



Certificación ISO 9001:2008 ‡

CARACTERIZACIÓN DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA CON DOS TIPOS DE COMBUSTIBLE

**Mercedes Yolanda Rafael Morales
Andrés Hernández Guzmán**

**Publicación Técnica No. 417
Sanfandila, Qro, 2014**

SECRETARÍA DE COMUNICACIONES Y TRANSPORTES
INSTITUTO MEXICANO DEL TRANSPORTE

**Caracterización de un motor de combustión
interna con dos tipos de combustibles**

Publicación Técnica No. 417
Sanfandila, Qro, 2014

Esta investigación fue realizada en la Coordinación de Ingeniería Vehicular e Integridad Estructural del Instituto Mexicano del Transporte, por la Dra. Mercedes Yolanda Rafael Morales y el Ing. Andrés Hernández Guzmán.

Se agradece al Dr. Miguel Martínez Madrid, Coordinador de Ingeniería Vehicular e Integridad Estructural, su apoyo para la realización del presente trabajo, así como la colaboración del Licenciado en Ingeniería Electromecánica, Juan Carlos Hernández Rivera quien realizó las pruebas experimentales en el laboratorio de ahorro de energía y emisiones del Instituto Mexicano del Transporte.

Contenido

	Página
Resumen	v
Abstract	vii
Resumen Ejecutivo	ix
1 Introducción	1
2 El motor de combustión interna	3
2.1 Clasificación de los motores de combustión interna.....	3
2.2 Aspectos Termodinámicos	4
2.3 Ciclos de funcionamiento de un motor de combustión interna	6
2.3.1 Ciclo Otto	6
2.3.2 Diferencia entre Ciclo Otto teórico y Ciclo Otto real.....	7
2.3.3 Ciclo Diesel.....	10
2.4 Ciclos de trabajo.....	11
2.4.1 Motor de cuatro tiempos	11
2.4.2 Motor de dos tiempos	13
2.4.3 Motor encendido por chispa.....	13
2.4.4 Motor encendido por compresión	15
2.4.5 Diferencias principales entre motores de encendido por chispa y encendido por compresión	17
2.5 Orden de encendido	18
3 Banco de pruebas de motores	21
3.1 Componentes del banco de pruebas.....	21
3.1.1 Dinamómetro	21
3.1.2 Instrumentos de medición.....	22
3.2 Sistemas auxiliares del banco de pruebas	24
3.2.1 Sistema de enfriamiento	24
3.2.2 Sistema de suministro de combustible	25
3.3 Instrumentación del Banco de Pruebas.....	25
3.4 Instrumentación del Motor	25
3.4.1 Tablero de Instrumentación	28
4 Procedimiento experimental del estudio	31

4.2	Procedimiento para la realización de las pruebas	31
4.3	Datos registrados en cada prueba.....	33
4.3.1	Características del motor	34
4.3.2	Datos registrados.....	34
4.3.3	Procedimientos para la corrección de datos	35
4.4	Datos registrados en cada prueba.....	37
4.4.1	Prueba 1: Motor con carburador de dos gargantas, combustible Magna y sin convertidor catalítico.....	37
4.4.2	Prueba 2: Motor con carburador de dos gargantas, combustible Magna y con convertidor catalítico	39
4.4.3	Prueba 3: Motor con carburador de dos gargantas, combustible Premium y sin convertidor catalítico	41
4.4.4	Prueba 4: Motor con carburador de dos gargantas, combustible Premium y con convertidor catalítico	43
4.4.5	Prueba 5: Motor con carburador de una garganta, combustible Magna y con convertidor catalítico	45
4.4.6	Prueba 6: Motor con carburador de una garganta, combustible Magna y sin convertidor catalítico.....	47
4.4.7	Prueba 7: Motor con carburador de una garganta, combustible Premium y sin convertidor catalítico	49
4.4.8	Prueba 8: Motor con carburador de una garganta, combustible Premium y con convertidor catalítico	51
5	Análisis de las gráficas de los resultados obtenidos	53
5.1	Comparación de las gráficas del motor MCI LAE-16 con combustible Magna y sin convertidor catalítico.....	53
5.2	Comparación de las gráficas del motor MCI LAE-16 con combustible Premium y sin convertidor catalítico	55
5.3	Comparación de las gráficas del motor MCI LAE-16 con combustible Magna y con convertidor catalítico	57
5.4	Comparación de las gráficas del motor MCI LAE-16 con combustible Premium y con convertidor catalítico	59
6	Conclusiones	63
	Bibliografía	65
Anexo 1	Datos base motor MCI LAE-16	67

Resumen

En este trabajo se presenta el análisis del desempeño de un motor de combustión interna, utilizando los dos tipos de gasolina que se comercializan en México, gasolina Pemex Magna y Pemex Premium. Las pruebas se realizaron en un motor de combustión interna de cuatro cilindros, colocado en el dinamómetro del banco de pruebas para motores de combustión interna del Instituto Mexicano del Transporte.

El motor fue equipado con dos tipos de carburadores, realizando dos etapas de pruebas. En una primera etapa, se llevaron a cabo pruebas utilizando gasolina Pemex Magna. En la segunda etapa se utilizó gasolina Premium. Las pruebas se realizaron aplicando el estándar internacional SAE J1349.

El análisis de los resultados muestra las curvas de comportamiento del motor en lo referente al torque, la potencia y el consumo de combustible. Este comportamiento muestra claramente los efectos que se tienen al utilizar un motor con dos tipos de carburadores, al utilizar cada uno de los combustibles.

Abstract

In this work, a spark ignition engine performance is analyzed when using two types of gasoline available in Mexico, Pemex Magana and Pemex Premium. Tests were carried out using a typical four cylinder internal combustion engine fixed to a dynamometer.

The combustion engine was equipped with two types of carburetors. Two sets of tests were performed. On the first set was using the Pemex Magna gasoline. On the second set was using the Pemex Premium gasoline. The SAE J1349 standard was used to the test engine.

The analysis of the results, showing the engine performance curve; this are, torque, power and fuel consumption, curves of the engine. This performance curves are with two carburetors. Advantages of using both types of gasoline are clearly shown.

Resumen ejecutivo

Esta investigación se desarrolló para conocer el impacto que producen los motores de combustión interna al medio ambiente, por lo que fue necesario evaluar a un motor para determinar si el motor está en condiciones de operación o no. Las pruebas más importantes que permiten conocer el estado del motor de combustión interna son: Pruebas a Régimen Transitorio, y Pruebas a Régimen Constante con variación de mezcla.

Las pruebas que se realizaron para el desarrollo del proyecto fueron pruebas a régimen transitorio que nos permiten evaluar su comportamiento y conocer los datos técnicos del motor como son: la potencia máxima, par torsional máximo y mínimo consumo específico de combustible con diferentes componentes como es el convertidor catalítico, diferente carburador y distinto combustible.

Con la realización de dicha prueba y una vez que se han revisado y analizado los datos obtenidos de las pruebas realizadas al motor MCI E-16, se pueden obtener las siguientes conclusiones:

La comparación entre los carburadores se concluye que el carburador de dos gargantas es el más indicado para el funcionamiento correcto del motor MCI LAE E-16, debido a que presenta el mejor rendimiento, el mínimo consumo específico de combustible a la potencia máxima y el par torsional es máximo.

La utilización de los dos combustibles permite concluir que el combustible Magna presenta mejor desempeño tanto en potencia como en par torsional que el combustible Premium. Se aprecia en las gráficas que el combustible Magna alcanza valores más altos de potencia al igual que par torsional que con el combustible Premium a lo largo de sus curvas.

Los resultados que se obtuvieron al realizar las pruebas al motor, son de valores menores a los que el fabricante señala debido al tiempo de funcionamiento, al mantenimiento y al desgaste de sus piezas.

Las emisiones contaminantes que producen los motores de combustión interna son una preocupación a nivel mundial, por lo que se han propuesto leyes y regulaciones respecto a las emisiones de gases que obligan a los fabricantes a situarse a la vanguardia tecnológica para que se diseñen motores que cumplan con las normativas de emisiones que se promueve en cada país. Los principales elementos nocivos que se encuentran en los gases de escape son el dióxido de carbono (CO₂), monóxido de carbono (CO), dióxido de azufre (SO₂), óxidos de nitrógeno (NOX) e hidrocarburos (HC).

Para solucionar el problema de emisiones en los vehículos con motores de combustión interna, los gobiernos de algunos países han establecido leyes que limitan la cantidad de contaminantes que un vehículo puede generar, lo que obliga

a la industria automotriz a buscar medios para hacer más eficientes y menos contaminantes sus motores.

Desde el año de 1991, en México se ha implementado el uso del convertidor catalítico, que tiene como función el transformar los gases como el Monóxido de carbono (CO), Óxidos de Nitrógeno (NOx) e Hidrocarburos (HC), que son transformados en Agua (H₂O) y Dióxido de carbono (CO₂).

En el presente trabajo se determinará la eficiencia de un convertidor catalítico. Las pruebas se realizaron en condiciones normales de operación de un motor a gasolina, primeramente sin el convertidor catalítico y posteriormente con el convertidor catalítico.

Las emisiones fueron monitoreadas con un equipo de medición de gases con el que cuenta el Laboratorio de Ahorro de Energía del Instituto Mexicano del transporte, para el motor a gasolina se utilizó un analizador de Gases Automotrices.

Los datos obtenidos, son comparados con la norma nacional vigente de protección ambiental. Posteriormente se realizó un análisis de los datos obtenidos y se evaluaron las emisiones producidas por dos tipos de combustibles que se comercializan en México.

En el capítulo 1 se presenta la Introducción al trabajo, en donde se plantea el problema para realizar las pruebas con un convertidor catalítico de cama dual 3 vías, compuesto por Platino, Paladio y Rodio. El convertidor se adaptó a un motor que fue instalado en un banco de pruebas para motores de combustión interna. Se utilizaron dos tipos de combustible comercializados en nuestro país que son la gasolina Magna sin y la gasolina Premium. Los datos obtenidos se analizaron para evaluar la eficiencia del convertidor catalítico.

En el capítulo 2 se presente el proceso de combustión utilizando un combustible derivado del petróleo en el motor de combustión interna como lo es la gasolina. La combustión en un motor de combustión interna se realiza de la reacción química del combustible formado por Hidrógeno y Carbono en el caso de los combustibles y el comburente que es el aire formado en su mayor parte por oxígeno y nitrógeno, en presencia de una fuente de calor.

En el capítulo 3 se presenta el banco de pruebas de motores, para determinar la eficiencia del convertidor catalítico se tomó como línea base los datos obtenidos sin el convertidor catalítico instalado. El banco de pruebas fue diseñado con un motor de combustión interna que utiliza gasolina como combustible, un dinamómetro de motor, un sistema de suministro de combustible, un sistema de enfriamiento y un equipo de medición de gases.

En el capítulo 4 se presenta el procedimiento experimental del estudio. El procedimiento utilizado fue la Norma SAE J1349 que establece la base para el rango de potencia del motor, las condiciones de entrada de aire, el método para la

corrección de la potencia observada a plena carga y la base para determinar la potencia a plena carga utilizando un dinamómetro. Para determinar la eficiencia del convertidor catalítico se tomó como línea base los datos obtenidos sin el convertidor catalítico instalado. El dinamómetro es un son equipo que se utiliza para medir la energía mecánica y estos son de dos tipos: 1) los que absorben la energía y disipan en calor, 2) los que transmiten la energía que se mide. Por lo que se necesita considerar dos parámetros: la velocidad angular y el par torsional del motor.

En el capítulo 5 se presenta el análisis de las gráficas de los resultados obtenidos. La comparación se realiza de acuerdo al tipo de combustible utilizado que fueron gasolina Magna y gasolina Premium, así como los carburadores con que se contó en el momento de las pruebas que fueron de una garganta y dos gargantas. Los valores que se presentan han sido corregidos de acuerdo a lo establecido en la norma SAE J1349.

Los datos proporcionados por el analizador de gases corresponden a las variables que servirán para determinar la eficiencia del convertidor catalítico:

- a) Porcentaje de volumen de Monóxido de Carbono (%Vol. CO)
- b) Partes por millón de Hidrocarburos (PPM HC)
- c) Porcentaje de volumen de Bióxido de Carbono (%Vol. CO₂)
- d) Mezcla Aire/Combustible o Factor Lambda factor λ

El factor λ es un parámetro que determina la proporción adecuada entre la mezcla del Aire y del Combustible (A/F). Cuando la dosificación es correcta, el valor de (A/F) es igual a la unidad (o a 14.7) Mientras si la mezcla es rica el valor descende por debajo del 0.9. Si la mezcla es pobre, el valor puede subir por arriba del 1.01 Esta medida es adimensional.

El capítulo 6 se presentan las conclusiones de los resultados obtenidos de las pruebas realizadas, en donde se demuestra que es conveniente instalar convertidores catalíticos para automóviles con carburador ya que se llega a reducir hasta un 45% las emisiones contaminantes producidas por el motor de combustión interna.

1 Introducción

El desarrollo de los motores de combustión interna se inicia en el siglo XIX (motor Lenoir, Francia , 1860; motor Otto y E. Langen Alemania, 1867; motor de cuatro tiempos N.Otto en 1876, construido según el ciclo de Beauc de Rochas en 1862, con compresión previa del fluido operante y combustión a volumen constante). A fines del siglo XIX, cuando fue organizada la refinación industrial del petróleo los motores de combustión interna que funcionaban con combustible líquido (gasolina, Kerosene de encendido por chispa o ignición por compresión) obtuvieron mayor difusión.

En el 1889 fue construido en Rusia el primer motor a gasolina (Motor Kostovich). En 1899 fue fabricado en San Petersburgo, por primera vez en el mundo, un motor económico y capaz de funcionar con encendido por compresión (Diesel)¹. Transcurrido un corto tiempo, la estructura del motor Diesel fue perfeccionada (motores Diesel sin compresión). En Rusia fueron construidos los motores Diesel sin compresión diseñados por G.V. Trinkler en 1901 y de estructura de Ya. V. Mamin en 1910.

El exitoso empleo de los motores de combustión interna, el diseño estructural de motores estructurales y la elevación de sus índices de potencia y rendimiento fueron posibles en gran medida gracias a las investigaciones y a la elaboración de la teoría sobre el proceso de funcionamiento de los motores. En 1906 el profesor de la escuela Técnica Superior de Moscú V.I. Grinevetski propuso el primer método de cálculo térmico del motor. Este método fue desarrollado y completado por el miembro correspondiente de la A.C.de la URSS, N.R.Briling, por el profesor E.K. Mazing y por el académico B. S. Stechkin.

La contaminación del aire que se produce en los países industrializados procede principalmente de los sistemas de transporte, de emisiones industriales y de emisiones que se generan en las ciudades o el campo; pero no debemos olvidar que siempre, al final, estas fuentes de contaminación dependen de la demanda de productos, energía y servicios que utiliza el conjunto de la sociedad.

El hombre dentro de su actividad diaria tiene la necesidad de transportarse de un lugar a otro, para ello utiliza automóviles con motores de combustión interna y otros medios de transporte. Existen millones de vehículos con motores de combustión interna circulando por el mundo y cada uno de ellos es una fuente de contaminación para el aire. Estos provocan emisiones que estos son un conjunto de gases nocivos para el medio ambiente, que proceden de la combustión que se produce en el motor de un automóvil. Las emisiones contaminantes que producen los motores de combustión interna son una preocupación a nivel mundial, por lo que se han propuesto leyes y regulaciones respecto a las emisiones de gases que obligan a los fabricantes a situarse a la vanguardia tecnológica para que se diseñen motores que cumplan con las normativas de emisiones que se promueve en cada país. Los principales elementos nocivos que se encuentran en los gases

de escape son el dióxido de carbono (CO₂), monóxido de carbono (CO), dióxido de azufre (SO₂), óxidos de nitrógeno (NO_x) e hidrocarburos (HC).

Para solucionar el problema de emisiones en los vehículos con motores de combustión interna, los gobiernos de algunos países han establecido leyes que limitan la cantidad de contaminantes que un vehículo puede generar, lo que obliga a la industria automotriz a buscar medios para hacer más eficientes y menos contaminantes sus motores.

Desde el año de 1991, en México se ha implementado el uso del convertidor catalítico, que tiene como función el transformar los gases como el Monóxido de carbono (CO), Óxidos de Nitrógeno (NO_x) e Hidrocarburos (HC), que son transformados en Agua (H₂O) y Dióxido de carbono (CO₂).

El Instituto Mexicano del Transporte a través del laboratorio de ahorro de energía y emisiones, con que cuenta, ha realizado pruebas a motores de combustión interna con el propósito de medir el comportamiento de los mismos. Las pruebas en su mayoría son requeridas por los usuarios de los vehículos, para conocer el desempeño del motor en condiciones de trabajo.

En el presente trabajo se determinará la eficiencia de un convertidor catalítico. Las pruebas se realizaron en condiciones normales de operación de un motor a gasolina, primeramente sin el convertidor catalítico y posteriormente con el convertidor catalítico.

Las emisiones fueron monitoreadas con un equipo de medición de gases con el que cuenta el Laboratorio de Ahorro de Energía del Instituto Mexicano del transporte, para el motor a gasolina se utilizó un analizador de Gases Automotrices.

Los datos obtenidos, son comparados con la norma nacional vigente de protección ambiental. Posteriormente se realizó un análisis de los datos obtenidos y se evaluaron las emisiones producidas por dos tipos de combustibles que se comercializan en México.

2 El motor de combustión interna

La energía mecánica es indispensable para poner en funcionamiento las diferentes máquinas, esta energía se puede obtener utilizando energía térmica, hidráulica, solar y eólica. La más utilizada es la energía térmica que se obtiene de la quema de los combustibles de naturaleza orgánica tales como los hidrocarburos. Dentro de los equipos que transforman la energía térmica en trabajo se encuentran los motores de combustión interna, los cuales consumen el 80% de la energía derivada de los hidrocarburos a nivel mundial. Los motores de combustión interna transforman la energía térmica del combustible en trabajo útil.

Un motor de combustión interna tiene como propósito la producción de trabajo mecánico a partir de la energía química contenida en un combustible.

En los motores de combustión interna la energía es liberada por la quema u oxidación del combustible dentro del motor.

2.1 Clasificación de los motores de combustión interna

En un motor de combustión interna se introduce aire y combustible. En los motores de encendido por chispa, la mezcla de aire y combustible se preparaba antiguamente en el carburador y es luego conducida al cilindro, ahora es por medio de inyectores, lo que permite un ahorro de combustible y un mejor aprovechamiento del mismo; en los motores de encendido por compresión se realiza directamente en el cilindro, donde el combustible se inyecta después de haber introducido y comprimido el aire.

La mezcla comprimida en la cámara de combustión se transforma, por efecto de la combustión, en vapor de agua (H_2O), bióxido de carbono (CO_2) y nitrógeno (N). El nitrógeno, gas inerte contenido en el aire, no interviene en la combustión. El vapor de agua producido en la combustión se mantiene y se comporta como un gas permanente.

Entre los otros productos de la combustión se encuentran partículas de otros gases tales como: monóxido de carbono (CO), hidrógeno (H_2), metano (CH_4) y oxígeno (O_2), cuando la combustión es incompleta. La cantidad de oxígeno que participa en el proceso está en razón directa del exceso de aire introducido con respecto al necesario para la combustión.

En consecuencia, el fluido de trabajo está formado inicialmente por el aire y el combustible y después, por el conjunto de gases producidos durante la combustión. Como es natural y evidente, su composición química varía en el curso del ciclo de trabajo. Los motores de combustión interna se pueden clasificar de acuerdo a la tabla 2.1.

Tabla 2.1 Clasificación de los motores de combustión interna

Aplicación	En automóviles, camiones, locomotoras, avión ligero, marino, sistema de potencia portátil y generación de energía
Diseño básico del motor	Motores reciprocantes (subdivididos por el arreglo de los cilindros: En línea, en V, etc.), motores rotatorios (Wankel y otras geometrías)
Ciclos de funcionamiento	Ciclo de cuatro tiempos: Aspirado naturalmente (admitiendo el aire atmosférico), sobrealimentado (admite previamente comprimida la mezcla fresca) y turbocargado (admitiendo la mezcla fresca comprimida en un compresor conducido por una turbina de extractor), ciclo de dos tiempos: Sobrealimentado y turbocargado
Válvula o diseño del puerto y localización	Válvulas en la cabeza, válvulas debajo de la cabeza, válvulas rotatorias, etc.
Combustible	Gasolina, Diesel, gas natural, gas líquido, alcoholes (metanol, etanol), hidrógeno, combustible dual
Método de preparación de la mezcla	Carburación, inyección del combustible en los puertos, inyección del combustible en el cilindro del motor
Método de encendido	Encendido por chispa, encendido por compresión
Diseño de la cámara de combustión	Cámara abierta, Cámara dividida
Método de control de carga	La estrangulación de la mezcla del flujo del combustible y de aire junto permanece sin cambio, control del flujo del combustible solamente, una combinación de éstos
Método de enfriamiento	Enfriados por agua, enfriados por aire, sin enfriar (por convección y radiación naturales)

2.2 Aspectos termodinámicos

Para comprender el funcionamiento de los motores de combustión interna es necesario tener los conocimientos de los conceptos de la Termodinámica, tales como trabajo y calor, los cuales son fuentes de energía.

Por energía se entiende en física la capacidad para realizar un trabajo. Se realiza un trabajo cada vez que se efectúa un desplazamiento con la aplicación de una fuerza.

Existen diferentes formas de energía como son la energía potencial, cinética, mecánica y térmica.

Para efectos de este estudio solo se considera la energía mecánica y térmica a las cuales corresponde respectivamente la capacidad de producir trabajo y calor.

El trabajo es energía mecánica en transición y no puede ser almacenada en un campo o en un sistema. Cuando un campo es sometido a un trabajo en éste

permanece solo el resultado del trabajo capaz de manifestarse bajo otra forma de energía.

Por otro lado, el calor es la energía térmica de transición a través de las superficies que limitan un sistema. Para que exista una transición del calor es necesario que exista una diferencia de temperatura entre el sistema considerado y el medio que lo rodea.

Un ciclo termodinámico es un proceso o conjunto de procesos que dejan nuevamente el sistema en el estado original que tenía antes de que se realizara.

Un sistema es una porción de espacio o cantidad de materia que se selecciona para que se desarrolle el proceso. Todo lo ajeno al sistema se conoce como alrededores y el límite real o hipotético entre el sistema y sus alrededores se llama fronteras o límites del sistema.

