$

$$Md = \frac{51,45 * 9550}{4500}$$

$$Md = 109,17 \text{ Nm}$$

$$Md_{\text{(corregido)}} = \frac{109,17}{1,381}$$

$$Md_{\text{(corregido)}} = 79,06 \text{ Nm}$$

Presión media

$$Pm = 11,95 = 11,72$$

$$Pm = 15,116 \text{ Kg. / cm}^2 = 14823,73 \text{ bar}$$

Potencia Indicada

$$P_i = \frac{15,116 * 1,1719 * 3600}{900}$$

$$P_i = 56 \text{ Kw}$$

Potencia Efectiva

$$Pe = \frac{Md * n}{9550}$$

Donde:

Md=torque

n=número de revoluciones

Pe=Potencia efectiva

$$Pe = \frac{79,06 * 4500}{9550}$$

$$Pe(\text{corregido}) = 37,25 \text{ KW}$$

Motor repotenciado

Para el caso del motor repotenciado tenemos los siguientes valores para realizar el cálculo correspondiente de las fuerzas, acotando que tanto L y R son iguales.

$$P=215 \text{ PSI} = 15,116 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

$$\text{Diámetro del pistón} = 73.467 \text{ mm} = 7.3467 \text{ cm}$$

$$W=6000 \text{ rpm} = 628.31 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}$$

$$\lambda = \frac{R}{L} = \frac{34.97}{120}$$

$$\lambda = 0.291$$

Fuerzas Resultantes Biela-Manivela Fuerza del Pistón (Fp)

$$Fp = P * A$$

$$Fp = 15,116 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} (7.3467 \text{ cm})^2 \frac{\pi}{4}$$

$$Fp = 640,785 \text{ kgf}$$

Fuerza Lateral del Pistón (Flp)

$$Flp = Fp * \text{tg } \beta$$

$$Flp = 640,785 \text{ kgf} * \text{tg } 4.3255$$

$$Flp = 48,46 \text{ kgf}$$

Fuerza de la Biela (Fb)

$$Fb = Fp \frac{1}{\cos \beta}$$

$$Fb = 640,785 * \frac{1}{\cos 4.3255}$$

$$Fb = 642,615 \text{ kgf}$$

Fuerza Tangencial (Ft)

$$Ft = Fp * \text{Sen} \left(\frac{\alpha + \beta}{\cos \beta} \right)$$

$$Ft = 640,785 * \text{Sen} \left(\frac{15 + 4.3255}{\cos 4.3255} \right)$$

$$Ft = 213,77 \text{ kgf}$$

Desplazamiento del Embolo (SE)

$$SE = R \left(1 + \frac{\lambda}{4} \right) - R * \cos \alpha - R * \frac{\lambda}{4} * \cos 2 \alpha$$

$$SE = R \left(1 + \frac{0.291}{4} \right) * -34.97 * \cos 15 -$$

$$R * \frac{0.291}{4} * \cos 2 (15)$$

$$SE = 1.533 \text{ mm}$$

Velocidad del Embolo (VE)

$$VE = R * W \left(\text{sen } \alpha + \frac{\lambda}{4} \text{sen } 2 \alpha \right)$$

$$VE = 34.97 * 628.31 \left(\text{sen } 15 + \frac{0.291}{4} \text{sen } 2(15) \right)$$

$$VE = 6486 \frac{\text{mm}}{\text{seg}}$$

$$VE = 6.486 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

Relación de Compresión

$$Rc = \frac{Vh + Vcc}{Vcc}$$

Donde:

Rc=Relación de compresión
Vh=volumen de la cilindrada unitaria
Vcc=Volumen de la cámara de combustión

$$Rc = \frac{292,97 + 30,5}{30,5}$$

$$Rc = 10,6:1$$

Potencia indicada

$$Pi = \frac{Pm * C * n}{900}$$

$$Pi = \frac{15,116 * 1,1719 * 4500}{900}$$

$$Pi = 88,57 Kw$$

Potencia efectiva calculada (Pe)

$$Pe = Pi * 0,9187$$

$$Pe = 81,37$$

$$Pe_{(corregido)} = \frac{81,37}{1,381}$$

$$Pe_{(corregido)} = 58,921 Kw$$

Torque corregido

$$Md_{corregido} = \frac{Pe * 9550}{n}$$

Donde:

Md=torque
n=número de revoluciones

$$Md_{corregido} = \frac{58,921 * 9550}{4500}$$

$$Md_{corregido} = 125 Nm$$

3. MÉTODOS Y MATERIALES

Presión Media Efectiva (P.M.E)

