



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

**FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS APLICADAS
CARRERA DE INGENIERÍA EN MANTENIMIENTO
AUTOMOTRIZ**

**TEMA: DETERMINACIÓN DE LA VARIACIÓN DE PAR MOTOR Y
POTENCIA DE UN MOTOR GBB DOHC EN COMPARACIÓN CON
UNA VERSIÓN SOHC.**

AUTOR: PEDRO FERNANDO MENESES PASTAZ

DIRECTOR: ING. CARLOS MAFLA Msc.

IBARRA, MAYO 2019

CERTIFICADO

ACEPTACIÓN DEL DIRECTOR

En mi calidad de director del plan de trabajo de grado, previo a la obtención del título de Ingeniería en Mantenimiento Automotriz, nombrado por el Honorable Consejo Directivo de la Facultad de Ingeniería en Ciencias Aplicadas.

CERTIFICO:

Que una vez analizado el plan de grado cuyo título es **Determinación de la variación de par motor y potencia de un motor GBB DOHC en comparación con una versión SOHC** presentado por el señor **Pedro Fernando Meneses Pastaz** con número de cédula 1003309885, doy fe que dicho trabajo reúne los requisitos y méritos suficientes para ser sometidos a presentación pública y evaluación por parte de los señores integrantes del jurado examinador que se designe.

En la ciudad de Ibarra, a los 15 días del mes de mayo del 2019.

Atentamente



Ing. Mafla Carlos MSc

DIRECTOR DEL TRABAJO DE GRADO



AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD

UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

BIBLIOTECA UNIVERSITARIA

AUTORIZACIÓN DE USO Y PUBLICACIÓN

A FAVOR DE LA UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

1. IDENTIFICACIÓN DE LA OBRA.

La Universidad Técnica del Norte dentro del proyecto Repositorio Digital Institucional, determinó la necesidad de disponer de texto completos en forma digital con la finalidad de apoyar los procesos de investigación, docencia y extensión de la Universidad.

Por medio del presente documento dejo sentada mi voluntad de participar en este proyecto, para lo cual pongo a disposición la siguiente información.

DATOS DE CONTACTO	
CEDULA DE IDENTIDAD:	1003309885
APELLIDOS Y NOMBRES:	Meneses Pastaz Pedro Fernando
DIRECCIÓN:	Carchi-Huaca
EMAIL:	mppfnando_@hotmail.com
TITULO:	Determinación de la variación de par motor y potencia de un motor GBB DOHC en comparación con una versión SOHC
AUTORES:	
FECHA:	
SOLO PARA TRABAJOS DE GRADO	
PROGRAMA:	PRÉGRADO
TITULO POR EL QUE OPTA	INGENIERÍA EN MANTENIMIENTO AUTOMOTRIZ
ASESOR/DIRECTOR	Ing. Mafla Carlos MSc

2. AUTORIZACIÓN DE USO A FAVOR DE LA UNIVERSIDAD

Yo, **Pedro Fernando Meneses Pastaz** con cédula de identidad Nro.1003309885, en calidad de autor y titular de los derechos patrimoniales de la obra o trabajo de grado descrito anteriormente, hago entrega del ejemplar respectivo en formato digital y autorizo a la Universidad Técnica del Norte, la publicación de la obra en el Repositorio Digital Institucional y uso del archivo digital en la Biblioteca de la Universidad con fines académicos, para ampliar la disponibilidad del material y

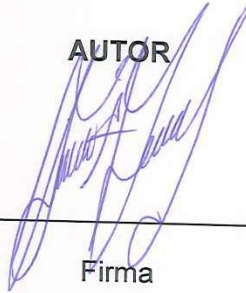
como apoyo a la educación, investigación y extensión; en concordancia con la Ley de Educación Superior Artículo 144.

3. CONSTANCIAS

El autor manifiesta que la obra objeto de la presente autorización es original y se la desarrollo, sin violar derechos del autor de terceros, por lo tanto, la obra es original y que son los titulares de los derechos patrimoniales, por lo que asumen la responsabilidad sobre el contenido de la misma y saldrán en defensa de la Universidad en caso de reclamación por parte de terceros.