En conclusión, el sistema puede ser cualquier cosa.

Los sistemas termodinámicos generalmente se clasifican en dos grandes categorías que son:

- I Sistemas Cerrados: Un sistema es cerrado si no existe transferencia de masa entre el sistema y sus alrededores.
- II Sistemas Abiertos: Un sistema es abierto cuando existe transferencia de masa entre el sistema y sus alrededores. En un sistema abierto el cambio neto de masa es igual a cero, es decir, el flujo de masa que entra al sistema es igual al flujo de masa que sale de éste.

El estudio de los ciclos termodinámicos se lleva a cabo suponiendo que el ciclo está constituido por una serie de transformaciones termodinámicas ideales, tales como:

- a) Adiabáticas: Sin flujo de calor hacia o desde el sistema
- b) Isobáricas: A presión constante
- c) Isocóricas: A volumen constante
- d) Isotérmicas: A temperatura constante

2.3 Ciclos de funcionamiento de un motor de combustión interna

Los ciclos utilizados en el funcionamiento de los motores de combustión interna son el ciclo Otto y el ciclo Diesel.

2.3.1 Ciclo Otto

Todos los motores han tenido su origen en algún ciclo termodinámico, el cual consta de una serie de eventos en los que la energía se recibe a un nivel elevado, convirtiéndose en trabajo la mayor cantidad posible y el resto se vierte en el medio que lo rodea. En 1862, el francés Beau De Rochas patentó un ciclo, el cual fue utilizado por los alemanes Otto y Langen en un motor de cuatro tiempos. Este motor fue el primero de los motores de ciclo Otto. El ciclo mecánico de un motor Otto de cuatro tiempos, se completa con cuatro carreras del pistón y dos vueltas del cigüeñal y una del eje de levas.

En un motor de cuatro tiempos de encendido por chispa se introduce al cilindro durante el proceso de admisión una mezcla de aire y combustible con una proporción determinada como se aprecia en el esquema de la figura 2.1 (a). Durante esta carrera de admisión el pistón se desplaza desde su Punto Muerto Superior (PMS) hasta su Punto Muerto Inferior (PMI), mientras la válvula de admisión permanece abierta. Una vez terminado este proceso de llenado, se comprime la mezcla de aire y combustible como se muestra en el esquema 2.1 (b), desplazándose el pistón desde su PMI hasta su PMS. En esta carrera de compresión permanecen cerradas las válvulas de admisión y de escape. Terminando este proceso se realiza la combustión de la mezcla aire-combustible, mediante la acción de una bujía, incrementándose la presión y la temperatura de la mezcla, mientras el volumen permanece constante en su valor mínimo. Como consecuencia de esta combustión, el pistón es lanzado de su PMS hasta el PMI, como se observa en la figura 2.1 (c). Durante esta carrera de expansión las válvulas de admisión y escape permanecen cerradas.

Al llegar el pistón a su PMI la válvula de escape se abre, iniciándose así el proceso o carrera de escape en que los productos de combustión son descargados del cilindro hacia la atmósfera. El proceso de escape está diseñado en la figura 2.1 (d). De esta manera el cigüeñal gira 720 grados o dos vueltas para completar los cuatro procesos; de admisión, compresión, expansión y escape.

En la realidad no se cumple el ciclo termodinámico teórico ya que el ciclo real funciona sobre un sistema abierto. Para el análisis del ciclo teórico se supone que el ciclo es cerrado y que el medio sufre el proceso del ciclo repetidas veces.

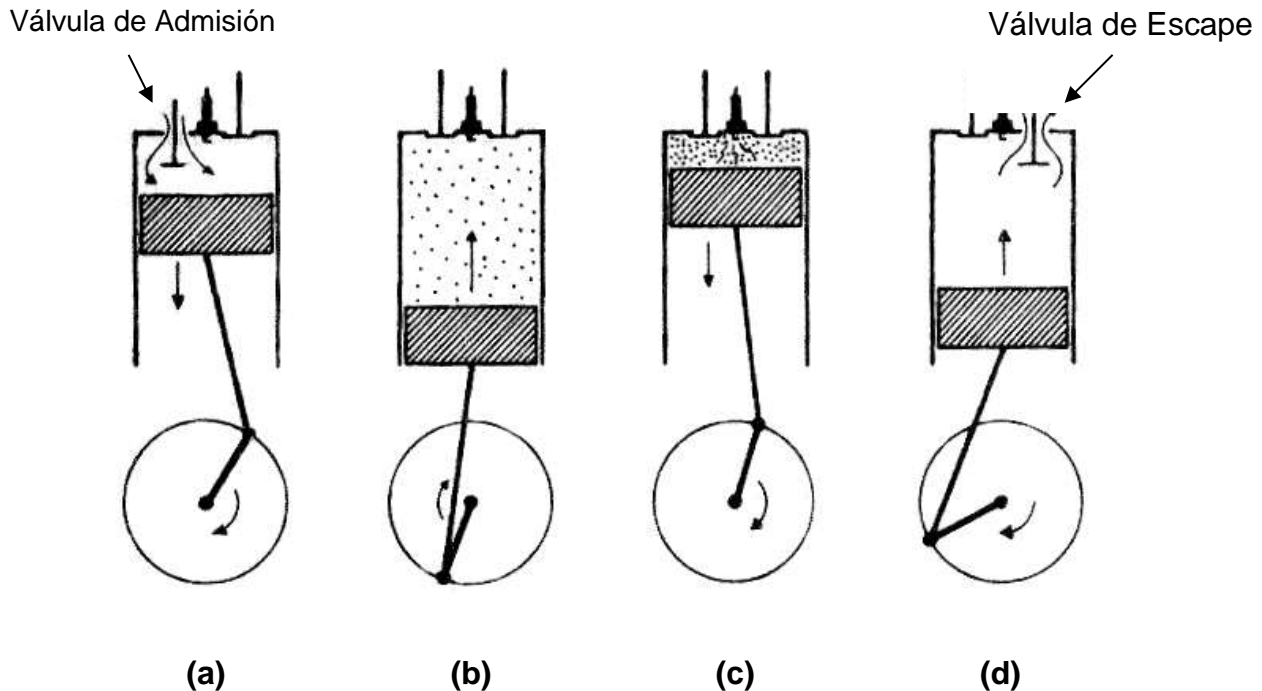


Figura 2.1 Tiempo de un Ciclo Otto, a) Admisión, b) Compresión, c) Expansión, d) Escape

2.3.2 Diferencia entre el ciclo Otto teórico y el ciclo Otto real

Las diferencias entre los ciclos se hace en dos partes: En la primera, el ciclo teórico con el mejor rendimiento posible (figura 2.2) y la segunda, las desviaciones del ciclo real en la aparición práctica de un motor (figura 2.3).

a) Ciclo Otto teórico

0-1 Aspiración (proceso isocórico)

La válvula de admisión se abre y se aspira una carga de aire y combustible a una presión teóricamente igual a la atmosférica, provocando el descenso del pistón. La válvula de escape permanece cerrada.

1-2 Compresión (proceso adiabático)

No existe intercambio de calor entre el gas y las paredes del cilindro. La válvula de admisión y la de escape están cerradas y el pistón comienza a subir, comprimiendo la mezcla que se vaporiza.

2-3 Combustión (proceso isocórico)

Ambas válvulas permanecen cerradas. Al llegar el pistón a la parte superior de su carrera, el gas comprimido se inflama por la chispa de la bujía. La combustión de toda la masa gaseosa es instantánea, por lo tanto el volumen no variará y la presión aumentará rápidamente.

3-4 Expansión (proceso adiabático)

El gas inflamado empuja al pistón. Durante la expansión, no hay intercambio de calor, al aumentar el volumen, la presión aumenta.

4-1 Escape (proceso isocórico)

Cuando el pistón se encuentra en el extremo inferior de su recorrido, la válvula de admisión permanece cerrada y se abre la de escape, disminuyendo rápidamente la presión, sin variar el volumen interior. Luego manteniéndose la presión igual a la atmosférica, el volumen disminuye.

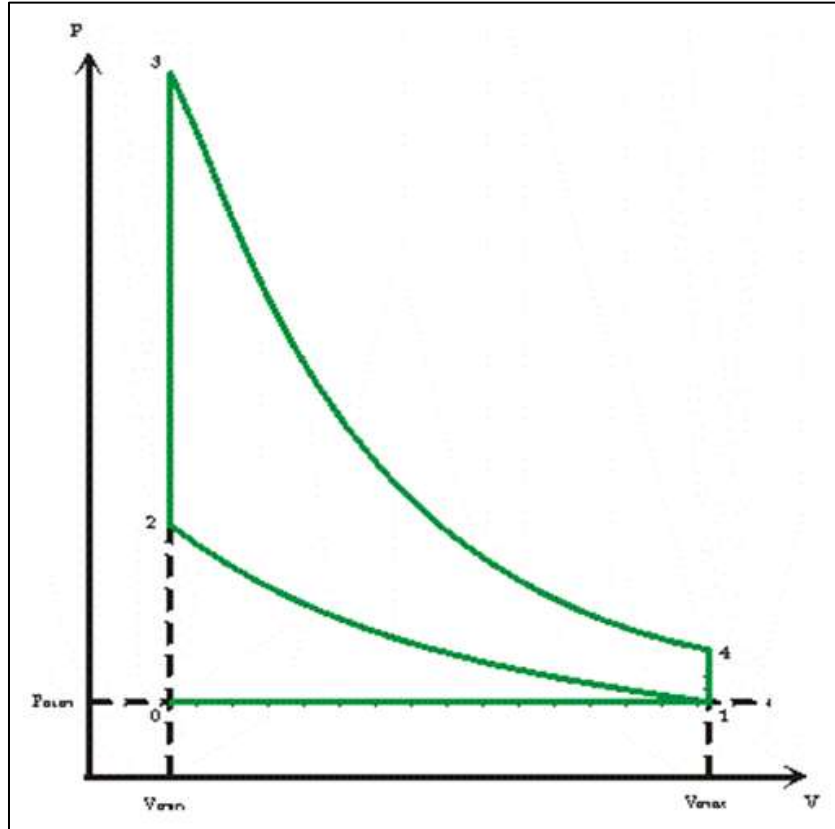


Figura 2.2 Ciclo Otto teórico

b) Ciclo Otto real

0-1 Aspiración

La presión del gas durante la aspiración es inferior a la presión atmosférica, por lo tanto, el cierre de la válvula de admisión se produce después que el pistón llega al extremo inferior de su carrera, es decir, se prolonga el período de admisión y entra en el cilindro la máxima cantidad de mezcla de aire y combustible.

1-2 Compresión

El gas cede calor al cilindro, por consiguiente el gas se enfría y adquiere menos presión.

2-3 Combustión

La combustión no es instantánea y el volumen de la mezcla va variando mientras se propaga la inflamación. En este caso, el perfeccionamiento que se puede aportar para la obtención de un máximo trabajo, será en la elección en que ha de producirse el encendido. La chispa debe saltar antes de que el pistón haya terminado la carrera de compresión, de esta manera aumenta considerablemente la presión alcanzada después de la combustión y de esta forma el trabajo ganado será significativo.

3-4 Expansión

El aumento de la temperatura en el interior del cilindro durante la combustión produce en la expansión, que los gases cedan calor al cilindro y se enfrían, dando como resultado una presión menor.

4-1 Escape

En realidad el escape no se hace instantáneamente, sino que en este período los gases tienen aún una presión superior a la atmosférica.

Por lo tanto, la válvula de escape se abre antes de que el pistón llegue al extremo inferior de su recorrido, de este modo la presión del gas tendrá tiempo de disminuir mientras el pistón termina su carrera descendente, al realizar éste su carrera ascendente sólo encontrará delante de él gases expansionados ya casi por completo. La válvula de admisión se abre antes de que el pistón llegue al extremo superior de su recorrido, produciendo una cierta depresión en el cilindro que hace que la aspiración sea más enérgica.

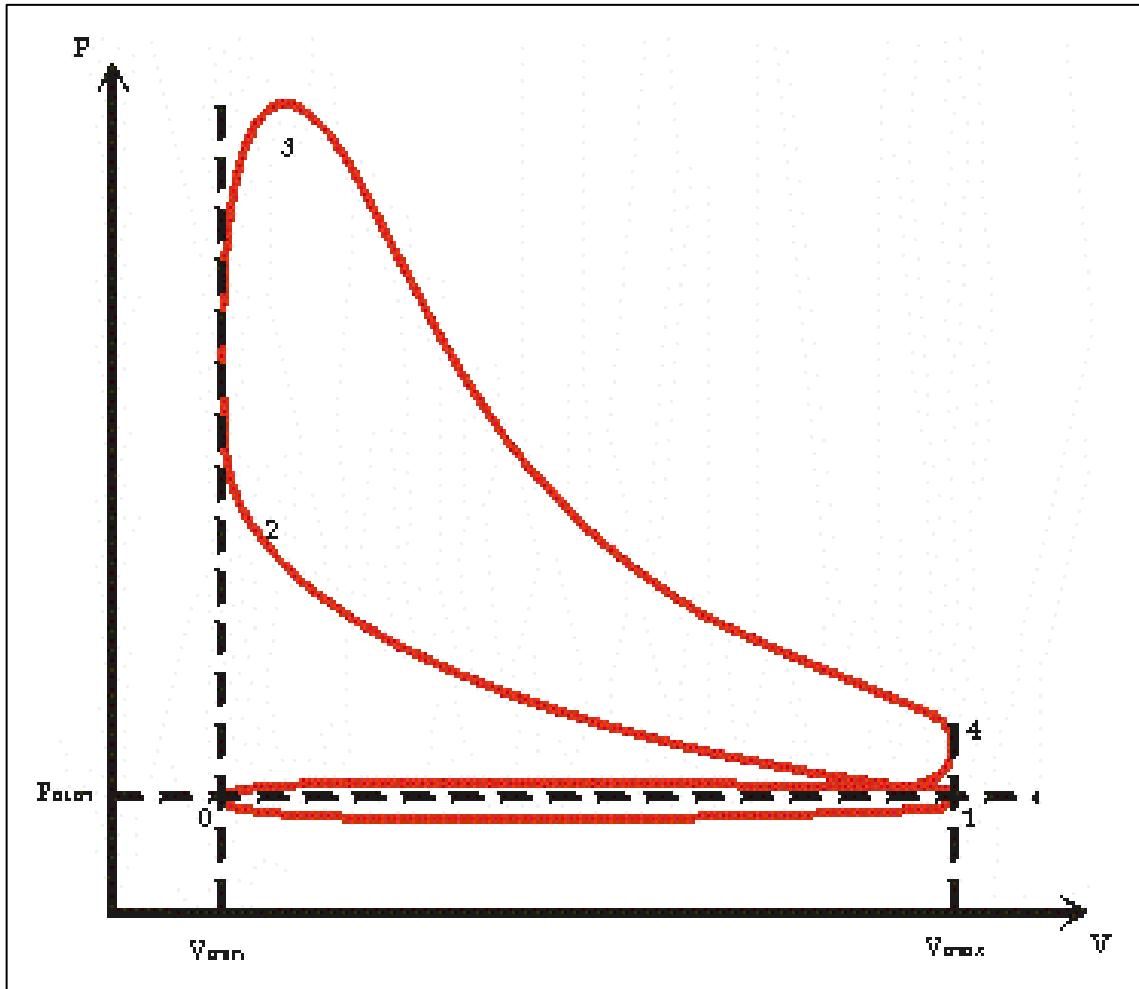


Figura 2.3 Ciclo Otto real

2.3.3 Ciclo Diesel

El motor Diesel es un motor de combustión interna cuyo funcionamiento se basa en el ciclo Otto, a diferencia que se inyecta combustible dentro del pistón una vez realizada la compresión del aire.

Esto es, en el primer tiempo la diferencia con el motor encendido por chispa es que en lugar de entrar una mezcla de aire y combustible entra solo aire, esto produce que en el segundo tiempo, el aire se comprima y se calienta cuando llega el pistón al PMS, en ese instante el diesel es inyectado. En el tercer tiempo el diesel se enciende a raíz de la presión elevada en la que se encuentra el aire. El cuarto tiempo es igual al de encendido por chispa. La relación de compresión de la carga del aire es lo suficientemente alta como para encender el combustible inyectado.

Este motor utiliza varios tipos de combustible, los cuales se caracterizan por una mayor eficiencia térmica y por las ventajas económicas para las aplicaciones que tiene.

En los sistemas que funcionan con combustible líquido (los que predominan), se producen complicaciones técnicas (en las bombas de inyección, en las boquillas inyectoras y en las cámaras de combustión en las cuales se realizan los procesos de entrega, atomización y quema del combustible).

Para obtener una combustión limpia, así como para no emplear una gran cantidad de aire, todo el proceso se realiza en milisegundos. Según el proyecto de Rudolph Diesel, el motor diesel presenta un sistema de inyección de combustible en el que la razón de inyección se retarda y se controla para obtener una presión constante durante el proceso de combustión.

2.4 Ciclos de trabajo

Un ciclo de trabajo es la sucesión de operaciones que la mezcla aire y combustible o combustible se ejecuta dentro del cilindro, necesarias para que haya una carrera de trabajo.

La duración del ciclo de trabajo es medida por el número de carreras efectuadas por el pistón para realizarlo.

Una carrera es la distancia que recorre el pistón en el cilindro desde PMI hasta el PMS relacionado con el ciclo del motor que lleva a cabo, es decir, en un motor de cuatro tiempos hay carreras de admisión, de compresión, de expansión (o trabajo) y de escape. Las carreras de admisión y expansión son descendentes y las de compresión y escape son ascendentes.

2.4.1 Motor de cuatro tiempos

Se denominan de cuatro tiempos porque el ciclo de trabajo se realiza en cuatro carreras del pistón, es decir, en dos vueltas del cigüeñal. El ciclo de cuatro tiempos comprende las cuatro fases siguientes:

- a) Admisión de la mezcla en el cilindro
- b) Compresión de la mezcla en el cilindro
- c) Explosión de la mezcla en el cilindro
- d) Escape de los productos de la combustión

Cada fase corresponde a una carrera del pistón.

Este ciclo de funcionamiento es el que rige a los motores de gasolina (también conocidos como motores Otto) y a los Diesel. La diferencia entre ambos es que en

el motor Otto el combustible se mezcla con el aire necesario para su combustión y se hace explotar en el interior de los cilindros mediante el encendido provocado por una chispa eléctrica procedente de una bujía. En los motores Diesel, el combustible se inyecta directamente en la precámara (inyección indirecta) o en la cámara de combustión (inyección directa) y el encendido se produce de forma espontánea debido a las altas temperaturas que se alcanzan durante la elevada compresión.

Sin importar si un motor es de 2, 3, 4, 5, 6, 8 o más cilindros la mayoría de los vehículos en circulación utilizan un motor de cuatro tiempos. En la figura 2.4 se observa un pistón mostrando los cuatro tiempos.

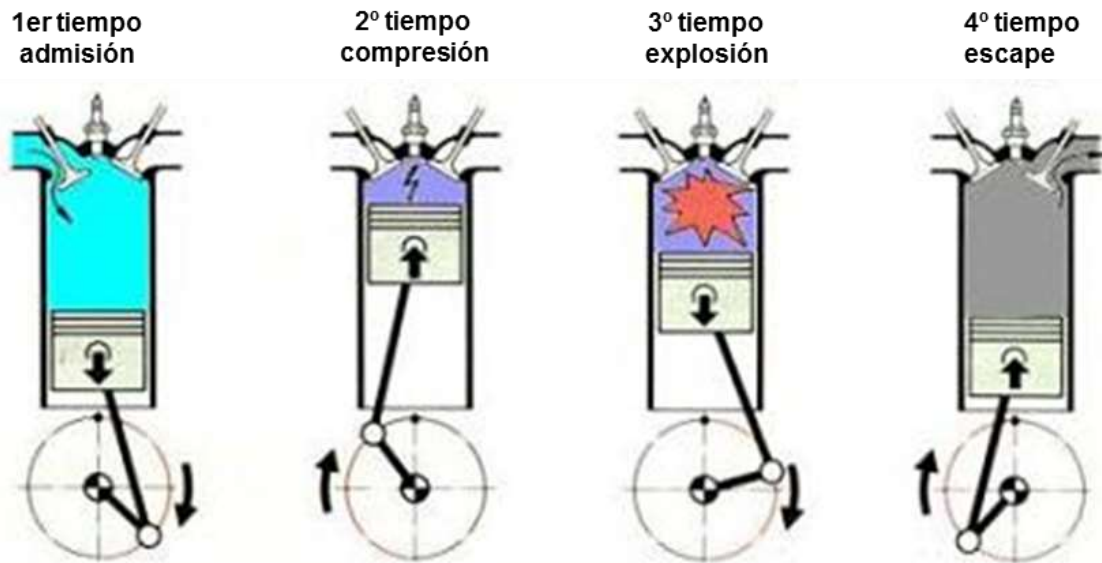


Figura 2.4 Ciclo de trabajo en un motor de cuatro tiempos de gasolina; admisión, compresión, explosión y escape

- Primer tiempo admisión: El pistón baja en el momento en que la válvula de admisión se abre, permitiendo el ingreso de la mezcla aire-combustible en los motores de encendido por chispa y aire en motores encendidos por compresión.
- Segundo tiempo compresión: El pistón sube comprimiendo la mezcla aire-combustible en los motores de encendido por chispa y aire en motores encendidos por compresión, las dos válvulas están cerradas.
- Tercer tiempo explosión: El pistón llega al máximo de su recorrido, la bujía entrega la chispa (motor encendido por chispa) y a presión (motor encendido por compresión), se produce la explosión y el pistón es impulsado hacia abajo.

- d) Cuarto tiempo escape: El pistón sube nuevamente, pero esta vez la válvula de escape se encuentra abierta permitiendo la salida de los gases quemados.

2.4.2 Motor de dos tiempos

En los motores de dos tiempos, el ciclo completo de trabajo es realizado en dos carreras del pistón, que corresponde a una vuelta del cigüeñal. Durante la subida desde el PMI al PMS se introduce la mezcla de combustible y a la vez se comprime; la combustión se produce cuando el pistón llega al PMS y durante la carrera de bajada los gases de la combustión se descargan a la vez que entra la nueva mezcla de combustible por unos orificios denominados lumbreras de escape y admisión respectivamente. Las ventajas de estos motores son precisamente la obtención de una explosión por cada vuelta del cigüeñal y la sencillez que supone la ausencia de un sistema de distribución (válvulas, árbol de levas, etc.). Lo negativo de estos motores es su elevado consumo y las excesivas emisiones contaminantes comparados con los motores de cuatro tiempos.