Es aquella presión promedio por encima de la atmosférica que ejercen los gases sobre el émbolo durante la carrera de expansión del motor al ser quemados por acción de la chispa eléctrica. La P.M.E es proporcional al par motor y para un régimen de rotación determinado, también a la potencia suministrada. El cálculo de la P.M.E se traduce en determinar la presión en el interior del cilindro durante el ciclo de trabajo del motor, lo que es similar a determinar la potencia de la señal; para esto se utiliza un sensor piezoeléctrico que se adapta a la bujía de encendido para brindar mediciones en tiempo real de dicha presión interna. En términos de procesamiento de señales, la energía de la señal es una medida que denota la intensidad o tamaño de la misma. La función de energía de una señal representa la energía disipada por una resistencia de 1 ohm cuando se aplica un voltaje equivalente a la señal de presión del cilindro. En dominio discreto, la energía de la señal viene dada por la Ec. (3) [4].

$$E = \sum_{n=n_1}^{n_2} |x_n|^2$$

El sensor piezoeléctrico a utilizar es de la marca BOSCH y abarca un rango de presiones de 0 a 140 bares. Proporciona una señal analógica, cuyo voltaje es proporcional a la presión que detecta. Además, trabaja en un rango de temperatura de -40°C hasta 130°C.

Dispositivos de diseño esenciales

Tarjeta de adquisición de datos DAQ USB-6008

Es utilizada para el diseño y comando de prototipos, entornos y sistemas reales de una manera versátil y rápida mediante el empleo de software y hardware flexibles. Está en la capacidad de tomar información del entorno por medio de sus pines de entrada de toda una gama de sensores y puede controlar actuadores mediante sus pines de salida. Es posible la transferencia de datos de ésta al ordenador ya que tiene la capacidad de ser programable por medio de diferentes softwares como el Labview, utilizado en

la presente investigación, permitiendo desarrollar códigos en tiempo real mediante USB referencia artículo propio.

Bujía de encendido

Para efectos de monitoreo de la presión en el interior del cilindro es necesario realizar una adaptación a la bujía de encendido. Ésta consiste en acoplar un tubo metálico a la bujía para que los gases sean guiados desde el interior del cilindro hasta el sensor de presión que es ajustado en el extremo de la misma. Para esto se hace uso de un súplex y un tubo delgado. La adaptación realizada no perjudica el funcionamiento correcto del cilindro analizado y del motor en general. El acople terminado se observa en la Fig. 2.[2]

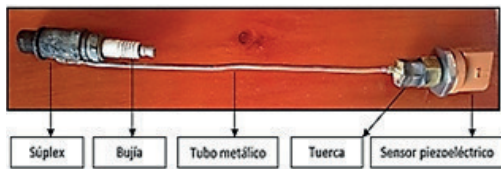


Figura 2. Bujía con sensor de presión adaptado.

Toma de datos del motor.

CILINDRAJE	ECUACIÓN INDIVIDUAL TORQUE	ECUACIÓN GENERAL POTENCIA	RESULTADO FUERZA TRACTORA	VELOCIDAD (KM)
1.2	74.275508	18.46782	900.34965	50
1.2	73.127435	18.5517	922.98631	50
1.2	74.349945	18.25583	903.58488	50
1.2	74.853425	18.57971	909.24561	50
1.2	73.982291	18.7123	941.36332	50
1.2	74.035862	18.4748	919.90189	60
1.2	74.223721	18.94906	952.50118	60
1.2	72.965217	18.31945	945.2834	60
1.2	73.745086	22.43086	674.36698	60
1.2	74.067067	22.40888	664.35655	75
1.2	73.28421	22.47596	676.97709	75
1.2	72.576819	22.18571	648.94072	75
1.2	73.894249	22.46754	668.43187	75
1.2	72.650892	21.95765	862.5053	75
1.2	73.288783	22.20535	831.8971	80
1.2	73.575003	22.24647	854.93031	80
1.2	72.063888	22.16494	911.05268	80
1.2	73.364768	22.21683	844.4916	80
1.2	74.196357	28.35193	995.80581	80
1.2	74.880469	27.79384	1059.372	85
1.2	73.603386	27.82639	1054.3824	85
1.2	74.584959	27.76709	1054.9006	85
1.2	73.692252	27.78837	1021.3744	85
1.2	73.07714	27.77196	999.22999	85