2.4.3 Motor de encendido por chispa

El motor de encendido por chispa (*Spark Ignition, SI*) está basado en principios teóricos enunciados por Beau de Rochas, según los cuales la combustión se verifica a volumen constante y fue realizado prácticamente por el alemán Otto, en 1862. Hoy en día, el motor de *SI* suele llamarse, motor de ciclo Otto.

En la categoría de *SI* pertenece la mayoría de los motores de automóviles, una gran parte de los motores para tracción industrial, todos los motores para motocicletas y aeronaves y una buena parte de los motores para aplicaciones náuticas y agrícolas.

Por tanto, la gran mayoría de los motores de *SI* funcionan según el ciclo de cuatro tiempos. El de dos tiempos se adopta solamente en casos particulares, como son los motores fuera de borda y los pequeños motores de motocicleta.

El combustible es la gasolina, esto es, hidrocarburos ligeros de elevado poder calorífico que se evapora fácilmente. Pueden usarse también combustibles gaseosos o también, gas licuado, pero su empleo es menos práctico aunque en la actualidad ha adquirido gran uso.

Los motores de encendido por chispa pueden ser alimentados por medio de un carburador o por inyección. En el caso del encendido por inyección, el combustible se mezcla con el aire inyectándolo en el conducto de aspiración en la toma de la válvula, o bien directamente en la cámara de combustión. Con todo, este último método es el más empleado ya que es el más eficiente. La alimentación por inyección tiene la ventaja de distribuir de manera uniforme el combustible en los diversos cilindros.

Los sistemas de encendido eléctrico más utilizados son de encendido por magneto y el del distribuidor.

- a) En el encendido por magneto, se emplea un generador de corriente diseñado para generar un voltaje suficiente para hacer saltar una chispa en las bujías y así provocar la ignición de los gases comprimidos en un motor de combustión interna.
- b) El encendido por distribuidor es accionado por el árbol de levas girando el mismo número de vueltas que este y la mitad que el cigüeñal. La forma de accionamiento del distribuidor no siempre es la misma, en unos el accionamiento es por medio de una transmisión piñón-piñón, quedando el distribuidor en posición vertical con respecto al árbol de levas (figura 2.5). En otros el distribuidor es accionado directamente por el árbol de levas sin ningún tipo de transmisión, quedando el distribuidor en posición horizontal (figura 2.6).

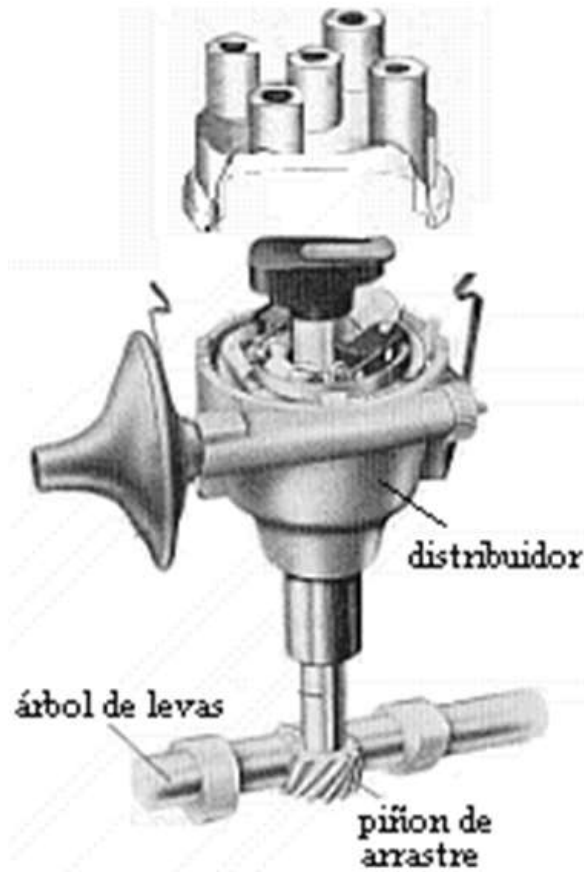


Figura 2.5 Encendido por distribuidor accionado por medio de una transmisión piñón-piñón

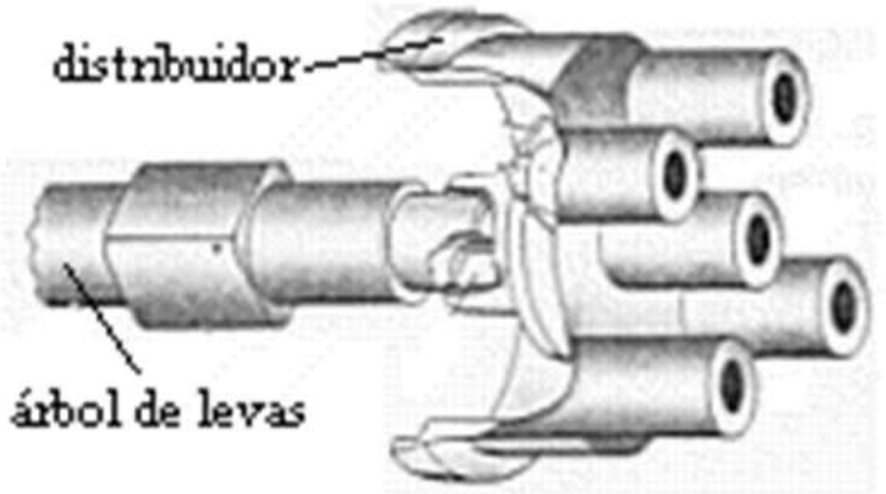


Figura 2.6 Encendido por distribuidor accionado por el árbol de levas

2.4.4 El motor encendido por compresión

El motor de encendido por compresión (*Compresión Ignition CI*) está basado en los trabajos de Rudolph Diesel, que realizó sus primeros motores alrededor del año 1892. En este tipo, la combustión se realiza a presión constante, según el ciclo que ha tomado el nombre de su inventor.

Los combustibles empleados son hidrocarburos líquidos de propiedades diferentes al hidrocarburo usado en motores de encendido por chispa, menos volátiles y con un peso específico superior, por lo cual se llaman combustibles pesados. El tipo más usado para los motores de los automóviles es el Diesel.

El Diesel es una mezcla de hidrocarburos obtenida por destilación fraccionada del petróleo, más pesada y menos volátil que la gasolina. Su principal característica es que se inflama bajo fuerte presión. También se utiliza un sistema de graduación para medir su calidad, en este caso con referencia a una mezcla de un hidrocarburo denominado cetano (grado 100) y el alfa metil naftaleno (grado cero).

La mayoría del Diesel para automóviles tiene un número de cetano cercano a 50. Frente a la gasolina, otra característica del Diesel es que la presencia de hidrocarburos específicos como ceras o parafinas, hacen que pueda helarse a temperaturas muy frías. Para evitarlo se añaden aditivos que mejoran su capacidad para fluir y evitan la congelación. El Diesel no es un combustible de clase inferior a la gasolina. Debe estar muy bien filtrado para no estropear los sistemas de inyección de alta presión, con inyectores que cuentan con orificios de milésimas de milímetro. La alimentación del combustible se efectúa exclusivamente por inyección.

Los motores de *CI* son similares, en importancia y variedad de aplicaciones, a los motores *SI*; pertenecen a esta vasta categoría los grandes motores Diesel lentos

para instalaciones navales y fijas, así como los motores Diesel rápidos empleados en la transportación terrestre y en embarcaciones ligeras.

Hay que considerar como motores de *CI* los motores de cabeza caliente llamados también semi-Diesel. Estos tienen un número limitado de aplicaciones en el campo de las instalaciones fijas, de tractores agrícolas y sobre algunos tipos de embarcaciones, pero tienden a ser suplantados por los motores Diesel rápidos y por los motores de *SI*.

Los motores de cabeza caliente presentan un tipo particular de autoencendido que por su sencillez y economía, encuentra aplicación en las instalaciones fijas y en el sector agrícola.

En su construcción, estos motores son muy similares a los Diesel, diferenciándose de ellos por su menor relación de compresión, la cual no es suficiente para provocar el autoencendido de la mezcla del aire y combustible. El autoencendido se produce debido a la presencia de un punto caliente constituido por un casquete (en forma de cámara pequeña, aislada y carente de refrigeración), en cuya dirección se inyecta el combustible. En contacto con la superficie sobrecalentada, el combustible se vaporiza, aumentando la compresión y se inflama. El ciclo termodinámico se acerca mucho al de Otto ya que contrariamente al caso Diesel, la combustión se produce prácticamente a volumen constante.

Los sistemas de inyección de combustible más utilizados son dos, la inyección neumática y la inyección mecánica.

- a) En la inyección neumática, también llamada inyección de pulverización, el combustible depositado en el pulverizador o inyector en la cantidad exacta necesaria para cada ciclo, se introduce en el cilindro aprovechando el efecto de arrastre de una corriente de aire de alta presión suministrada por un compresor adecuado.

La inyección neumática está hoy en día obsoleta, pero hay motores lentos que aún siguen utilizándola.

- b) En la inyección mecánica o inyección sólida, el combustible es inyectado a una elevada presión hidráulica. Es un sistema que regula la entrega de combustible a los cilindros mediante señales mecánicas, como puede ser la energía cinética del aire de admisión, la presión de la gasolina, etc.

Dentro de la clasificación de los motores de encendido por compresión existen dos tipos de motores que son motores lentos y motores rápidos.

- a) Los motores lentos son aquellos usados en instalaciones fijas y marinas, en general, en aplicaciones para las cuales la relación peso y potencia no tiene una importancia predominante. Teniendo que funcionar ininterrumpidamente durante largos periodos de tiempo, tienen sobresalientes características de seguridad y duración, además de ser de

dimensiones muy grandes. Aprovechan su poca cilindrada y gran peso; el funcionamiento a un bajo número de revoluciones provoca que tenga una potencia limitada, pero con la ventaja de una larga duración.

- b) Los motores rápidos son comparables con los motores de encendido por chispa, con los cuales difieren esencialmente por el sistema de alimentación, de encendido y por la relación peso/potencia.

También existen motores encendidos por compresión que son clasificados como doble efecto y simple efecto.

Los *motores de simple efecto* son los más comunes y más empleados en todos los motores Diesel.

En los *motores de doble efecto* el cilindro está provisto de dos cámaras de combustión, una en cada extremo. La presión de combustión actúa alternadamente sobre las dos caras opuestas del pistón y los ciclos se desarrollan en las dos cámaras de combustión, por ende, se encuentran defasados en un cierto tiempo.

2.4.5 Diferencias principales entre el motor de encendido por chispa y el de encendido por compresión

Desde el punto de vista mecánico, no hay diferencias substanciales entre los dos tipos de motores. Esencialmente se distinguen por su ciclo teórico, el motor de *SI* funciona según el ciclo Otto y el de *CI* según el ciclo Diesel.

Las diferencias fundamentales entre los dos tipos de motores se derivan de las características de sus ciclos:

Introducción de combustible

En la mayor parte de los motores de *SI*, el aire y el combustible son introducidos en la cámara de combustión bajo forma de mezcla gaseosa. La mezcla se efectúa en el carburador y la regulación de la cantidad de la mezcla introducida se obtiene por medio de una válvula de mariposa y en la actualidad se hace por medio de los inyectores.

En los motores de *CI*, el aire se introduce en la cámara de combustión a través de conductos que van a la válvula de aspiración, mientras el combustible se introduce directamente por medio de un inyector. La mezcla aire-combustible se realiza en la cámara de combustión; no hay regulación de la cantidad de aire, sino tan sólo una regulación de la cantidad de combustible introducido.

Encendido

El motor de *SI* requiere un sistema de encendido para generar una chispa en la cámara de combustión entre los electrodos de una bujía, con el fin de iniciar la combustión.

Una vez que el combustible es inyectado, el motor de *CI* aprovecha la alta temperatura y presión obtenidas al comprimir el aire dentro del cilindro para iniciar a la combustión.

Relación de compresión

El valor de la relación de compresión en los motores de *SI* varía de 6 a 10, salvo casos excepcionales, mientras que los motores de *CI* oscilan entre 14 y 22.

En los motores de *SI*, el límite superior de la relación de compresión está determinado esencialmente por la cantidad antidetonante del combustible en el mercado; para los motores de *CI* está determinado, sobre todo, por el peso de la estructura del motor, que aumenta al aumentar la relación de compresión, de un modo especial con grandes cilindradas.

Peso

El motor de *CI* es por lo general, más pesado que un motor de *SI* de igual cilindrada, porque funciona a presión considerablemente mayor y por tanto las partes que lo componen deben ser de mayor grosor.

2.5 Orden de encendido

Para saber cuál es el orden de encendido de un motor de combustión interna es necesario saber el diseño del motor, para conseguir una curva de par motor lo más plena posible y una sucesión uniforme de los cilindros de trabajo, es necesario determinar un orden de encendido.

Se trata siempre de procurar que se reparta la carga en los cojinetes de bancada que soporta el cigüeñal, que no se produzca el encendido simultáneamente en dos cilindros adyacentes, y que las admisiones de los cilindros que están alimentados por un colector común no se obstaculicen entre ellas. Así por ejemplo, en los motores de cuatro cilindros en línea es imposible evitar la sucesión de encendidos en dos cilindros cercanos, por lo que se suele usar el orden 1-3-4-2 ó 1-2-4-3.

En un motor de seis cilindros en línea, el orden de encendido más utilizado es el 1-5-3-6-2-4. En la tabla 2.1 se observa el orden de encendido más utilizado de un motor de cuatro cilindros.

Tabla 2.1. Orden de encendido en un motor de cuatro tiempos (1-3-4-2)

	Número del cilindro			
	Cilindro 1	Cilindro 2	Cilindro 3	Cilindro 4
1ra media vuelta del cigüeñal	EXPLOSIÓN	ESCAPE	COMPRESIÓN	ADMISIÓN
2da media vuelta del cigüeñal	ESCAPE	ADMISIÓN	EXPLOSIÓN	COMPRESIÓN
3ra media vuelta del cigüeñal	ADMISIÓN	COMPRESIÓN	ESCAPE	EXPLOSIÓN
4ta media vuelta del cigüeñal	COMPRESIÓN	EXPLOSIÓN	ADMISIÓN	ESCAPE

3 Banco de pruebas de motores

3.1 Componentes del banco de pruebas

El banco de pruebas con que cuenta el Instituto Mexicano del Transporte (IMT), consta de un motor de combustión interna que utiliza gasolina como combustible, un dinamómetro de motor, un sistema de suministro de combustible, un sistema de enfriamiento y un equipo de medición de gases.

3.1.1 Dinamómetro

El dinamómetro es un equipo que mide el torque y velocidad angular del motor, con estos datos se determina la potencia. Existen dos tipos básicos de dinamómetros, el dinamómetro de motor y el dinamómetro de chasis.

Dinamómetro de motor

El dinamómetro de motor es un equipo de medición en condiciones de operación reales de un motor de combustión interna. El dinamómetro de motor disipa la energía que produce el motor de combustión interna, al mismo tiempo que se miden el par torsional y la velocidad del motor mediante sensores, por medio de estas variables se calcula la potencia. Para probar un motor en un dinamómetro de motor, el motor se tiene que montar en un banco de pruebas acoplado con precisión al dinamómetro a través de la flecha.

El dinamómetro de motor es principalmente utilizado por los fabricantes de motores para determinar las curvas características de comportamiento de cada motor. Este equipo de medición es el único reconocido a nivel internacional para determinar el rendimiento de potencia de un motor.

Dinamómetro de chasis

Los dinamómetros de chasis miden la potencia en las ruedas. El motor genera un torque que se transfiere a la caja de velocidades a través del clutch. La caja de velocidades transfiere el torque a su vez al diferencial que de nuevo impulsa a la flecha que se acoplan a las ruedas. Todos estos dispositivos absorben parte de la potencia y como resultado, la potencia que llega a las ruedas es substancialmente menor del que sale del motor. La potencia en las ruedas es lo que determinará el desempeño del vehículo.

Los dinamómetros miden torque y velocidad angular del motor y a partir de ahí se calcula la potencia. El torque puede medirse en Nm [lb-ft] y la velocidad angular en rpm. Una vez que hemos medido el torque y lo multiplicamos por la velocidad angular obtenemos la potencia. La potencia se expresa en caballos de potencia (HP) o Kilowatt (KW).

El dinamómetro del banco de pruebas del IMT es un dinamómetro de motor. Que tiene la capacidad de medir potencias de hasta 250 HP.

3.1.2 Instrumentos de medición

Termopar

Un termopar es un dispositivo capaz de convertir la energía calorífica en energía eléctrica. Consta de dos metales diferentes sobre puestos en una junta; los cuales están conectados a dos diversos ensambles, uno para la temperatura y el otro para la referencia. La diferencia entre los dos ensambles se detecta y se mide el cambio en el voltaje (fuerza electromotriz, *fem*) a través de los metales diferentes en el ensamble de la media de la temperatura.

Los termopares son sensores que se emplean para medir la temperatura en procesos donde no se puede tomar directamente una lectura a través de un termómetro. Existen siete tipos de termopares conocidos, E, S, T, J, K, B y R. En la fabricación de termopares se utilizan diferentes materiales tales como: hierro-constantano, cobre-constantano o antimonio-bismuto.

El termopar está constituido por las siguientes composiciones químicas que se observan en las tablas 3.1 y 3.2.

Tabla 3.1 Tipo de termopares del Grupo I Metales Nobles

Tipo	Conductor (+)	Conductor (-)	Características
R	87% Platino - 13% rodio	platino	Adecuados para la medición de temperaturas de hasta 1300 °C. Su baja sensibilidad (10 $\mu\text{V}/^\circ\text{C}$) y su elevado precio quitan su atractivo
S	90% Platino - 10% Rodio	Platino	Ideales para mediciones de altas temperaturas hasta los 1300 °C, pero su baja sensibilidad (10 $\mu\text{V}/^\circ\text{C}$) y su elevado precio lo convierten en un instrumento no adecuado para el uso general. Debido a su elevada estabilidad, el tipo S es utilizado para la calibración universal del punto de fusión del oro (1064,43 °C).
B	70% Platino- 30% Rodio	94% Platino-6% Rodio	Son adecuados para la medición de altas temperaturas, superiores a 1800 °C. Los termopares tipo B presentan el mismo resultado a 0 °C y 42 °C debido a su curva de temperatura/voltaje, limitando así su uso a temperaturas por encima de 50 °C.

Por otro lado, los termopares tipo B, R y S son los más estables, pero debido a su baja sensibilidad (10 $\mu\text{V}/^\circ\text{C}$ aprox.) generalmente son usados para medir altas temperaturas (superiores a 300 °C).

Los termopares con una baja sensibilidad, como en el caso de los tipos B, R y S, tienen además una resolución menor. La selección de termopares es importante para asegurarse que cubren el rango de temperaturas a determinar.

Tabla 3.2 Tipo de termopares del Grupo II Metales Base

Tipo	Conductor (+)	Conductor (-)	Características
K	Cromel (Ni/Cr)	Alumel (Ni/Al)	Con una amplia variedad aplicaciones, está disponible a un bajo costo y en una variedad de sondas. Tienen un rango de temperatura de -200°C a $+1372^{\circ}\text{C}$ y una sensibilidad $41 \mu\text{V}/^{\circ}\text{C}$ aproximadamente. Posee buena resistencia a la oxidación
E	Cromel (Ni/Cr)	Constantano (Cu/Ni)	No son magnéticos y gracias a su sensibilidad, son ideales para el uso en bajas temperaturas, en el ámbito criogénico. Tienen una sensibilidad de $68 \mu\text{V}/^{\circ}\text{C}$.
J	Hierro	Constantano (Cu/Ni)	Su rango de utilización es de $-270/+1200^{\circ}\text{C}$. Debido a sus características se recomienda su uso en atmósferas inertes, reductoras o en vacío, su uso continuado a 800°C no presenta problemas, su principal inconveniente es la rápida oxidación que sufre el hierro por encima de 550°C ; y por debajo de 0°C es necesario tomar precauciones a causa de la condensación de vapor de agua sobre el hierro.
T	Cobre	Constantano (Cu/Ni)	Ideales para mediciones entre -200 y 260°C . Resisten atmósferas húmedas, reductoras y oxidantes y son aplicables en criogenia. El tipo termopares de T tiene una sensibilidad de cerca de $43 \mu\text{V}/^{\circ}\text{C}$.
N	Nicrosil (Ni-Cr-Si)	Nisil (Ni-Si)	Es adecuado para mediciones de alta temperatura gracias a su elevada estabilidad y resistencia a la oxidación de altas temperaturas, y no necesita del platino utilizado en los tipos B, R y S, que son más caros.

Características del termopar tipo J

El termopar tipo J de composición hierro-constantano, termoelemento positivo: Fe 99.5%, termoelemento negativo: Cu 55%, Ni 45%. El margen de temperaturas es de -210°C a 760°C . La FEM producida es de -8.096mV a 42.919mV . El termopar, para ser conectado al motor de prueba, tiene en su punta un cople macho con rosca y una vaina que puede tener 24, 27 o 35 mm de longitud con 3mm de diámetro. El termopar, para ser conectado al cable de extensión, tiene un conector hembra. Para identificar los polos del conector hembra, se utiliza el color blanco para el polo positivo y el color rojo para el polo negativo.

3.2 Sistemas auxiliares del banco de pruebas

3.2.1 Sistema de enfriamiento

Para la operación del banco de pruebas, se requiere del suministro de agua de enfriamiento, la cual sirve para disipar el calor generado por la operación del motor de prueba y el dinamómetro. Para esto se cuenta con un sistema de almacenamiento, bombeo y enfriamiento de agua.

El sistema de enfriamiento proporciona el flujo de agua necesario, a la temperatura y a la presión requerida para asegurar que el dinamómetro y los intercambiadores de calor operen en óptimas condiciones. Además, este sistema de circuito cerrado recircula el agua utilizada por el equipo de pruebas, lo cual permite que se aproveche al máximo el agua tratada evitando desperdicios y ahorrando energía eléctrica.

El sistema de enfriamiento de agua está constituido por:

- Una torre de enfriamiento con cisterna para el almacenamiento del agua fría.
- Una bomba centrífuga que alimenta a la torre desde la cisterna de almacenamiento del agua tratada.
- Una bomba centrífuga que alimenta al banco de pruebas desde la cisterna de almacenamiento del agua fría de la torre de enfriamiento.

3.2.2 Sistema de suministro de combustible

Para la alimentación de los motores a probar, es necesario contar con un sistema de suministro de combustible. Para tener en el motor un suministro continuo y medido de combustible, es conveniente contar con un control automatizado. El sistema de combustible consta de un depósito, una línea de suministro, una línea de retorno, un filtro de combustible, una bomba de combustible, unas válvulas solenoides y tablero de control. Para el almacenamiento se cuenta con cuatro depósitos de combustible de 200 litros cada uno, cada depósito está destinado para contener diferentes tipos de combustible; gasolina sin plomo (Magna Sin y Premium) y Diesel, como se observa en la figura 3.1.

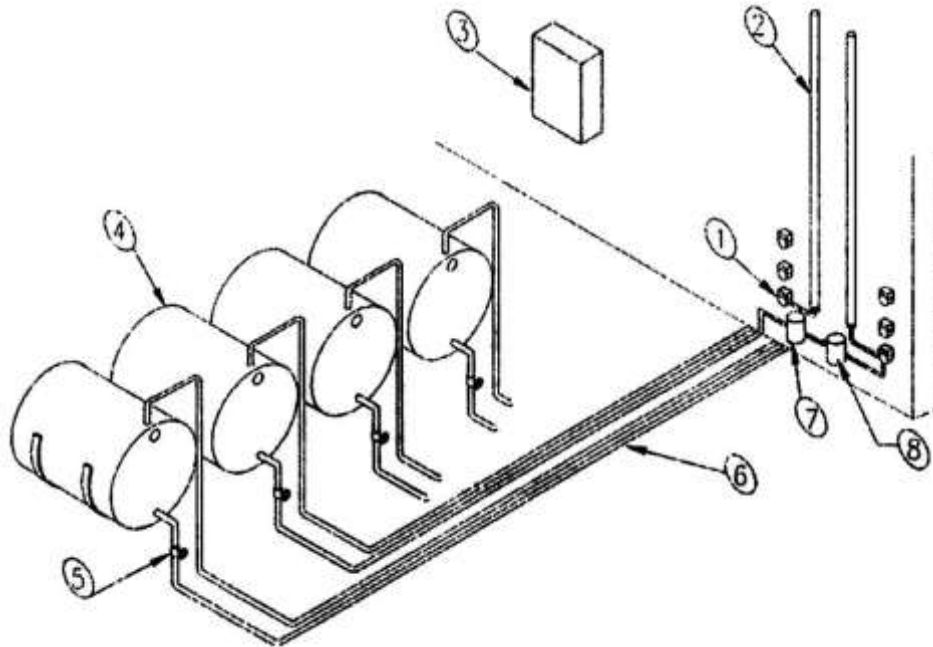


Figura 3.1 Almacenamiento de combustible. 1. Válvulas solenoides, 2. Probeta para medir el consumo de combustible, 3. Tablero de control, 4. Tanques de almacenamiento, 5. Válvulas, 6. Líneas de suministro de combustible, 7. Filtro de gasolina, 8. Bomba eléctrica.

3.3 Instrumentación del banco de pruebas

El objetivo es mostrar la manera de instrumentar en diferentes puntos del banco de pruebas de motores de combustión interna.

Debido a que los parámetros que se requieren medir son los concernientes al funcionamiento del motor, tendrá como enfoque la forma de instrumentar únicamente el motor, ya que los parámetros del dinamómetro están controlados y registrados en el panel de control del mismo.

De acuerdo con normas y procedimientos de pruebas que serán utilizadas para medir el comportamiento de los motores, se presenta la forma de instrumentar el motor para medir la temperatura.

3.4 Instrumentación del motor

Los puntos que se requieren instrumentar para la medición de temperatura de las diferentes partes de un motor de combustión interna, están determinados de acuerdo con lo establecido por la norma SAE J1349, sección 7.3 *Pressure and Temperature Measurement*, que es el procedimiento internacional que se ha utilizado en el banco de pruebas para la determinación de las curvas

características del motor. Sin embargo, se podría modificar el procedimiento de instrumentación de acuerdo con los requerimientos de las pruebas a realizar.

En la siguiente tabla se presenta la identificación de los termopares utilizados en el banco de pruebas para la medición de la temperatura de los puntos establecidos por la norma.

Tabla 3.3 Identificación de los termopares utilizados en el banco de pruebas

No de termopar	Identificación	Puntos a instrumentar
1	T1	Sistema de enfriamiento (Salida)
2	T2	Múltiple de admisión
3	T3	Sistema de enfriamiento (Entrada)
4	T4	No utilizada
5	T5	Sistema de lubricación
6	T6	Múltiple de escape

Múltiple de Admisión

Para medir la temperatura en el múltiple de admisión, se colocará el termopar identificado con el No. 2 (T2) a la entrada de aire del múltiple de admisión, como se muestra en la figura 3.2

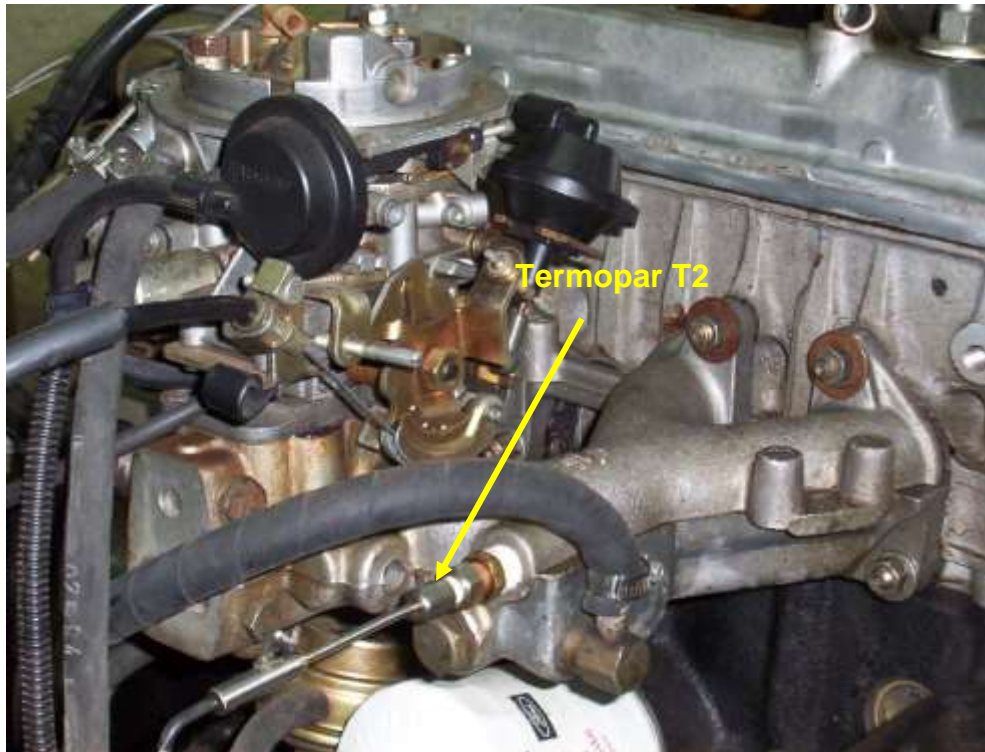


Figura 3.2 Instrumentación del múltiple de admisión

Sistema de enfriamiento

Para medir la temperatura del refrigerante en motores enfriados por líquido refrigerante, se colocará los termopares identificados con el No. 3 (T3) en la línea de entrada del líquido refrigerante y con el No. 1 (T1) en la línea de salida del líquido refrigerante del motor. Cuando los motores son enfriados por aire, la temperatura deberá ser medida en puntos especificados por el fabricante, como se muestra en la figura 3.3

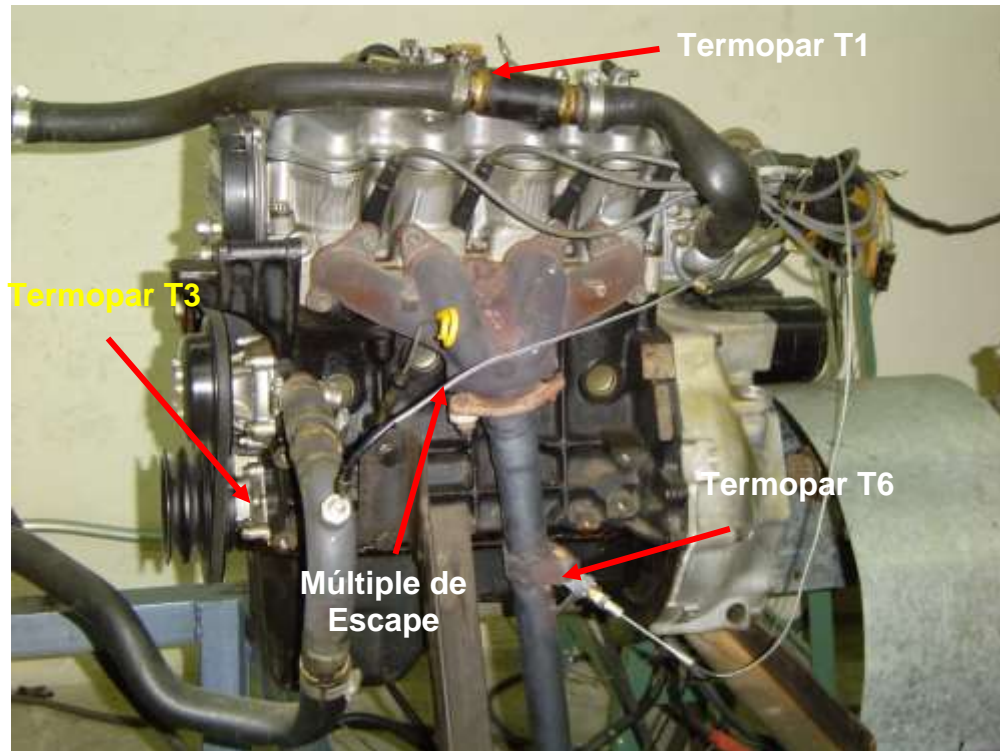


Figura 3.3 Entrada y salida del líquido refrigerante y múltiple de escape

Sistema de lubricación

Para medir la temperatura del sistema de lubricación, se colocará el termopar identificado con el No. 5 (T5) en el carter de aceite del motor, como se muestra en la figura 3.4

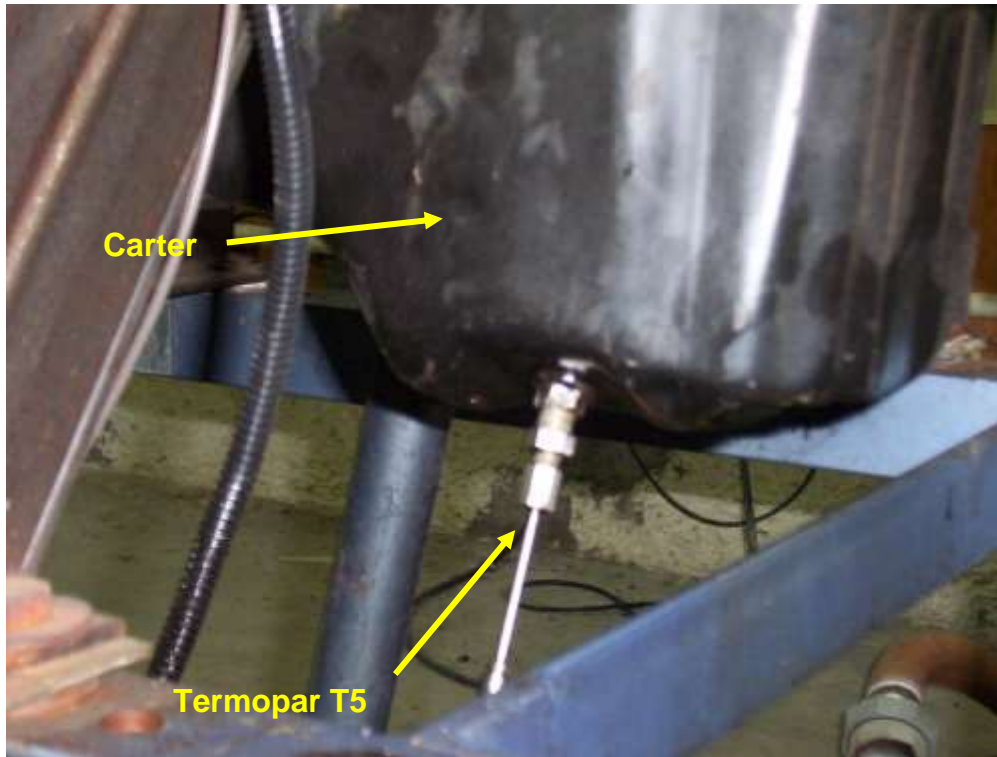


Figura 3.4 Sistema de lubricación

Múltiple de Escape

Para medir la temperatura en el múltiple de escape, se colocará el termopar identificado con el No. 6 (T6) en la línea de salida del múltiple de escape del motor de prueba, como se muestra en la figura 3.3

Sistema de Combustible

Motores encendidos por Chispa (gasolina): Para medir la temperatura del sistema de combustible, se tomara en el tanque de almacenamiento de gasolina.

Motores encendidos por Compresión (diesel): Para medir la temperatura del sistema de combustible, se tomara la temperatura en el tanque de almacenamiento del Diesel.

3.4.1 Tablero de instrumentación

El tablero de instrumentación tiene dos fuentes de poder independientes: una para energizar los indicadores del dinamómetro de motor y otra para energizar los indicadores de los termopares. En la figura 3.5 se muestra un tablero de instrumentos



Figura 3.5 Indicadores de dinamómetro y los termopares

El tablero de instrumentación tiene instalado seis módulos electrónicos para el acondicionamiento de la señal de salida de los termopares, con sus respectivos indicadores de lectura. Cada módulo electrónico está identificado de acuerdo con el número de termopar que se conecta a él.

Para ajustar los indicadores de lectura de los termopares, se tiene cuatro pulsadores en la parte inferior de la pantalla que por medio de pulsos permite el ajuste de los indicadores de lectura.

4 Procedimiento experimental del estudio

4.1 Procedimiento utilizado Norma SAE J1349

La Norma *SAE J1349* establece la base para el rango de potencia del motor, las condiciones de entrada de aire, el método para la corrección de la potencia observada a plena carga y la base para determinar la potencia a plena carga utilizando un dinamómetro. Ver anexo 1.

Aspectos a considerar antes de realizar las pruebas

- Comprobación del correcto funcionamiento de los sistemas tanto de enfriamiento y de combustible.
- Verificación de la buena condición de las conexiones eléctricas de todos los equipos a utilizar, a fin de evitar cortos circuitos o fallas durante las pruebas.
- Revisión de los niveles del motor de prueba, esto es, el nivel de agua y el nivel de aceite. Si se observa que el aceite no cumple con la calidad requerida para los ensayos, se debe de realizar el cambio de este, así como también el cambio del filtro de aceite.
- Cuidado en el encendido de la consola del dinamómetro, esperar 25 minutos, para que el dinamómetro adquiera la temperatura de trabajo y las lecturas registradas sean lo más exactas posibles.
- Verificación de la correcta conexión de los termopares en el motor con la finalidad de que durante las pruebas no se presenten fallas como pueden ser desconexiones o mediciones incorrectas.

Una vez verificado lo anterior, se procede a encender el sistema de enfriamiento conforme al siguiente orden:

- Ventilador de la torre
- Alimentación al dinamómetro
- Alimentación a la torre.

Encienda el motor de pruebas y detecte situaciones anormales tales como ruido y fugas de agua o gasolina y aplique acciones correctivas inmediatas. Si no existe ninguna situación anormal inicie la prueba.

4.2 Procedimiento para la realización de las pruebas

Una vez realizados los pasos descritos en el párrafo anterior, el motor alcance la temperatura de trabajo (de 70 a 90°C) durante 5 minutos aproximadamente y proceder a realizar la prueba.

- a) Una vez que se alcanza la temperatura de trabajo, el motor se revoluciona hasta las 1500 rpm sin aplicar carga, durante dos minutos aproximadamente o una vez que se estabilice el motor, se desacelera hasta la velocidad de ralentí. Se registra la velocidad mínima la cual debe estar entre 850 y 900 rpm.
- b) El motor se acelera nuevamente hasta 1500 rpm y se aplica carga al motor mediante el dinamómetro, se observa que el motor se frena, por lo que se tiene que acelerar para mantenerlo a 1500 rpm. Se continúa incrementando la carga hasta que el acelerador se encuentre a fondo (plena carga). Una vez alcanzada la plena carga se mantiene por dos minutos, o bien, hasta que el motor se estabilice. Se registra la lectura obtenida.
- c) Se registran las lecturas correspondientes en intervalos de 500 rpm de incremento en la velocidad, hasta alcanzar las 5000 rpm (la velocidad máxima recomendada por el fabricante del motor es de 5200 rpm). Por cada incremento en la velocidad, se debe esperar dos minutos, o bien, hasta que el motor se estabilice antes de registrar las lecturas. Una vez que se ha obtenido la última lectura, se descarga el dinamómetro y se desacelera el motor paulatinamente hasta llegar a tener el dinamómetro totalmente descargado y el motor en la velocidad de ralentí.

El motor se mantiene en ralentí durante 5 minutos aproximadamente para que este se enfríe y se puedan realizar las siguientes pruebas.

Se realizaron pruebas realizadas con convertidor catalítico y sin convertidor catalítico, de acuerdo con el procedimiento siguiente:

1. Una vez puesto en marcha el motor espere cuatro minutos y acelere a 1500 rpm, sin carga. Espere de aproximadamente 2 minutos o una vez estabilizado el motor, desacelere hasta tener la velocidad de ralenty. Anote la velocidad mínima sin carga, la cual debe estar entre 850 y 900 rpm.
2. A velocidad mínima sin carga, supervise la presión del aceite, la cual no debe ser menor de 35 Psi.
3. El operador del dinamómetro debe vigilar que no existan ruidos anormales en el motor durante la prueba.
4. La temperatura del combustible deber estar entre 57 y 63 °C.

5. A una velocidad nominal de 3200 rpm, la presión del aceite no deber exceder a 80 Psi.
6. Se deber supervisar que todos los sistemas funcionen correctamente; si existen fallas, deben aplicarse medidas correctivas inmediatamente.
7. Acelere el motor hasta 1500 rpm, es entonces cuando debe aplicarse carga al motor con el dinamómetro. Notar que se reduce la velocidad del motor, por lo que, este se debe acelerar para mantenerlo a 1500 rpm y seguir incrementando la carga hasta que el acelerador se encuentre a plena carga. Una vez alcanzado este propósito, esperar dos minutos o que el motor se estabilice y tomar la primera lectura. Posteriormente, tomar las lecturas correspondientes por cada 500 rpm de incremento en la velocidad hasta alcanzar 5200 rpm, velocidad máxima recomendada por el fabricante. Para cada incremento en la velocidad, esperar dos minutos o que el motor se estabilice antes de tomar las lecturas. Después de haber obtenido la última lectura descargue el dinamómetro y desacelere el motor paulatinamente hasta llegar a tener el dinamómetro totalmente descargado y el motor a velocidad de *ralenty*, el cual deber ser mantenido en estas condiciones por 5 minutos más para que se enfríe.

4.3 Datos registrados en cada prueba

El banco de pruebas está integrado por el motor a caracterizar que se acopla mediante una flecha al dinamómetro que permite obtener los valores de las variables a medir a las revoluciones establecidas en la norma. Para el funcionamiento del banco de pruebas se tiene un sistema que suministra el combustible para que alimente al motor de manera continua así como un sistema de enfriamiento que permite mantener tanto al motor como al dinamómetro a las temperaturas estables de operación.

4.3.1 Características del motor

Motor:	MCI LAE-16
Número de serie:	754706M
Ciclo:	Otto de 4 tiempos
Combustible:	Gasolina
Número de cilindros:	4
Colocación del cilindro:	En línea
Orden de encendido:	1-3-4-2
Relación de compresión:	8.4:1
Sistema de admisión:	Aspiración natural
Filtro de aire:	Sin filtro
Sistema de escape:	Sistema del dinamómetro
Silenciador:	Con silenciador
Sistema de enfriamiento:	Columna de enfriamiento
Tipo de bomba de recirculación:	Centrifuga
Sistema de alimentación del Combustible:	Probetas graduadas
Bomba de transferencia:	Tipo mecánica
Filtro:	Papel corrugado
Velocidad máxima:	5000 rpm
Velocidad de ralentí:	850 – 900 rpm
Datos del combustible:	Magna Sin y Premium
Datos del lubricante:	20W-50 Chevron Supreme

4.3.2 Datos registrados

Los datos registrados se presentan en forma de tabla, esta tabla se integra de la siguiente manera; en la primera sección se presentan los datos de las diferentes variables a medir y en la segunda sección los registros de datos corregidos que se obtienen a diferentes regímenes del motor.

VARIABLES		REGIMEN EN RPM				
		1500	2000	2500	3000	3500
Temperatura de Entrada de Aire	°C					
Temperatura de Aceite en el Carter	°C					
Temperatura del Combustible	°C					
Temperatura de Entrada de Agua	°C					
Temperatura de Salida de Agua	°C					
Presión de Aceite	PSI					
Par Torsional	lb-pie					
Volumen de Combustible	cm ³					
Tiempo de Consumo	s					
Potencia	HP					
C.E.C	g/HPh					
Potencia Corregida	HP					
Par Torsional Corregido	lb-pie					
C.E.C.C.	g/HPh					

4.3.3 Procedimientos para la corrección de datos

Para corregir los datos obtenidos es necesario realizar cálculos a través de fórmulas que permiten obtener los valores en condiciones reales en los que opera el motor de prueba, las fórmulas utilizadas son:

1. Potencia observada

$$bpo = \frac{(bto)(rpm)}{5252}$$

Dónde:

bpo: Potencia observada, [HP]

bto: Par torsional

rpm: Régimen del motor en revoluciones por minuto

2. Potencia corregida

$$bpc = bpo(fa)^{fm}$$

Donde:

bpc: Potencia observada corregida, [HP]

fa: factor atmosférico

fm: factor motor (0.4)

3. Par torsional corregido (btc)

$$btc = \frac{bpc(5252)}{rpm}$$

Donde:

btc: Par torsional corregido, [Lb-pie]

4. Consumo específico de combustible

$$SFC_o = \frac{\text{Consumo masico de combustible}}{bpo}$$

Donde:

SFC_o: Consumo específico de combustible

bpo: Potencia observada

5. Consumo específico de combustible corregido (SFC_c)

$$SFC_c = \frac{\text{Consumo masico de combustible}}{bpc}$$

Donde:

SFC_c: Consumo específico de combustible corregido, [g/HP_h]

bpc: Potencia observada corregida

4.4 Datos registrados en cada prueba

A continuación se presentan los datos registrados en cada prueba, así como las gráficas de Par torsional vs RPM, Potencia vs RPM y Consumo Específico de Combustible vs RPM. La mitad de pruebas son realizadas con convertidor catalítico. Se utilizan dos tipos de combustible (Magna y Premium) y con carburadores de una y dos gargantas en el motor.