1.2	73.088515	28.4298	943.68741	90
1.2	73.838451	28.41007	959.65696	90
1.2	72.946433	28.4323	929.58883	90
1.2	74.120201	28.45838	999.07599	90
1.2	75.0789	30.58971	775.59379	90
1.2	75.752714	30.00083	867.61886	100
1.2	76.089394	29.96034	886.53205	100
1.2	76.288166	30.0048	891.794	100
1.2	75.775253	29.82131	817.27511	100
1.2	75.917195	32.38858	780.49643	100
1.2	76.817454	33.12953	668.95183	110
1.2	76.720756	33.11154	655.52123	110
1.2	76.68596	33.14929	675.55227	110
1.2	76.538565	33.14351	670.09885	110
1.2	78.309256	33.43129	901.80493	110
1.2	79.318416	33.63413	935.1629	120
1.2	79.545467	33.62755	966.79085	120
1.2	79.488899	33.61224	943.18975	120
1.2	79.33441	33.62017	934.02124	120
1.2	81.352246	36.32227	939.07629	120
1.2	76.524041	35.45523	860.77779	75
1.2	77.700762	35.83558	887.01867	75
1.2	77.055758	35.44664	876.09328	75
1.2	77.772963	35.90924	921.62808	75
1.2	81.696134	41.0934	833.83756	75
1.2	85.261297	41.21926	821.41914	50
1.2	83.501362	40.90265	773.25599	50
1.2	84.480492	41.51972	790.36495	50
1.2	85.211629	41.61542	831.31386	50
1.2	85.697619	47.5146	626.79127	60
1.2	85.698796	47.06101	641.99207	60
1.2	85.398025	47.50016	616.51537	60
1.2	84.840925	47.15507	633.81813	60
1.2	84.989327	47.77601	634.73204	60
1.2	82.815024	46.54803	505.01435	85
1.2	82.83442	46.39561	497.3299	85
1.2	82.973544	46.52181	516.97717	85
1.2	82.982746	46.68663	500.81599	85
1.2	83.041254	46.95122	515.30608	85
1.2	84.52633	51.30583	865.8458	110
1.2	84.571068	51.28761	884.21137	110
1.2	84.644502	51.3144	876.66959	110
1.2	84.834224	51.12597	869.89867	110
1.2	84.853282	51.38932	860.93092	110

Al analizar datos, valores curvas obtenidas en el proceso de desarrollo del artículo o investigación.

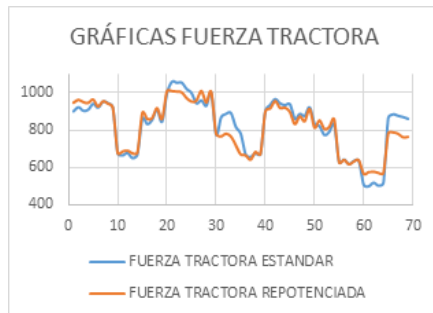


Figura 3. Gráfica de comportamiento de curva de fuerza tractora.

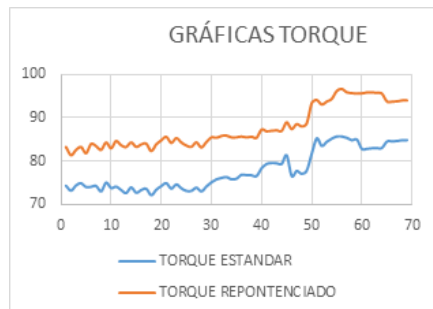


Figura 4. Gráfica de comportamiento de curva de torque.

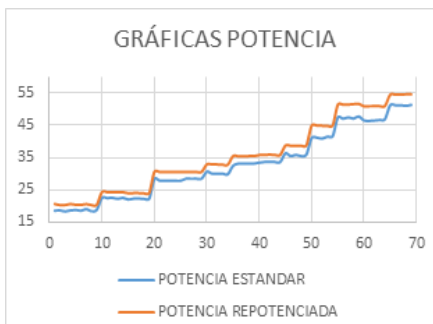


Figura 5. Gráfica comportamiento de curva potencia.

Con estos resultados se obtiene una mejora del 36,7% en todas las gráficas.

4. CONCLUSIONES

Es posible determinar el par motor y potencia de una manera alternativa, aplicada a un motor de combustión interna de encendido provocado. El cálculo del par motor y potencia propuesto se rige por variables relación de transmisión, volumen del cilindro, estando implícita dentro de ésta última la presión interna del cilindro medida por el sensor.