4.4.1 Prueba 1: Motor con carburador de dos gargantas, combustible Magna y sin convertidor catalítico

Tabla 4.1 Datos registrados de la prueba 1

VARIABLES	REGIMEN EN RPM				
	1500	2000	2500	3000	3500
Temperatura de Entrada de Aire °C	30	31	33	34	36
Temperatura de Aceite en el Carter °C	97	101	108	114	121
Temperatura del Combustible °C	25	25	25	25	26
Temperatura de Entrada de Agua °C	85	85	85	84	82
Temperatura de Salida de Agua °C	89	89	89	89	89
Presión de Aceite PSI	61	63	65	67	70
Par Torsional lb-pie	66	60	55	45	43
Volumen de Combustible cm ³	50	50	50	50	50
Tiempo de Consumo s	28	23	18	16	14
Potencia HP	22.8	27.9	31.7	30.2	34.7
C.E.C g/HP-h	286.15	291.01	319.48	377.39	378.10

Potencia Corregida HP	18.6	22.7	26.0	25.4	28.3
Par Torsional Corregido lb-pie	65	60	55	44	42
C.E.C.C. g/HP-h	288.41	292.85	320.93	378.82	378.57

En la gráfica 4.1 se presentan el par torsional y la potencia, y en la gráfica 4.2 el consumo específico de combustible de los datos obtenidos en la prueba 1.

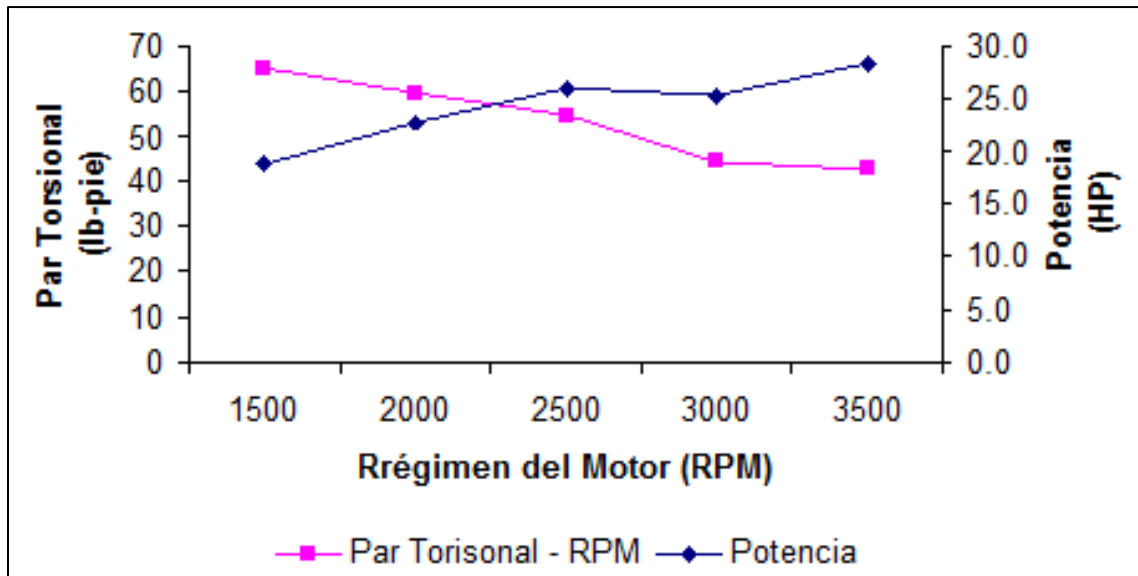


Figura 4.1 Par Torsional y Potencia

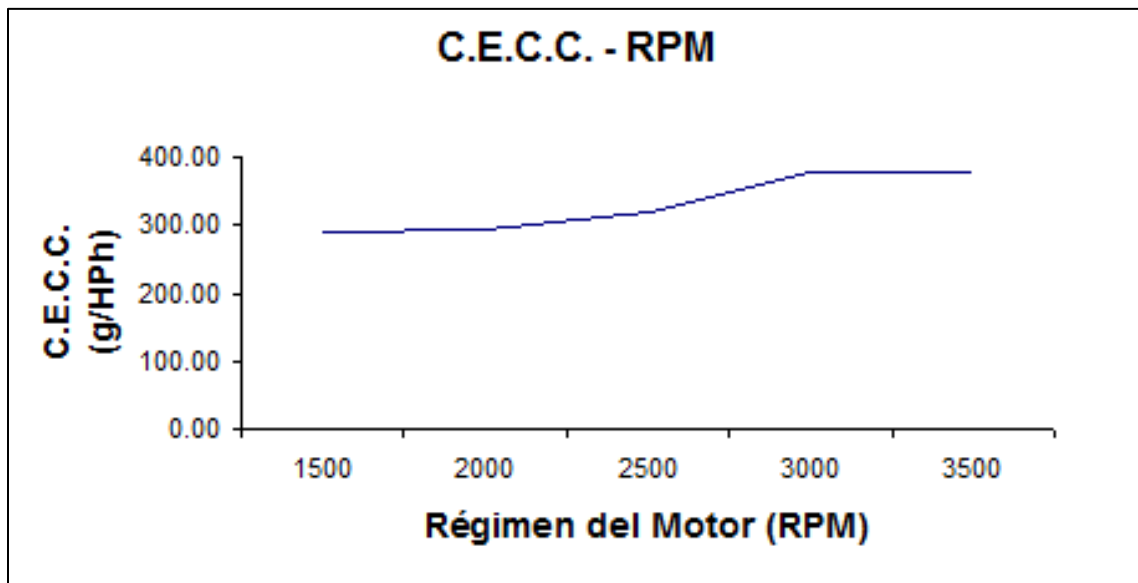


Figura 4.2 Consumo específico de combustible

Resultados de la prueba 1:

- Par Torsional Máximo: 65 lb-pie @ 1500 RPM
- Potencia Máxima: 28.3 HP @ 3500 RPM
- Consumo Específico del Combustible Mínimo: 288.41 g/HP-h @ 1500 RPM

4.4.2 Prueba 2: Motor con carburador de dos gargantas, combustible Magna y con convertidor catalítico

Tabla 4.2 Datos registrados de la prueba 2

VARIABLES	REGIMEN EN RPM				
	1500	2000	2500	3000	3500
Temperatura de Entrada de Aire °C	34	34	35	35	36
Temperatura de Aceite en el Carter °C	103	102	104	112	117
Temperatura del Combustible °C	31	31	31	32	33
Temperatura de Entrada de Agua °C	89	89	89	89	89
Temperatura de Salida de Agua °C	91	91	91	91	91
Presión de Aceite PSI	55	61	64	66	66
Par Torsional lb-pie	52	49	41	31	21
Volumen de Combustible cm ³	50	50	50	50	50
Tiempo de Consumo s	24	21	17	14	14
Potencia HP	18.4	23.3	24.2	21.6	17.1
C.E.C. g/HPh	418.03	389.30	447.98	583.74	754.37
Potencia Corregida HP	14.8	18.6	19.4	17.7	14.2
Par Torsional Corregido lb-pie	52	49	41	31	21
C.E.C.C. g/HPh	419.54	390.76	449.12	585.31	755.50

En las gráficas 4.3 se presentan las curvas del par torsional y la curva de potencia y en la gráfica 4.4 se presenta la curva de consumo específico de combustible de los datos obtenidos en la prueba 2.

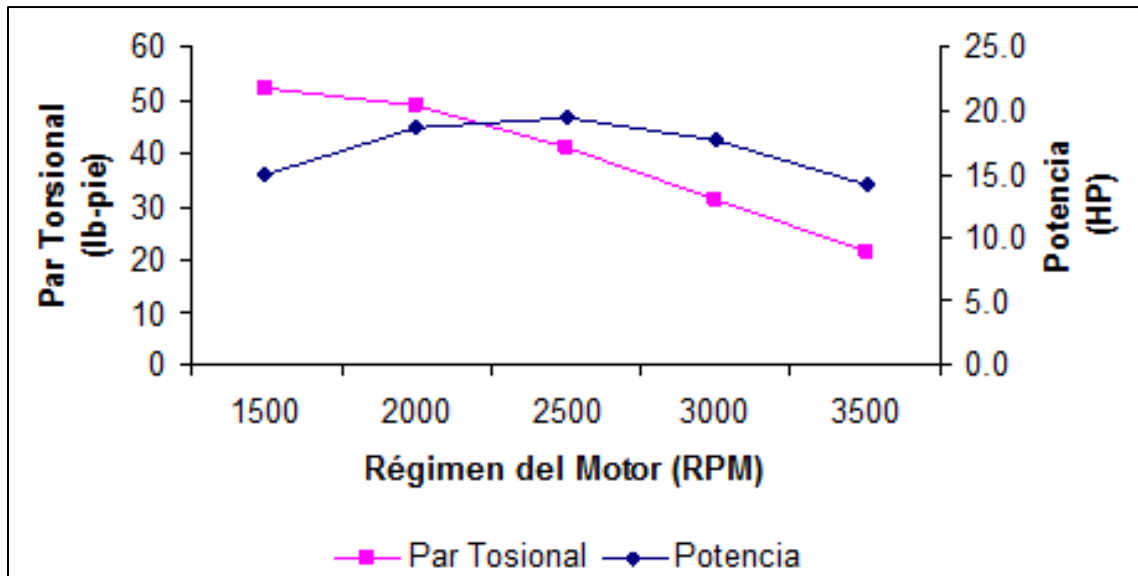


Figura 4.3 Par Torsional y Potencia

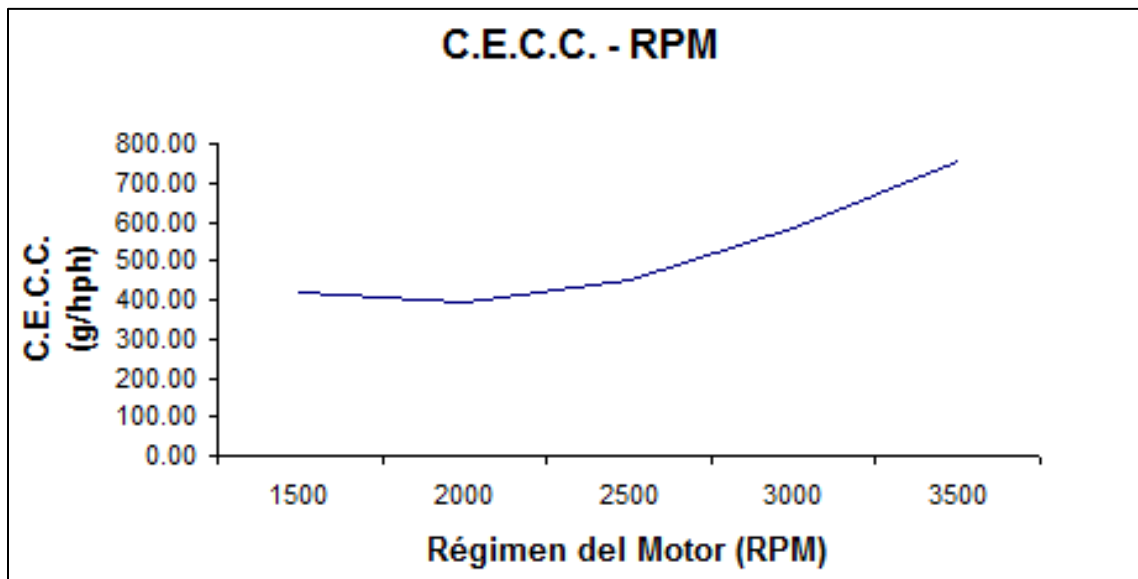


Figura 4.4 Consumo específico de combustible

Resultados de la prueba 2:

- Par Torsional Máxima: 52 lb-pie @ 1500 RPM
- Potencia Máxima: 19.4 HP @ 2500 RPM
- Consumo Específico de Combustible Mínimo: 390.76 g/HPh @ 2000 RPM

4.4.3 Prueba 3: Motor con carburador de dos gargantas, combustible Premium y sin convertidor catalítico

Tabla 4.3 Datos registrados de la prueba 3

VARIABLES		REGIMEN EN RPM				
		1500	2000	2500	3000	3500
Temperatura de Entrada de Aire	°C	31	31	32	33	35
Temperatura de Aceite en el Carter	°C	95	98	101	110	117
Temperatura del Combustible	°C	27	28	29	29	30
Temperatura de Entrada de Agua	°C	85	85	85	85	85
Temperatura de Salida de Agua	°C	90	89	89	89	89
Presión de Aceite	PSI	58	63	65	66	68
Par Torsional	lb-pie	67	60	53	42	39
Volumen de Combustible	cm ³	50	50	50	50	50
Tiempo de Consumo	s	25	23	20	19	17
Potencia	HP	23.6	28.3	30.4	29.1	32.7
C.E.C.	g/HP h	318.74	286.75	296.77	327.05	341.66

Potencia Corregida	HP	18.9	22.5	25.2	23.8	26.1
Par Torsional Corregido	lb-pie	66	59	53	42	39
C.E.C.C.	g/HP h	320.98	288.63	298.36	328.43	342.63

En las gráficas 4.5 y 4.6 se presentan el par torsional, potencia y el consumo específico de combustible de los datos obtenidos en la prueba 3.

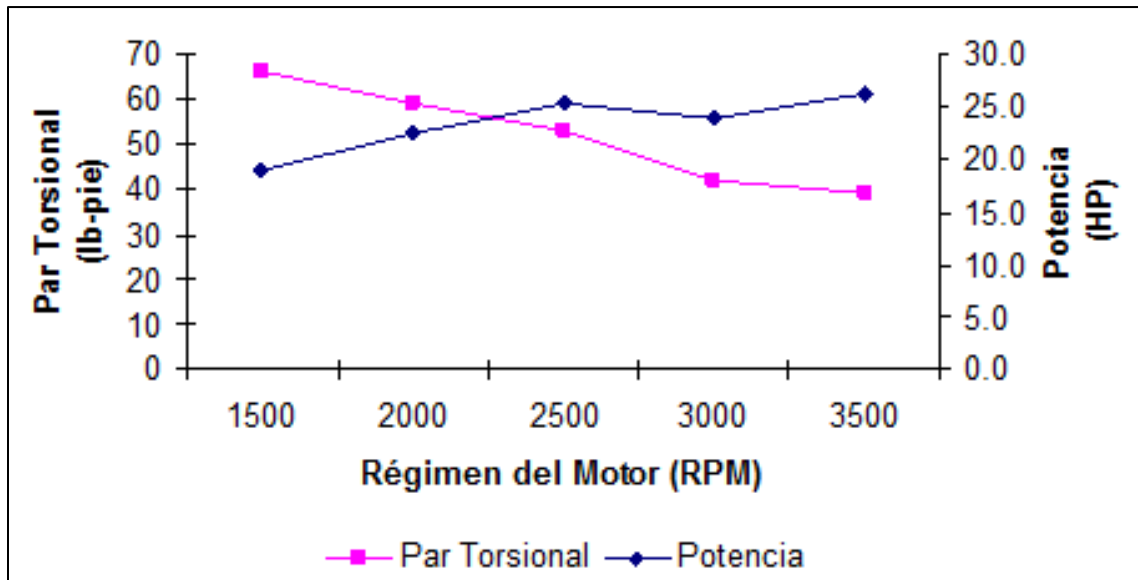


Figura 4.5 Par Torsional y Potencia

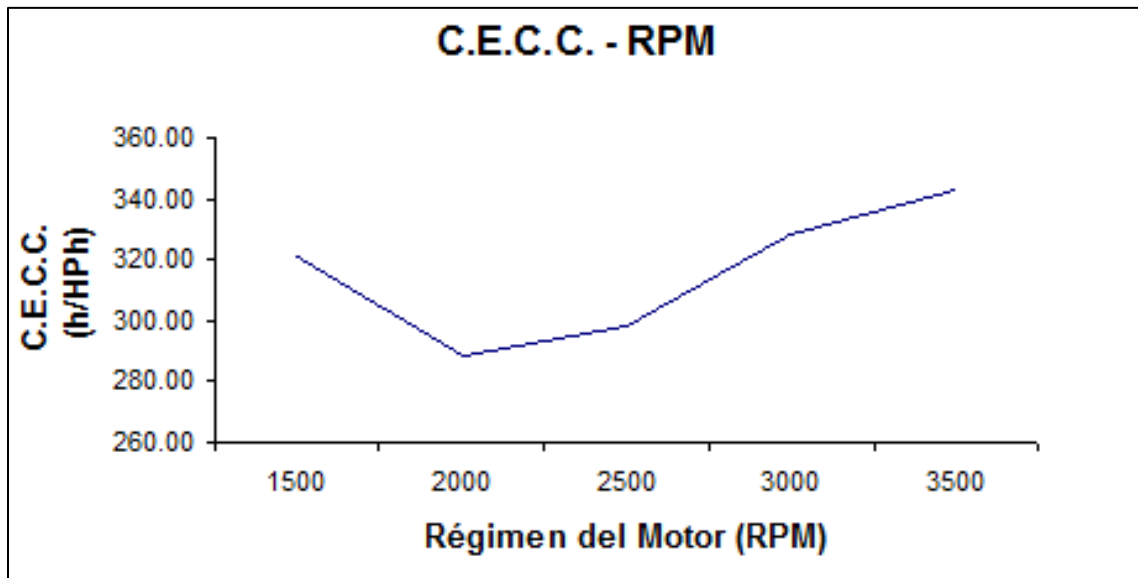


Figura 4.6 Consumo específico de combustible

Resultados de la prueba 3:

- Par Torsional Máxima: 66 lb-pie @ 1500 RPM
- Potencia Máxima: 26.1 HP @ 3500 RPM
- Consumo Específico de Combustible Mínimo: 288.63 g/HPh @ 2500 RPM

4.4.4 Prueba 4: Motor con carburador de dos gargantas, combustible Premium y con convertidor catalítico

Tabla 4.4 Datos registrados de la prueba 4

VARIABLES	REGIMEN EN RPM				
	1500	2000	2500	3000	3500
Temperatura de Entrada de Aire °C	35	35	36	37	38
Temperatura de Aceite en el Carter °C	101	102	104	112	118
Temperatura del Combustible °C	34	34	35	36	36
Temperatura de Entrada de Agua °C	85	85	86	85	85
Temperatura de Salida de Agua °C	90	89	89	89	89
Presión de Aceite PSI	57	63	65	66	67
Par Torsional lb-pie	66	59	52	40	35
Volumen de Combustible cm ³	50	50	50	50	50
Tiempo de Consumo s	28	24	20	20	19
Potencia HP	22.4	27.6	29.9	28.1	29.0
C.E.C. g/HP h	278.59	279.84	299.64	329.67	344.80

Potencia Corregida HP	18.8	22.3	24.7	23.0	23.1
Par Torsional Corregido lb-pie	66	59	52	40	35
C.E.C.C. g/HP h	279.27	280.40	300.18	329.94	344.60

En las gráficas 4.7 y 4.8 se presentan el par torsional, potencia y el consumo específico de combustible de los datos obtenidos en la prueba 4.

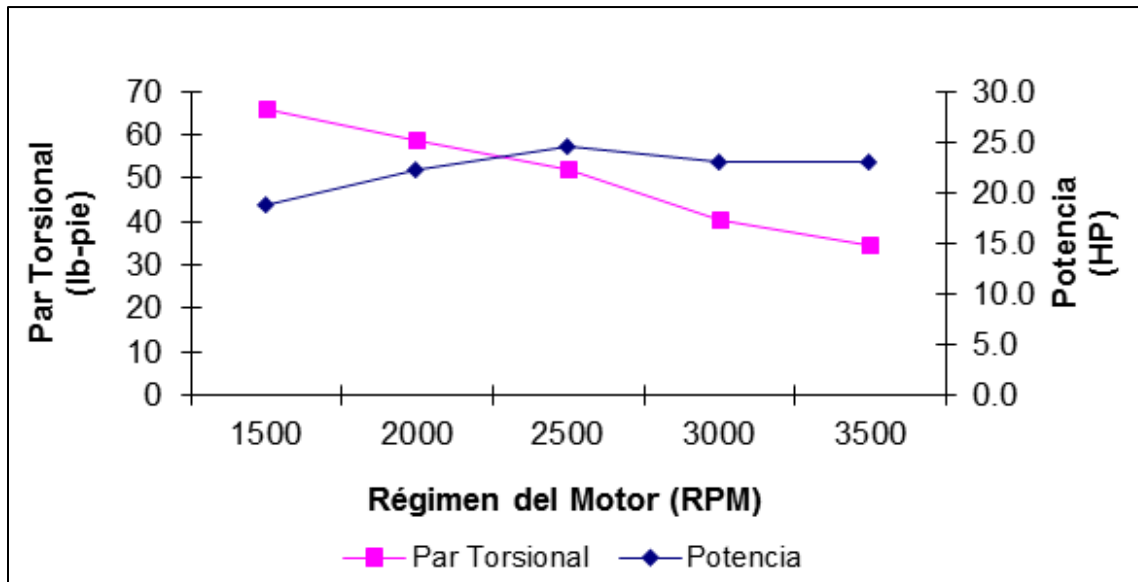


Figura 4.7 Par torsional y potencia

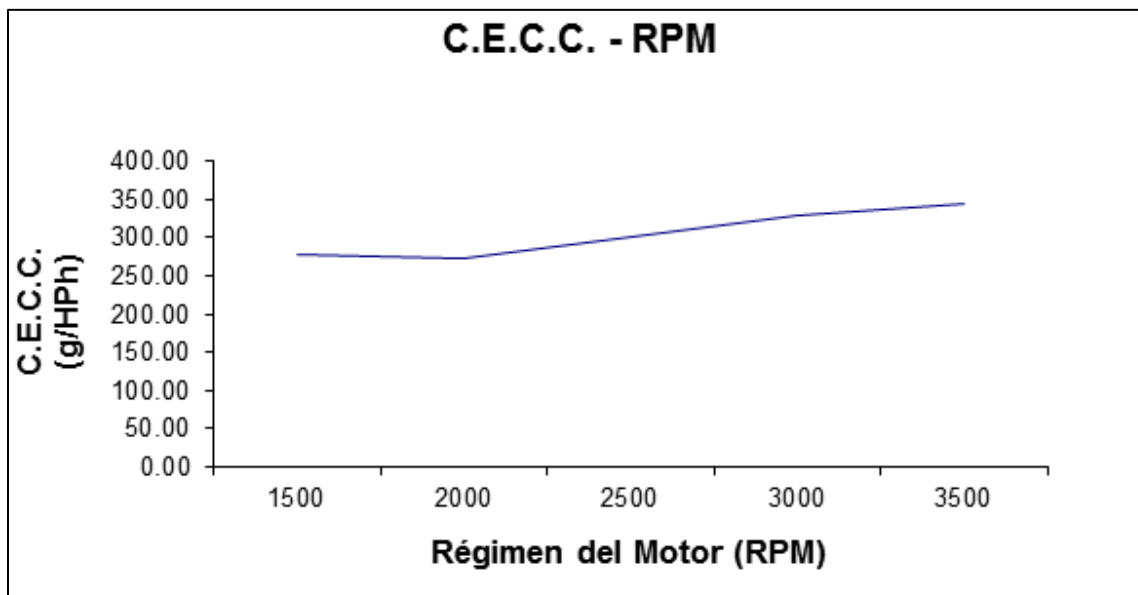


Figura 4.8 Consumo específico de combustible

Resultados de la prueba 4:

- Par Torsional Máxima: 66 lb-pie @ 1500 RPM
- Potencia Máxima: 24.7 HP @ 2500 RPM
- Consumo Especifico de Combustible Mínimo: 273.02 g/HP-h @ 2000 RPM

4.4.5 Prueba 5: Motor con carburador de una garganta, combustible Magna y con convertidor catalítico

Tabla 4.5 Datos registrados de la prueba 5

VARIABLES	REGIMEN EN RPM				
	1500	2000	2500	3000	3500
Temperatura de Entrada de Aire °C	34	34	35	36	38
Temperatura de Aceite en el Carter °C	110	111	112	122	128
Temperatura del Combustible °C	30	31	31	32	32
Temperatura de Entrada de Agua °C	86	86	89	86	85
Temperatura de Salida de Agua °C	98	98	98	98	98
Presión de Aceite PSI	63	67	71	73	74
Par Torsional lb-pie	65	59	47	38	30
Volumen de Combustible cm ³	55	55	55	55	55
Tiempo de Consumo s	31	27	23	21	19
Potencia HP	23.2	27.3	27.7	27.1	24.8
C.E.C. g/HP h	261.61	245.28	293.33	327.76	391.13

Potencia Corregida HP	18.3	22.4	22.2	21.5	19.9
Par Torsional Corregido lb-pie	64	59	47	38	30
C.E.C.C. g/HP h	262.65	246.08	294.01	328.10	390.70

En las gráficas 4.9 y 4.10 se presentan el par torsional, potencia y el consumo específico de combustible de los datos obtenidos en la prueba 5.

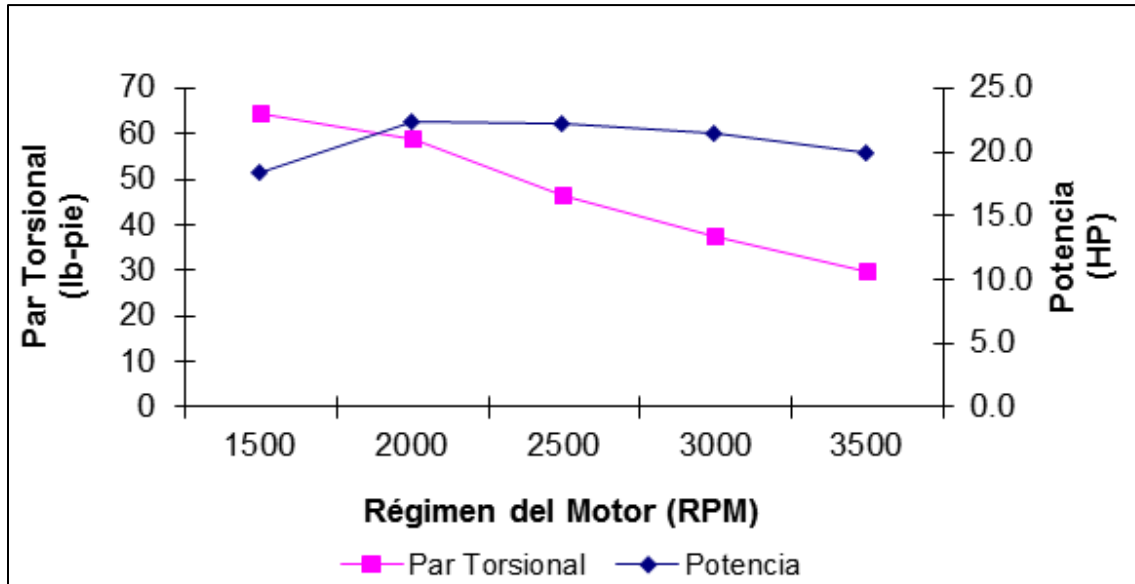


Figura 4.9 Par Torsional y Potencia

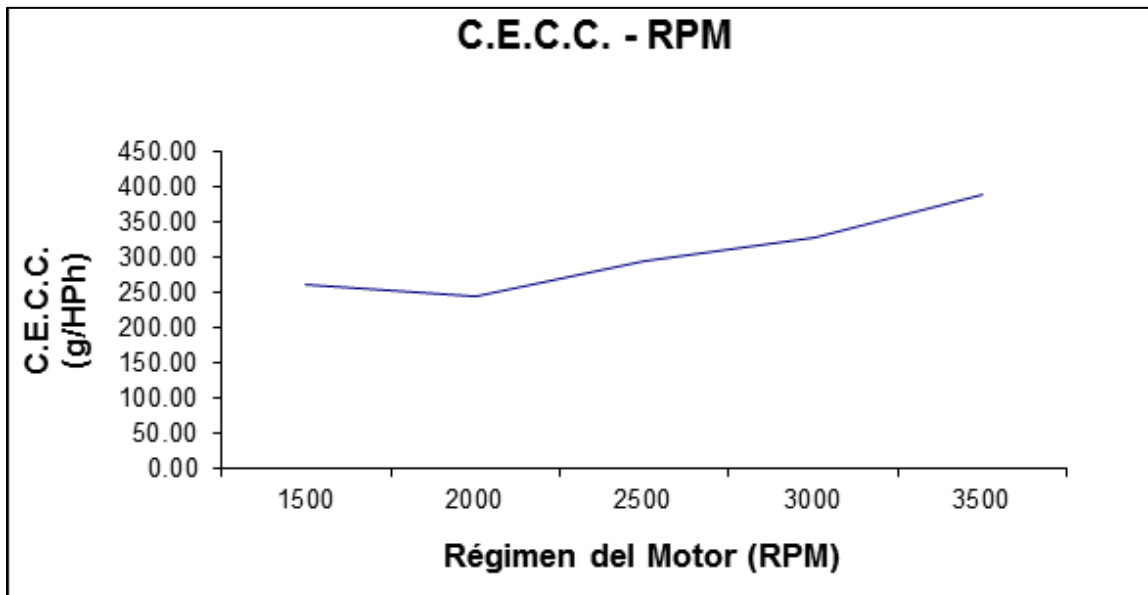


Figura 4.10 Consumo específico de combustible

Resultados de la prueba 5:

- Par Torsional Máxima: 64 lb-pie @ 1500 RPM
- Potencia Máxima: 22.4 HP @ 2000 RPM
- Consumo Específico de Combustible Mínimo: 246.08 g/HPh @ 2000 RPM

4.4.6 Prueba 6: Motor con carburador de una garganta, combustible Magna y sin convertidor catalítico.

Tabla 3.6 Datos registrados de la prueba 6

VARIABLES	REGIMEN EN RPM				
	1500	2000	2500	3000	3500
Temperatura de Entrada de Aire °C	31	31	32	34	35
Temperatura de Aceite en el Carter °C	99	100	102	109	116
Temperatura del Combustible °C	29	29	30	30	31
Temperatura de Entrada de Agua °C	86	85	86	85	85
Temperatura de Salida de Agua °C	90	90	90	89	90
Presión de Aceite PSI	57	62	65	66	67
Par Torsional lb-pie	50	45	37	30	28
Volumen de Combustible cm ³	50	50	50	50	50
Tiempo de Consumo s	28	24	21	18	15
Potencia HP	18.6	20.9	22.0	21.6	22.9
C.E.C. g/HP h	379.79	360.44	413.05	481.05	548.36

Potencia Corregida HP	14.1	17.1	17.5	17.2	18.4
Par Torsional Corregido lb-pie	49	45	37	30	28
C.E.C.C. g/HP h	382.51	362.72	415.19	482.52	549.51

En las gráficas 4.11 y 4.12 se presentan el par torsional, potencia y el consumo específico de combustible de los datos obtenidos en la prueba 6.

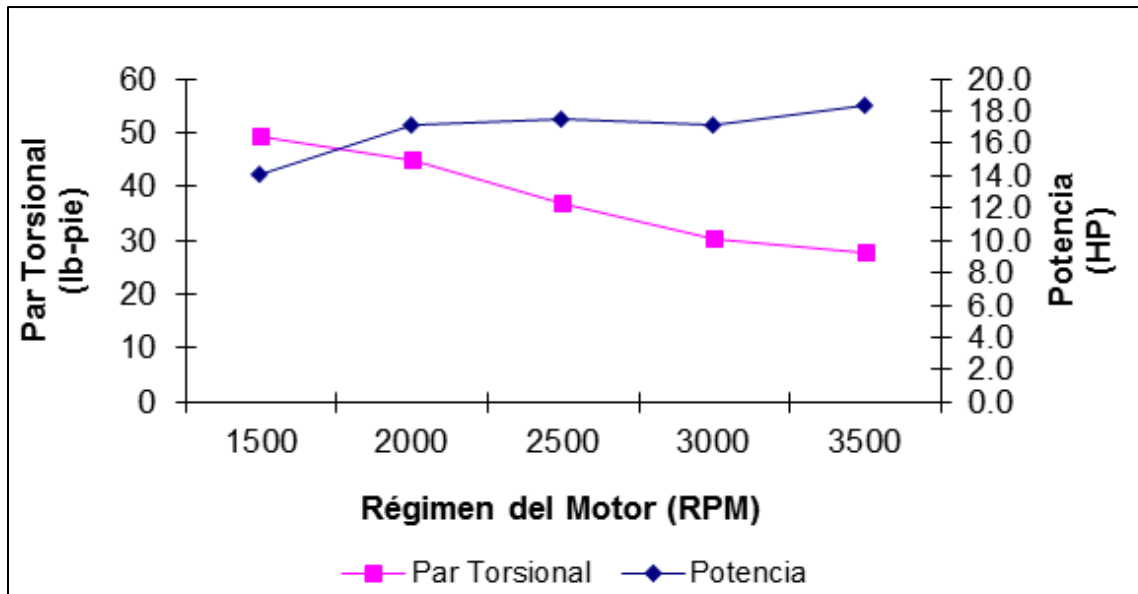


Figura 4.11 Par Torsional y Potencia

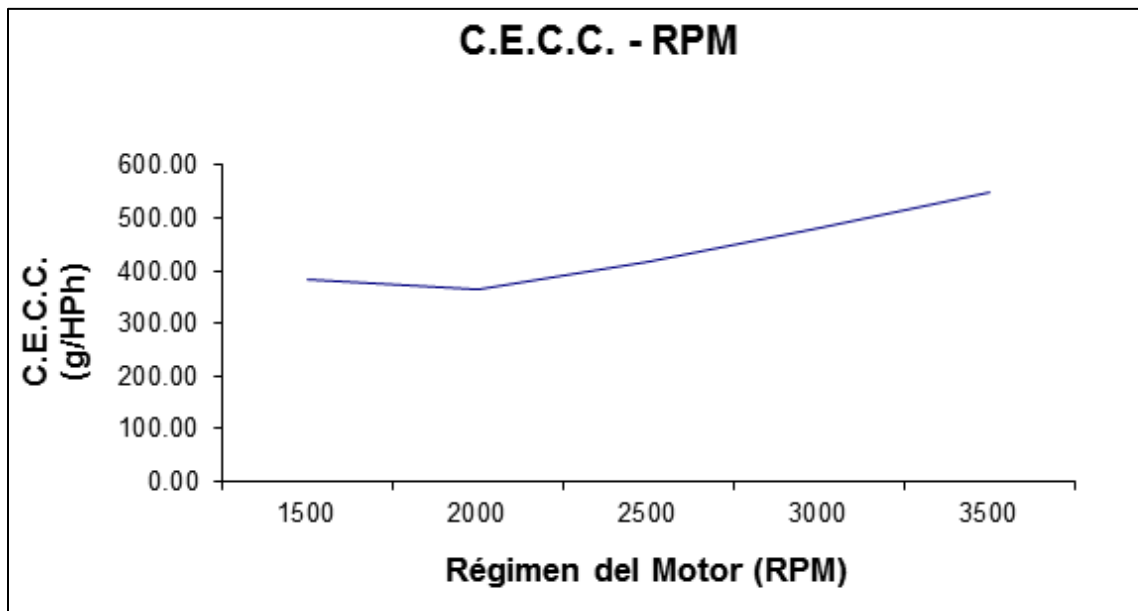


Figura 4.12 Consumo específico de combustible

Resultados de la prueba 6:

- Par Torsional Máximo: 49 lb-pie @ 1500 RPM
- Potencia Máxima: 18.4 HP @ 3500 RPM
- Consumo Específico de Combustible Mínimo: 362.72 g/HP-h @ 2000 RPM

4.4.7 Prueba 7: Motor con carburador de una garganta, combustible Premium y sin convertidor catalítico

Tabla 4.7 Datos registrados de la prueba número 7

VARIABLES	REGIMEN EN RPM				
	1500	2000	2500	3000	3500
Temperatura de Entrada de Aire °C	30	31	33	34	36
Temperatura de Aceite en el Carter °C	97	97	99	107	114
Temperatura del Combustible °C	28	28	29	30	30
Temperatura de Entrada de Agua °C	86	86	86	85	85
Temperatura de Salida de Agua °C	90	90	90	89	90
Presión de Aceite PSI	58	62	65	67	68
Par Torsional lb-pie	47	43	36	30	27
Volumen de Combustible Cm ³	50	50	50	50	50
Tiempo de Consumo S	29	26	22	18	16
Potencia HP	17.0	20.3	21.2	21.7	23.1
C.E.C. g/HPh	387.29	356.11	404.83	475.04	527.02

Potencia Corregida HP	13.3	16.3	17.1	17.1	18.0
Par Torsional Corregido lb-pie	47	43	36	30	27
C.E.C.C. g/HPh	390.19	358.33	406.75	476.70	527.91

En las gráficas 4.13 y 4.14 se presentan el par torsional, potencia y el consumo específico de combustible de los datos obtenidos en la prueba 7.

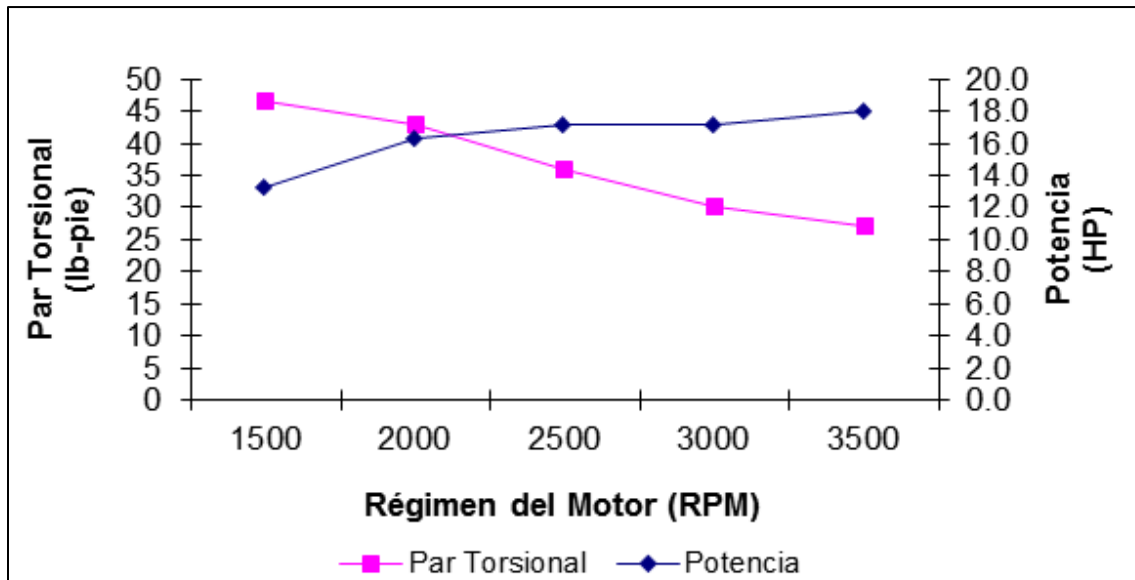


Figura 4.13 Par Torsional y Potencia

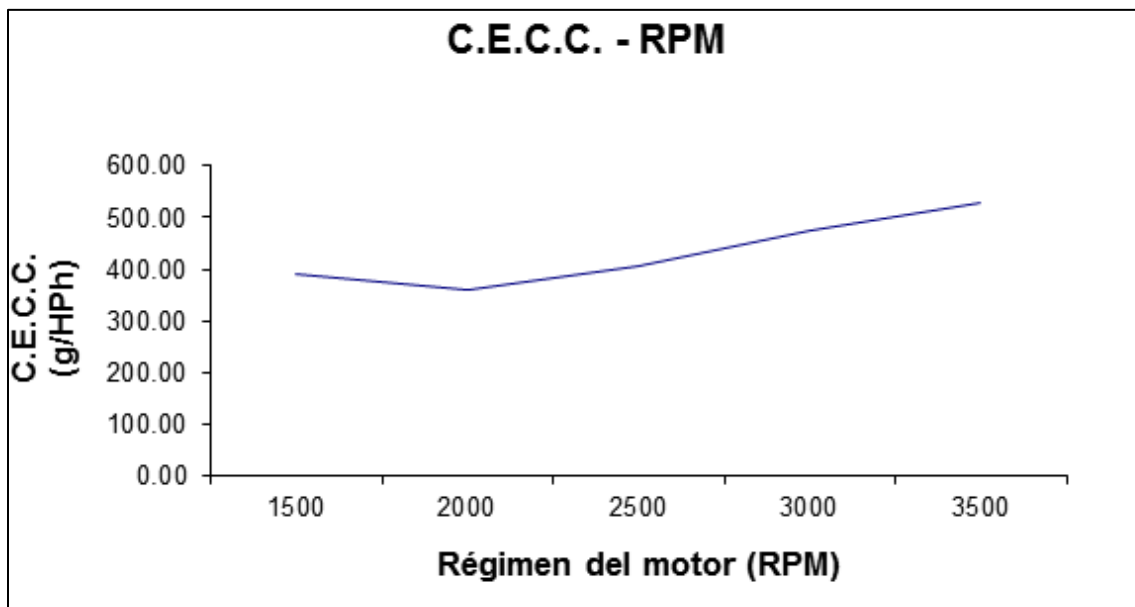


Figura 4.14 Consumo específico de combustible

Resultados de la prueba 7:

- Par Torsional Máxima: 47 lb-pie @ 1500 RPM
- Potencia Máxima: 18.0 HP @ 3500 RPM
- Consumo Específico de Combustible Mínimo: 358.33 g/HP-h @ 2000 RPM

4.4.8 Prueba 8: Motor con carburador de una garganta, combustible Premium y con convertidor catalítico

Tabla 3.8 Datos registrados de la prueba 8

VARIABLES	REGIMEN EN RPM				
	1500	2000	2500	3000	3500
Temperatura de Entrada de Aire °C	31	31	32	33	34
Temperatura de Aceite en el Carter °C	93	94	97	105	113
Temperatura del Combustible °C	29	29	29	30	30
Temperatura de Entrada de Agua °C	76	71	74	78	75
Temperatura de Salida de Agua °C	89	89	89	89	89
Presión de Aceite PSI	58	63	66	68	68
Par Torsional lb-pie	50	45	38	31	26
Volumen de Combustible cm ³	50	50	50	50	50
Tiempo de Consumo s	24	22	19	17	17
Potencia HP	17.4	21.5	22.2	22.0	21.8
C.E.C. g/HPh	446.58	402.11	447.87	491.64	518.53

Potencia Corregida HP	14.2	17.0	17.8	17.8	17.4
Par Torsional Corregido lb-pie	50	45	37	31	26
C.E.C.C. g/HPh	449.50	404.66	450.37	493.82	520.22

En las gráficas 3.15 y 3.16 se presentan el par torsional, potencia y el consumo específico de combustible de los datos obtenidos en la prueba 8.