Los resultados experimentales del modelo matemático planteado para el torque y potencia no exhiben una diferencia estadística altamente significativa respecto a los medidos por un banco dinamométrico; ya que basándose en una investigación previa, se obtiene un margen de error medio inferior de 8,5 %.

Al estar el motor sometido a carga, por ejemplo al someterlo a un esfuerzo notable, se obtiene un mayor torque y potencia con el incremento de la velocidad, siempre que esté trabajando a un régimen útil de revoluciones.

5. REFERENCIAS.

- [1] V. Rojas; J. Castillo; Determinación del Torque y Potencia de un Motor de Combustión Interna a Gasolina Mediante el Uso de Bujía con Sensor de Presión Adaptado y Aplicación de un Modelo Matemático, Julio 2016.
- [2] G. Genta, L. Morello, et. Al, “Engine,” in The Motor Car: Past, Present and Future, 1st ed., Ed. Springer Netherlands, 2014, pp. 322-341.
- [3] Campo, L. El motor: características de funcionamiento. Master. D. [En línea]: <http://es.slideshare.net/grupomasterd/caracteristicas-del-motor-la-potencia-por-masterd> [Último acceso: Marzo, 2015]
- [4] Payri, F. Desantes, J.M. Motores de combustión interna alternativos, Universidad Politécnica de Valencia, 2011
- [5] Giacosa, D. Motores endotérmicos, Universidad Politécnica de Turín, 2012.
- [6] K. Reif, “Basic of the gasolina (SI) engine,” in Fundamentals of Automotive and Engine Technology, Bosch, 1st ed., Ed. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2014, pp. 60-61.
- [7] Engineer’s handbook. Reference Tables- Coefficient of Friction. Disponible: <http://www.engineershandbook.com/Tables/frictioncoefficients.htm> [Último acceso: Agosto, 2015].
- [8] Engineer’s handbook. Reference Tables-

Coefficient of Friction. Disponible: <http://www.engineershandbook.com/Tables/frictioncoefficients.htm> [Último acceso: Agosto, 2015].

[9] Nissan. (s.f). Manual de servicio series A10 y A12 . Tokio, Japon : Nissan Motor Co. Obtenido de MDM network: <http://www.manualesdemecanica.com/manuales/Manuales-de-taller/nissan/Motores-Nissan-A10-y-A12-series>.

6. BIOGRAFÍA

¹Edgar Vicente Rojas Reinoso Máster en Sistemas Automotrices en la Escuela Politécnica Nacional (2016); Ingeniero Mecánico Automotriz en la Universidad Politécnica Salesiana (2012), es docente e investigador en Escuela Superior Politécnica del Chimborazo.



²Jorge Enrique Martínez Coral Máster en Sistemas Automotrices en la Escuela Politécnica Nacional (2011); Ingeniero Mecánico en la Universidad Politécnica Nacional (2001). Profesor y director de tesis de posgrado de la Maestría en Sistemas Automotrices de la Escuela Politécnica Nacional. Cursos de especialización de diagnóstico automotriz con equipos electrónicos en Corea, España, Francia, Argentina, Colombia, Venezuela, Chile y Estados Unidos. Miembro del colegio de Ingenieros Mecánicos de Pichincha (CIMEPI). Presidente de la Asociación de Técnicos Automotrices Especializados (ATAE). Expositor nacional e internacional.



³Johnny Marcelo Pancha Ramos Máster en Sistemas Automotrices en la Escuela Politécnica Nacional (2016); Ingeniero en Mecánica Automotriz en la Escuela Politécnica Javeriana del Ecuador (2012).

Tiene experiencia en el área de mantenimiento y reparación en vehículos a gasolina. Se desempeñó como profesor y capacitador en el área de Electricidad Automotriz e Inyección Electrónica. Actualmente, labora como docente universitario e investigador en la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.



⁴Vicente Javier Romero Hidalgo Máster en Ingeniería Mecánica en la Universidad Politécnica de Madrid (2015); Ingeniero Automotriz en la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo (2012).

Especializado en Estados Unidos y Argentina en vehículos híbridos y eléctricos, además cuenta con una certificación ASE A6 para diagnóstico eléctrico y electrónico de vehículos. Se desempeñó como técnico y jefe de taller para la empresa AUTOSIERRA S.A. distribuidor de la marca Volkswagen para la zona centro del País. En la actualidad labora como docente ocasional e investigador en la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

REGISTRO DE LA PUBLICACIÓN

Fecha recepción	25 junio 2018
Fecha aceptación	20 agosto 2018