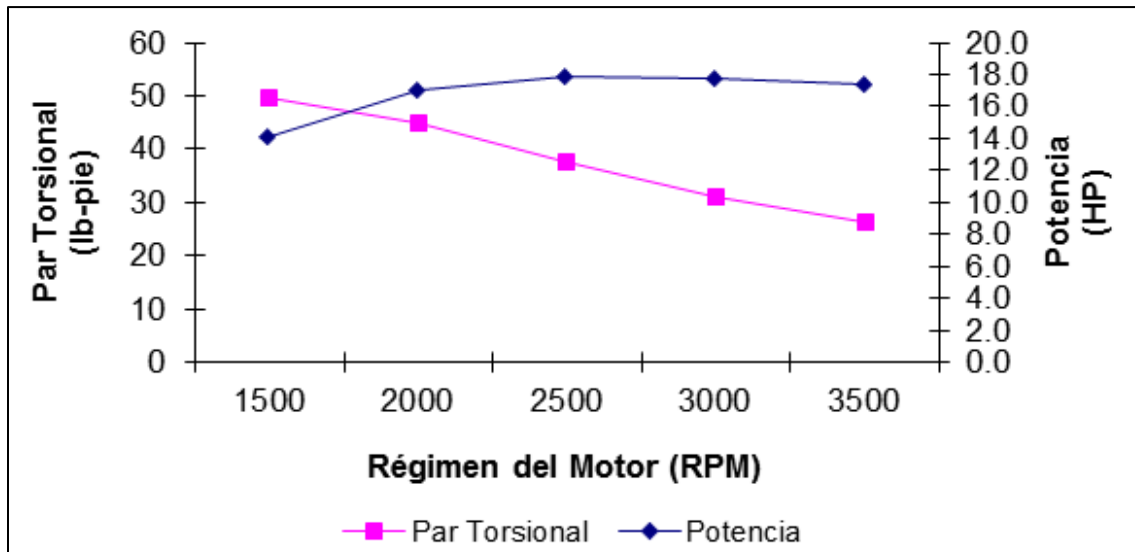


Figura 4.15 Par Torsional y Potencia

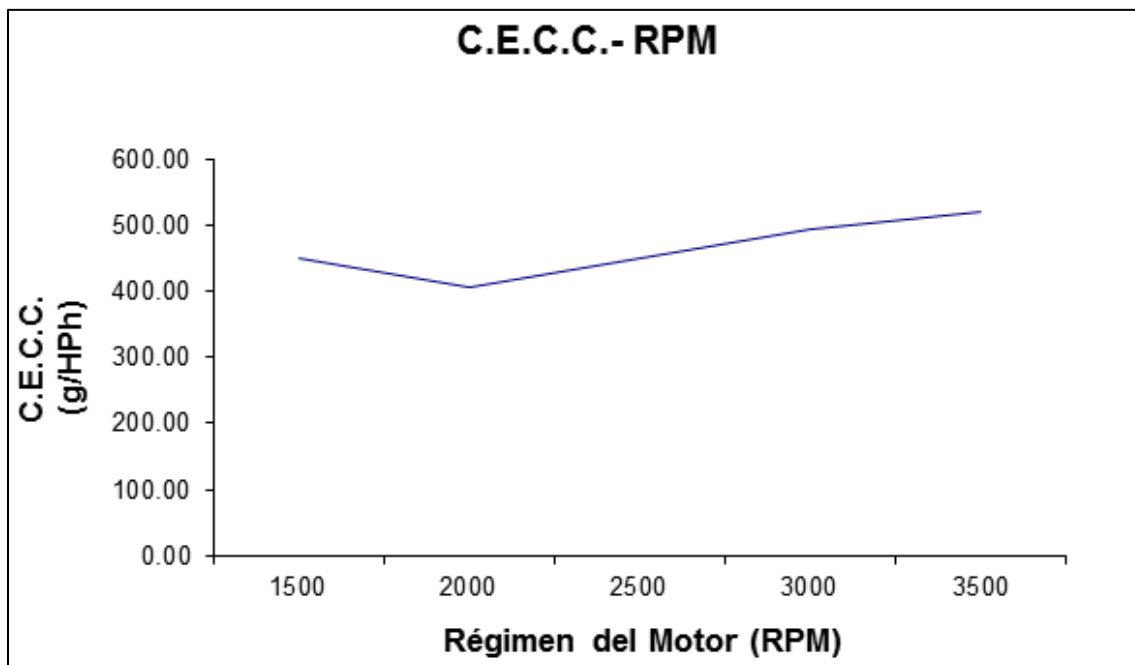


Figura 4.16 Consumo específico de combustible

Resultados de la prueba 8:

- Par Torsional Máxima: 50 lb-pie @ 1500 RPM
- Potencia Máxima: 17.8 HP @ 2500 RPM
- Consumo Específico de Combustible Mínimo: 404.66 g/HPh @ 2000 RPM

5 Análisis de las gráficas de los resultados obtenidos

En este capítulo se presentan las comparaciones entre las pruebas realizadas que se presentan en el capítulo anterior. La comparación se realiza de acuerdo al tipo de combustible utilizado que fueron gasolina Magna y gasolina Premium, así como los carburadores con que se contó en el momento de las pruebas que fueron de una garganta y dos gargantas. Los valores que se presentan han sido corregidos de acuerdo a lo establecido en la norma SAE J1349.

5.1 Comparación de las gráficas del motor MCI LAE-16 con combustible Magna y sin convertidor catalítico

En las siguientes gráficas se presentan los resultados del conjunto de pruebas realizadas para cada una de las variables medidas en el motor.

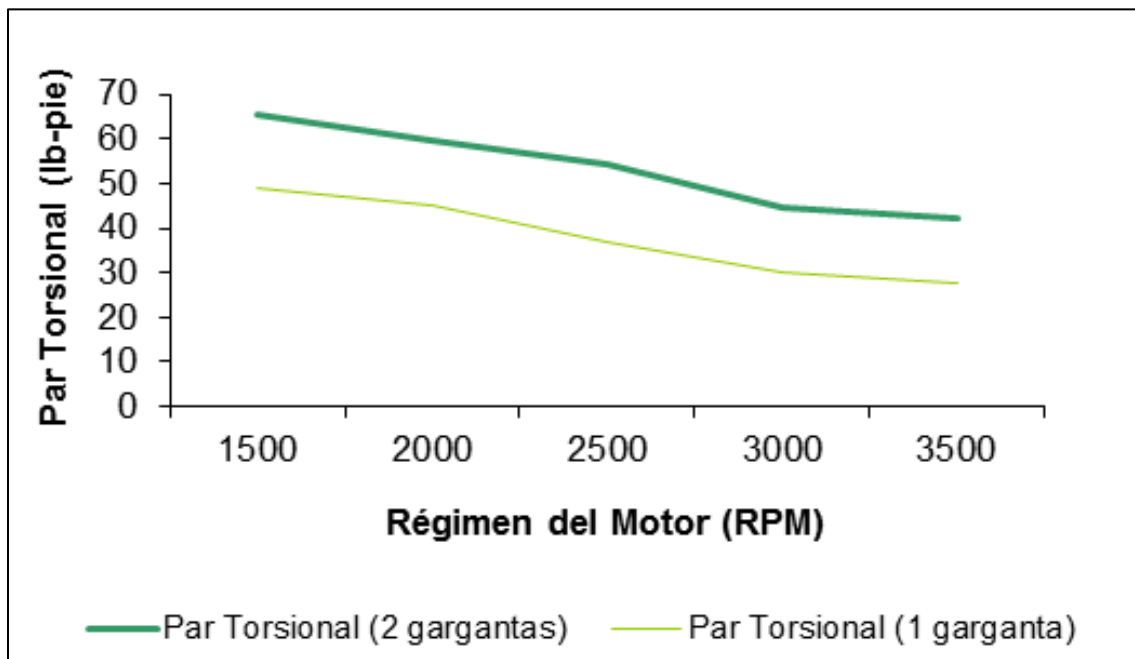


Figura 5.1 Comparación de las curvas de par torsional corregidas con carburadores de una y dos gargantas

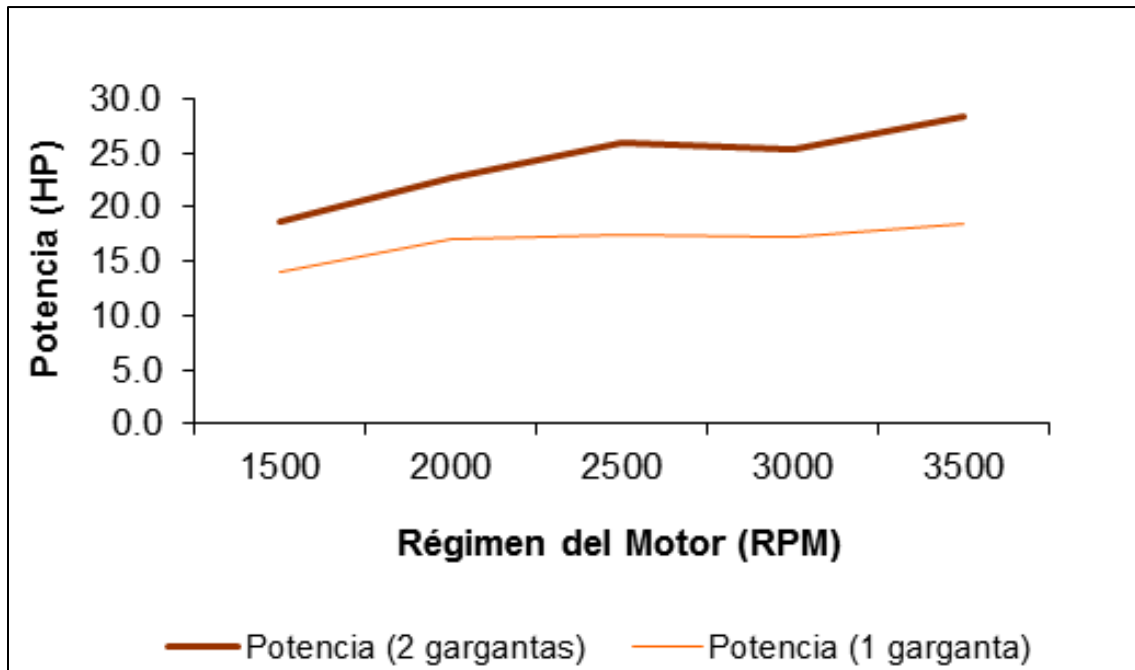


Figura 5.2 Comparación de las curvas de potencia corregidas con carburadores de una y dos gargantas

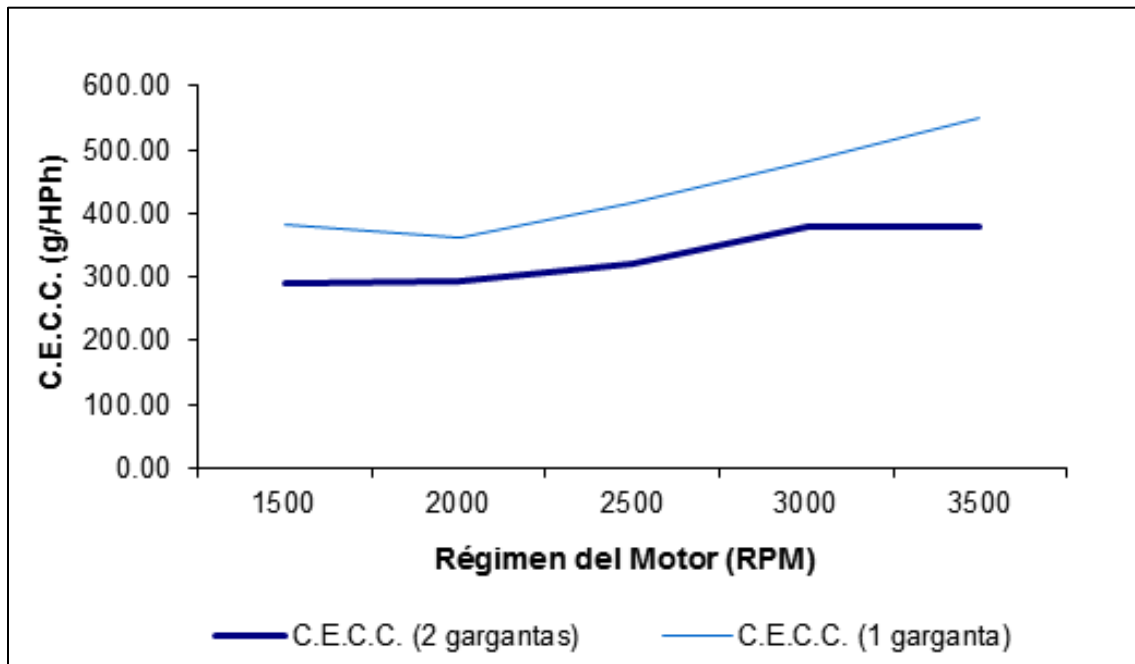


Figura 5.3 Comparación de las curvas de consumo específico de combustible corregidas con carburadores de una y dos gargantas

Se observa que el uso del carburador de dos gargantas tiene mejor rendimiento en todos los aspectos como son: el par torsional, la potencia y el consumo específico de combustible que el de una sola garganta.

En el par torsional se observa que las dos curvas se comportan de forma similar en donde la curva que presenta los valores más bajos es la correspondiente al carburador de una sola garganta.

En la gráfica de potencia se observa con el carburador de dos gargantas, tiene curva ascendente en casi todo su recorrido, mientras que con el carburador de una garganta la curva presenta un ascenso entre el régimen de 1500 y 2000 RPM y se mantiene casi lineal a medida que aumentan las revoluciones.

En la gráfica de consumo específico de combustible se observa que el consumo mínimo se presenta para ambos tipos de carburador en las 2000 RPM, sin embargo para el carburador de una garganta se observa un aumento drástico a medida que aumentan las revoluciones.

5.2 Comparación de las gráficas del motor MCI LAE-16 con combustible Premium y sin convertidor catalítico

En las siguientes gráficas se presentan los resultados del conjunto de pruebas realizadas para cada una de las variables medidas en el motor.

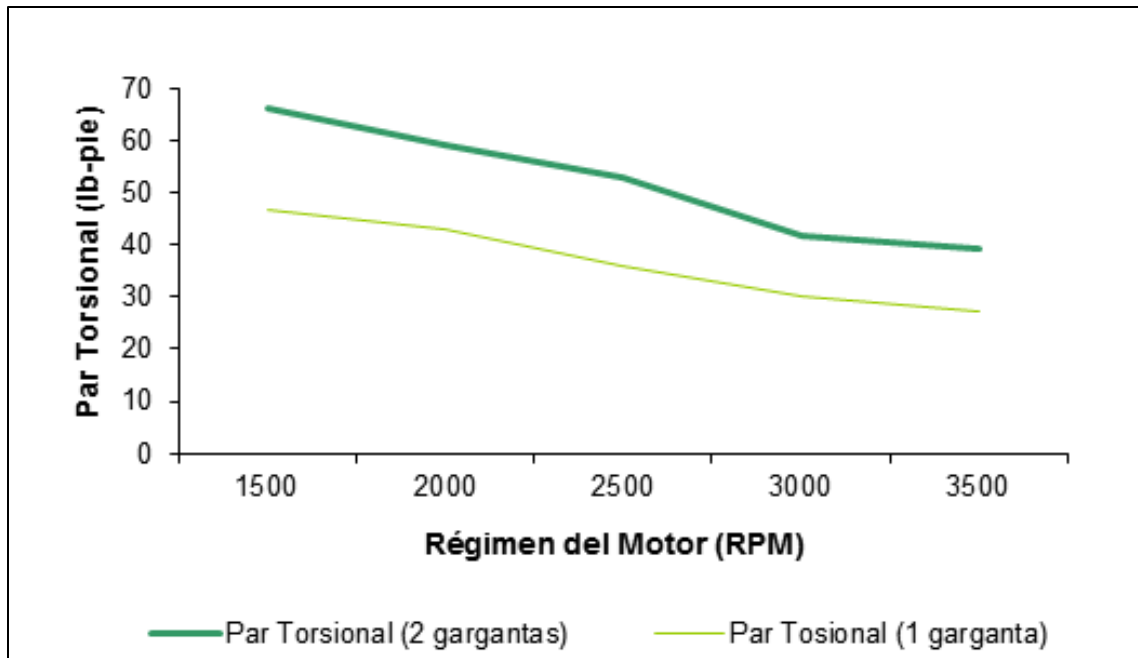


Figura 5.4 Comparación de las curvas de par torsional corregidas con carburadores de una y dos gargantas

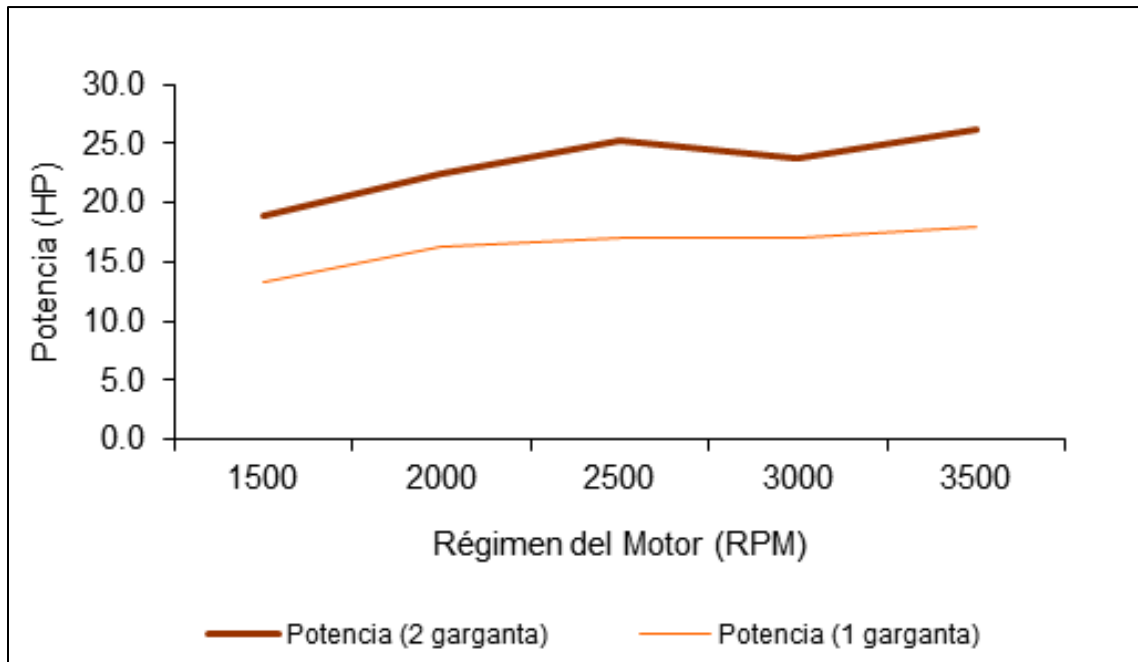


Figura 5.5 Comparación de las curvas de potencia corregidas con carburadores de una y dos gargantas

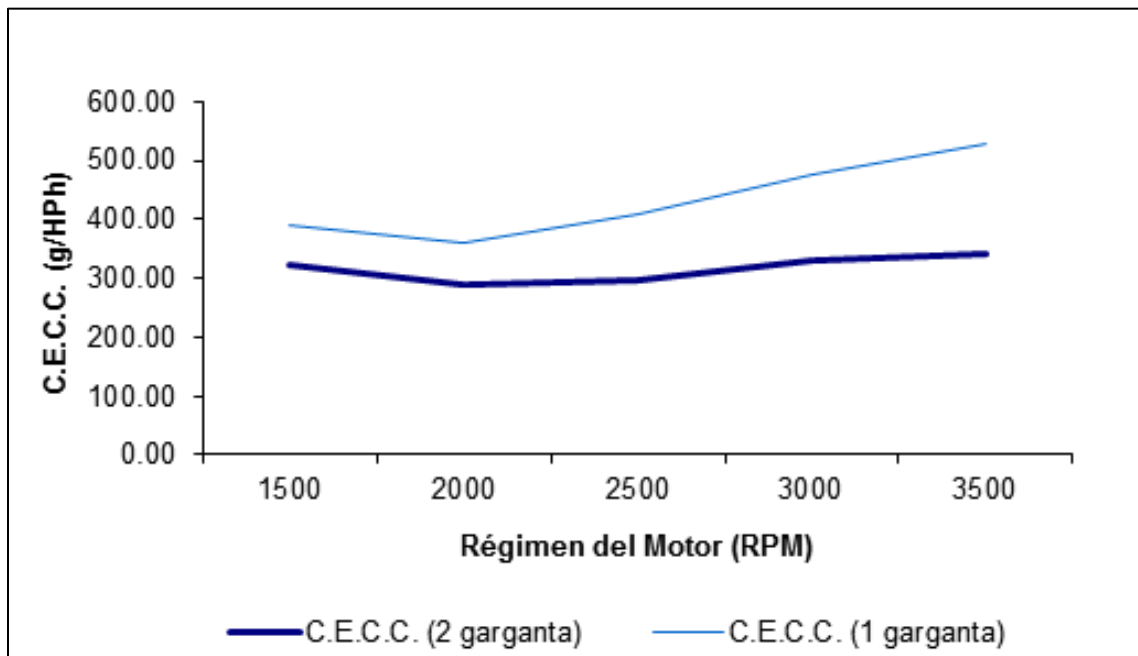


Figura 5.6 Comparación de las curvas de consumo específico de combustible corregidas con carburadores de una y dos gargantas

En las figuras se observa que al igual que en la comparación anterior, el uso del carburador de dos gargantas tiene mejor rendimiento tanto en el par torsional, la potencia y el consumo específico de combustible que el de una sola garganta.

En la figura de par torsional la curva correspondiente al carburador de dos gargantas tiene un descenso crítico dentro del régimen de las 1500 y 3000 RPM, al incrementar las revoluciones se mantiene casi estable. Mientras que la curva que genera el carburador de una garganta desciende conforme aumentan las RPM.

En la figura de potencia se observa que las curvas son diferentes en el recorrido de las mismas. Para la curva del carburador de dos gargantas, presenta un ascenso rápido entre las 1500 y 2500 RPM, después cae en las siguientes 500 RPM para después ascender paulatinamente conforme aumentan las revoluciones.

En la gráfica del consumo específico de combustible, se observa que la diferencia de consumo es muy marcada. En las primeras 500 RPM las curvas obtienen su punto más bajo de consumo de combustible. Incrementándose el régimen de revoluciones la curva del carburador de dos gargantas tiene un incremento poco notorio, mientras que la curva del carburador de una garganta presenta un ascenso drástico a medida que aumentan las revoluciones.

5.3 Comparación de las gráficas del motor MCI LAE-16 con combustible Magna y con convertidor catalítico.

En las siguientes gráficas se presentan los resultados del conjunto de pruebas realizadas para cada una de las variables medidas en el motor.

Figura 5.7 Comparación de las curvas de par torsional corregidas con carburadores de una y dos gargantas

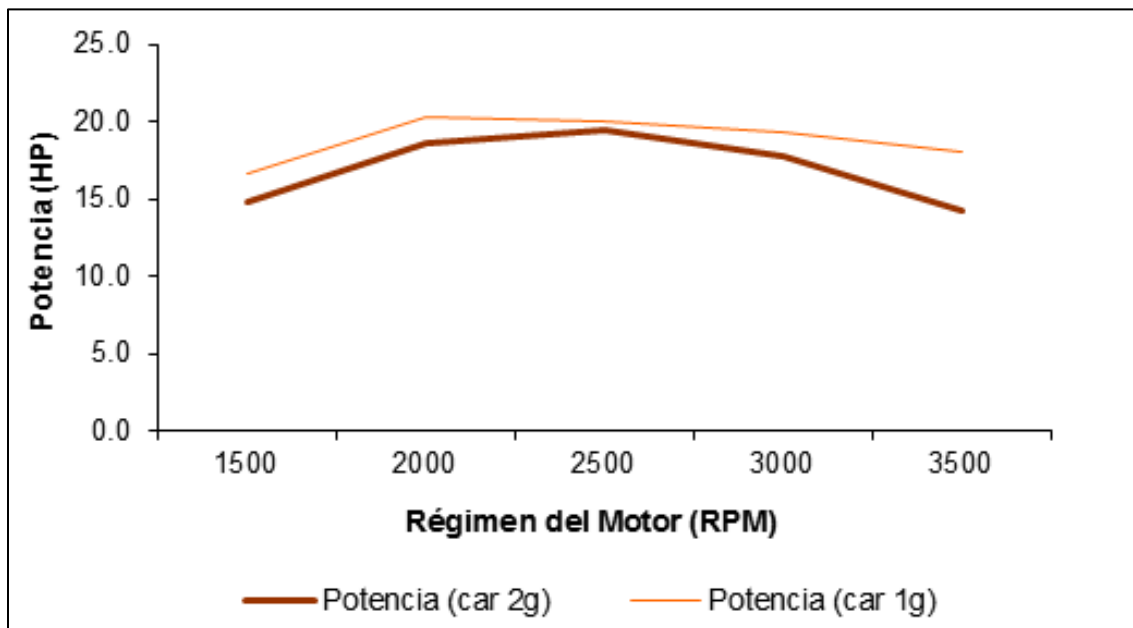


Figura 5.8 Comparación de las curvas de potencia corregidas con carburador de una y dos gargantas

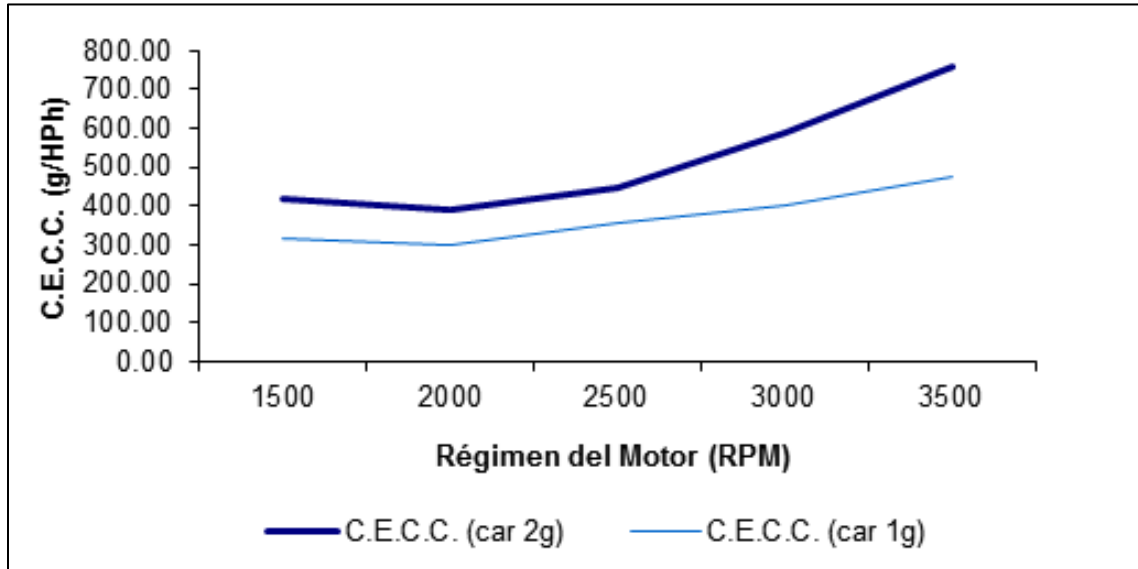


Figura 5.9 Comparación de las curvas de consumo específico de combustible corregidas con carburadores de una y dos gargantas

Como se observa en las gráficas el carburador de una sola garganta es el que tiene la mejor eficiencia en todos los aspectos que el carburador de dos gargantas y esto se refleja en las curvas de cada gráfica.

En la gráfica de par torsional se observa que las curvas se comportan de manera similar, obteniendo los valores bajos la curva correspondiente al carburador de dos gargantas. A medida que aumenta el régimen, se observa que las curvas tienen un ligero toque en las 2500 RPM y siguen descendiendo conforme aumentan las revoluciones.

En la gráfica de potencia se observa que la curva del carburador de una garganta tiene un ligero ascenso en las primeras 500 RPM y a medida que aumenta el régimen se observa que permanece estable de las 2000 a 2500 RPM a medida que aumentan las revoluciones desciende la curva. Mientras que para la curva del carburador de dos gargantas tiene un ascenso en las primeras 1000 RPM alcanzando así su potencia máxima.

En las curvas del consumo específico de combustible se aprecia que su comportamiento es similar y tienen su consumo más bajo a las 2000 RPM. Para el carburador de una sola garganta, presenta un consumo moderado entre las 1000 y 2500 RPM que a medida que aumenta el régimen presenta un elevado consumo. Para la curva del carburador de dos gargantas, se observa que su

consumo mínimo está a las 2000 RPM y conforme aumentan la revoluciones tiene un ascenso drástico.

5.4 Comparación de las gráficas del motor MCI LAE-16 con combustible Premium y con convertidor catalítico.

En las siguientes gráficas se presentan los resultados del conjunto de pruebas realizadas para cada una de las variables medidas en el motor.

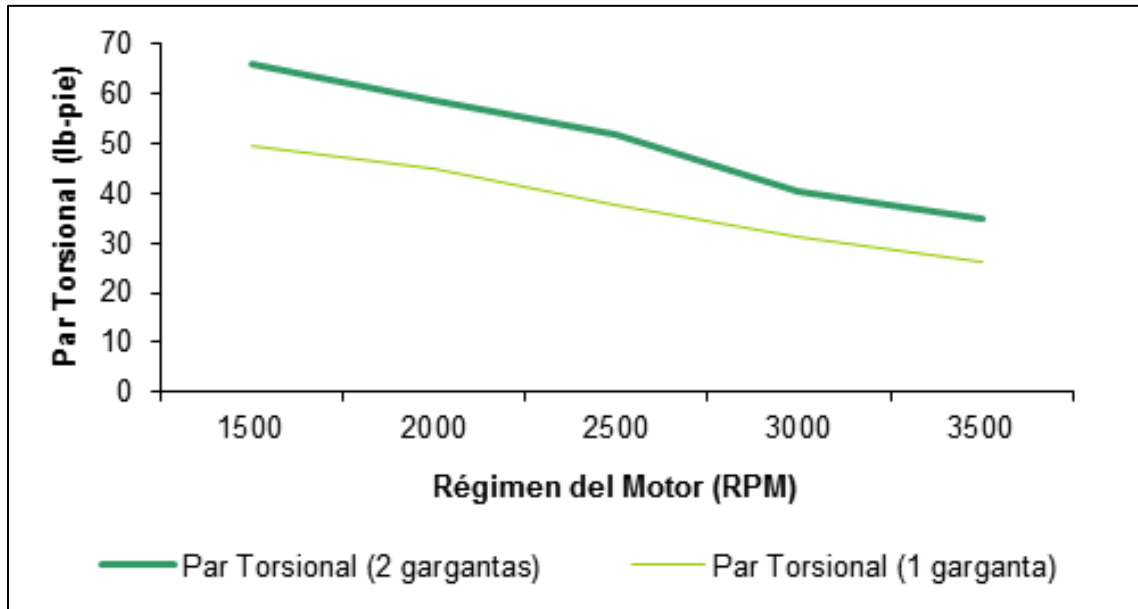


Figura 5.10 Comparación de las curvas de par torsional corregidas con carburadores de una y dos gargantas

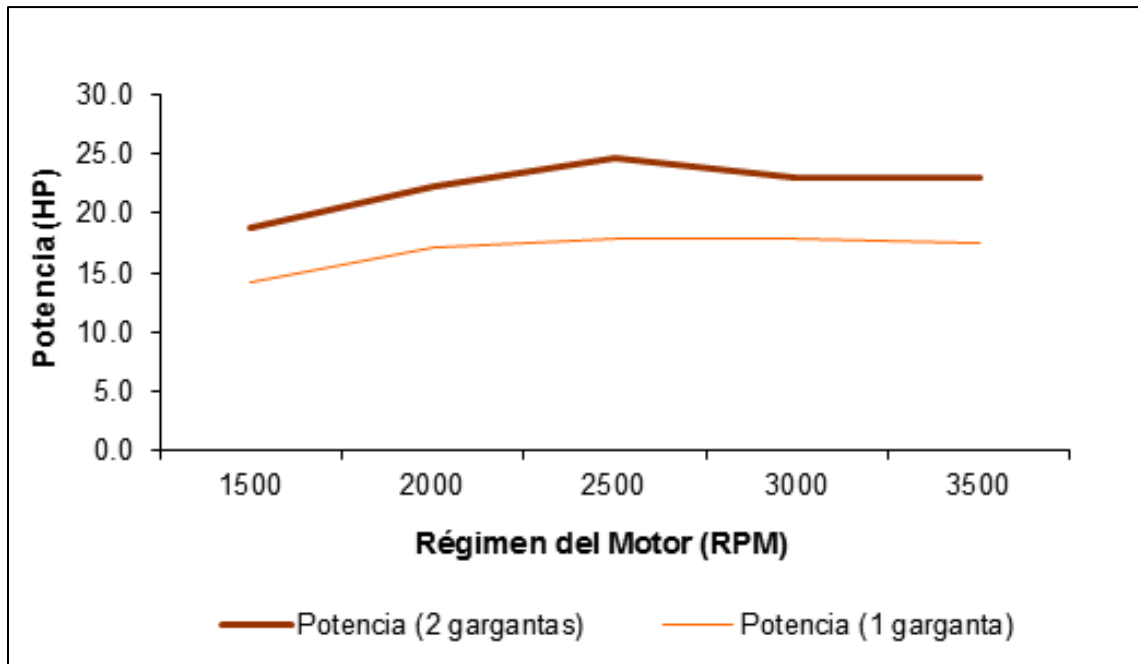
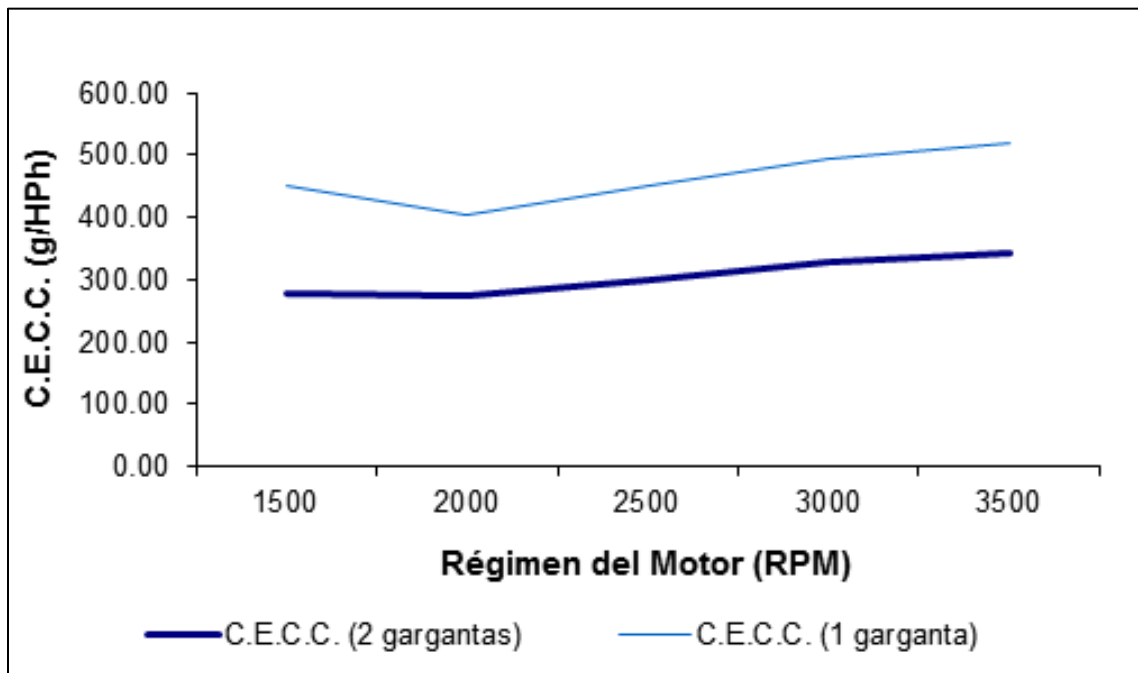


Figura 5.11 Comparación de las curvas de potencia corregidas con carburador de una y dos gargantas



Gráfica 4.4.3 Comparación de las curvas de consumo específico de combustible corregidas con carburadores de una y dos gargantas

Se observa que el carburador de dos gargantas tiene mejor desempeño en par torsional, potencia y consumo específico de combustible que el de una sola garganta.

En la gráfica de par torsional, la curva del carburador de dos gargantas tiene un descenso notable entre las 1500 y 3000 RPM y conforme aumentan las revoluciones sigue descendiendo la curva. Para la curva generada por el carburador de una garganta, esta tiene a lo largo de su trayectoria un descenso que la hace notar lineal.

En la gráfica de potencia se observa la curva del carburador de dos gargantas que obtiene su valor máximo a las 2500 RPM, a medida que avanzan las revoluciones desciende ligeramente y después se mantiene estable. La potencia que desarrolla el carburador de una garganta que se muestra en la gráfica se observa que la curva tiene un ascenso muy ligero a lo largo de su trayecto conforme aumenta el régimen.

Para el consumo específico de combustible la curva del carburador de dos gargantas comienza estable y se mantiene así hasta las 2000 RPM y a medida que aumenta el régimen mantiene un ascenso poco elevado. Mientras que para la curva del carburador de una garganta tiene un descenso y un valor mínimo en las 2000 RPM, conforme aumentan las revoluciones se observa un ascenso crítico.

6 Conclusiones

El sector transporte es el medio más demandado en la actualidad y por ello se busca tener un mejor aprovechamiento de los combustibles existentes en el mundo, como son en gran parte los hidrocarburos que son el recurso más utilizado para el transporte terrestre. El mayor número de motores de combustión interna está asociado a los vehículos. Es ahí donde se hace necesario realizar los cambios más radicales, por su simple número, el impacto en cuanto a emisiones y consumo global de hidrocarburos es muy significativo.

Para conocer el impacto que producen los motores de combustión interna al medio ambiente, es necesario practicar, realizar o evaluar a dichos motores pruebas que nos permitan conocer su estado de operación. Con estas pruebas se puede determinar si el motor está en condiciones de operación o no. Las pruebas más importantes que permiten conocer el estado del motor de combustión interna son: Pruebas a Régimen Transitorio, y Pruebas a Régimen Constante con variación de mezcla.

Las pruebas que se realizaron para el desarrollo del proyecto fueron pruebas a régimen transitorio que nos permiten evaluar su comportamiento y conocer los datos técnicos del motor como son: la potencia máxima, par torsional máximo y mínimo consumo específico de combustible con diferentes componentes como es el convertidor catalítico, diferente carburador y distinto combustible.

Con la realización de dicha prueba y una vez que se han revisado y analizado los datos obtenidos de las pruebas realizadas al motor MCI LAE-16, se pueden obtener las siguientes conclusiones:

La comparación entre los carburadores se concluye que el carburador de dos gargantas es el más indicado para el funcionamiento correcto del motor MCI LAE-16, debido a que presenta el mejor rendimiento, el mínimo consumo específico de combustible a la potencia máxima y el par torsional es máximo.

La utilización de los dos combustibles permite concluir que el combustible Magna presenta mejor desempeño tanto en potencia como en par torsional que el combustible Premium. Se aprecia en las figuras que el combustible Magna alcanza valores más altos de potencia al igual que par torsional que con el combustible Premium a lo largo de sus curvas.

Los resultados que se obtuvieron al realizar las pruebas al motor, son de valores menores a los que el fabricante señala debido al tiempo de funcionamiento, al mantenimiento y al desgaste de sus piezas.

Como es conocido, cada motor de combustión interna que es producido es probado mediante un dinamómetro de motor y si es ensamblado al chasis del automóvil es probado mediante un dinamómetro de chasis, que permite conocer

los datos técnicos del mismo. Por lo que este proyecto está dirigido para experimentar con complementos creados por la necesidad de mejorar el desempeño de los motores y también para aquellos motores a los que han sufrido anomalías a lo largo de su periodo de vida como pueden ser fisuras en los conductos de enfriamiento o lubricación del monoblock, modificaciones en sus piezas de mayor fricción, etc.

Bibliografía

Clayton Industries, Engine Dynamometer CAM 250E Part low 1160

Carol, L.A., et al. "High Temperature Deactivation of three way catalysts" SAE Technical Paper Series 892040. 1989., 27 p.

Dante Giacosa, Motores Endotérmicos 3ra edicion, Editorial Dossat, S.A.

Diwell, A.F., et al. "The impact of sulphur storage on emissions from three way catalysts". SAE Technical Paper Series 872163 . 1987. 18 p.

Rafael Morales, M., y Guzmán Reynoso, C... "Manual para la Instrumentación del Banco de Pruebas de Motores de Combustión Interna", Documento Interno, Instituto Mexicano del Transporte, 2002.

Hawker, P.N., et al. "Metal supported automotive catalysts for use in Europe" SAE Technical Paper Series 880317. 1988., 69 p.

Henk M.G., et al. " Sulphur storage and release from Automotive Catalysts". SAE Technical Papers Series 872134 . 1987., 18 p.

Heywood, J. B., Internal Combustion Fundamentals. McGraw-Hill International Editions, 1989. 930 p.

Rafael Morales, M. Sánchez Nungaray, M. F y Mendoza Mosqueda, J Manual para la instrumentación del banco de pruebas de motores de combustión interna. Laboratorio de ahorro de energía y emisiones, Documento Interno, Instituto Mexicano del Transporte, 2002.

Manrique, J. A, Cárdenas, Termodinâmica Ed. Harla, 1976

Mendoza Mosqueda, J., Rafael Morales, M. y Sánchez Nungaray, M. F. "Manual del Laboratorio de Ahorro de Energía y Emisiones", Documento Interno, Instituto Mexicano del Transporte, 1999

Öser, Polat. "Novel Autocatalysis Concepts and strategies for the future with emphasis on Metal supports". SAE Technical Paper Series 880319. 1988., 42p.

Summers, J. C. , et al. " Uses of palladium in automotive emission control catalysts" . SAE Technical Papers Series 880281. 1988., 19 p.

Taylor, K.C., Automobile Catalytic Converters. Springer Verlag. 1984. 197 p.

Wei, J. Catalysis for motor vehicle emissions. McGraw-Hill Publishing.1989. 129 p.

Anexo 1 Datos base motor MCI LAE-16

Datos y resultados obtenidos de la prueba de comportamiento del motor MCI LAE-16 utilizando gasolina Magna-Sin.

Régimen	rpm	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000
Temperatura de entrada del aire	°C	33.4	34.2	34.9	35.5	36.0	36.8	37.4	38.2
Temperatura del aceite	°C	66.1	75.7	80.7	87.9	92.4	97.5	103.2	107.1
Temperatura de entrada del combustible	°C	27.8	28.1	28.2	28.5	28.9	29.2	29.7	30.0
Temperatura de entrada del agua	°C	58.3	57.2	57.3	57.4	57.5	57.6	58.1	59.4
Temperatura de salida del agua	°C	72.3	63.1	64.9	65.0	65.8	66.2	70.2	78.1
Presión del aceite	psi	43	50.1	62	65	67	68	69	72
Par torsional observado	lb-ft	85.9	90.7	94.0	92.6	88.2	82.7	76.6	72.4
Volumen combinado	cm ³	50	50	50	50	50	50	50	50
Tiempo de consumo	s	28.94	22.4	18.56	14.97	13.41	10.21	10.79	10.13
Potencia observada	hp	24.53	34.53	44.74	52.89	58.77	62.98	65.63	68.90
C.E.C.	g/hph	194.7	168.3	172.9	180.9	185.6	194.6	195.2	199.7
Potencia corregida	hp	24.82	34.93	45.23	53.48	59.46	63.76	66.15	69.90
Par torsional corregido	lb-ft	86.92	91.72	95.02	93.62	89.22	83.72	77.62	73.42
C.E.C.C.	g/hph	192.6	166.2	171.9	178.9	183.5	185.6	192.6	193.1

Datos obtenidos, durante la prueba de comportamiento del motor MCI LAE-16 utilizando gasolina Premium.

Régimen	rpm	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000
Temperatura de entrada del aire	°C	25.7	27.4	28.5	28.3	28.1	29.9	30.3	32
Temperatura del aceite	°C	57.9	63.2	72.0	78.4	82.6	89	96.4	104.3
Temperatura de entrada del combustible	°C	22.0	22.6	23.6	23.8	24.2	24.8	25.3	26.1
Temperatura de entrada del agua	°C	54.4	57.6	56.3	56.6	57.0	57.3	57.4	57.8
Temperatura de salida del agua	°C	57.6	59.6	58.0	58.0	58.4	58.4	58.5	58.6
Presión del aceite	psi	60	63	65	66	66	67	68	69
Par torsional observada	lb-ft	86.1	91.7	95.7	93.2	89.1	84.4	77.9	74.8
Volumen del combustible	cm ³	50	50	50	50	50	50	50	50
Tiempo de consumo	s	28.60	23.0	17.21	13.94	12.78	11.40	10.37	10.10
Potencia observada	hp	24.59	34.92	45.55	53.23	59.37	64.28	66.74	71.21
C.E.C.	g/hph		192.7	167.9	171.7	180.7	180.5	182.4	193.3
Potencia corregida	hp	24.88	35.30	46.03	53.81	60.05	65.05	67.61	72.17
Par torsional corregido	lb-ft	87.11	92.71	96.71	94.21	90.11	85.41	78.91	75.81
C.E.C.C.	g/hph	190.7	165.9	169.7	178.6	178.4	180.1	191.2	185.0



Carretera Querétaro-Galindo km 12+000
CP 76700, Sanfandila
Pedro Escobedo, Querétaro, México
Tel +52 (442) 216 9777 ext. 2610
Fax +52 (442) 216 9671

publicaciones@imt.mx

<http://www.imt.mx/>