Ibarra, a los 15 días del mes de mayo del 2019

AUTOR

A handwritten signature in blue ink, appearing to be 'Pedro Fernando Meneses Pastaz', written over a horizontal line.

Firma

Pedro Fernando Meneses Pastaz

1003309885



CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR
TRABAJO DE GRADO A FAVOR DE LA
UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

Yo, **Pedro Fernando Meneses Pastaz** con cédula de identidad Nro. **1003309885**, manifiesto mi voluntad de ceder a la Universidad Técnica del Norte los derechos patrimoniales consagrados en la Ley de Propiedad Intelectual del Ecuador artículos 4, 5 y 6, en calidad de autor de la obra o trabajo de grado denominado **Determinación de la variación de par motor y potencia de un motor GBB DOHC en comparación con una versión SOHC**. Que ha sido desarrollado para optar por el título de: **INGENIERO EN MANTENIMIENTO AUTOMOTRIZ** en la Universidad Técnica del Norte quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente. En mi Condición de autor me reservo los derechos morales de la obra antes citada. En concordancia suscribo este documento en el momento que hago entrega del trabajo final en formato impreso y digital a la Biblioteca de la Universidad Técnica del Norte.

AUTOR

Firma

Pedro Fernando Meneses Pastaz

1003309885

Ibarra, a los 15 días del mes de mayo del 2019

Ibarra, a los 15 días del mes de mayo del 2019

DEDICATORIA

Esta investigación está dedicada para mis padres Rubicita y Pedrito, a mi hermana Janecita y mi Sobrina Audrey que con esfuerzo y sacrificio me acompañaron a concluir una etapa más en mi vida profesional, quienes son mi ejemplo y la razón principal de mi esfuerzo y dedicación.

Pedro Fernando Meneses Pastaz

AGRADECIMIENTO

En primer lugar, agradezco a Dios por ayudarme y guiarme siempre en mi vida, a mis padres y hermana por su comprensión, apoyo y amor incondicional y a todas las personas que me brindaron su ayuda.

Quiero expresar mi gratitud al Ing. Carlos Mafla MSc Director de Tesis, al Ing. Erik Hernández MSc, al Ing. Ignacio Benavides MSc, quienes me brindaron información y sugerencias para el desarrollo de la presente investigación, a la Universidad Técnica del Norte y a todos los Docentes que contribuyeron en mi formación académica y profesional.

Pedro Fernando Meneses Pastaz

ÍNDICE DE CONTENIDOS

	PÁGINA
RESUMEN	ix
INTRODUCCIÓN	xi
1. REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA.	1
1.1 Objetivos.	1
1.1.1 Objetivo general.	1
1.1.2 Objetivos específicos.	1
1.2 Justificación.	1
1.3 Alcance.	1
1.4 Antecedentes.	2
1.5 Motor de combustión interna.	3
1.5.1 Clasificación de los motores de combustión interna	4
1.5.2 Motores de encendido provocado (MEP).	6
1.6 Transformaciones termodinámicas.	7
1.6.1 Transformación isóbara.	7
1.6.2 Transformación isócara.	7
1.6.3 Transformación adiabática.	8
1.7 Ciclo teórico del motor de encendido provocado (MEP).	9
1.7.1 Tiempos teóricos del motor (MEP)	9
1.7.1.1 Admisión.	9
1.7.1.2 Compresión.	10
1.7.1.3 Expansión.	11
1.7.1.4 Escape.	12
1.8 Ciclo real del motor de encendido provocado (MEP).	14
1.8.1 Tiempos reales del motor (MEP)	14
1.8.1.1 Admisión.	14
1.8.1.2 Compresión.	14
1.8.1.3 Combustión y Expansión.	14
1.8.1.4 Escape.	15
1.8.2 Pérdidas en el ciclo de trabajo.	15
1.8.2.1 Pérdidas de tiempo en la combustión.	15
1.8.2.2 Pérdidas de calor	15
1.8.2.3 Pérdidas por el adelanto a la apertura de escape AAE.	16
1.8.2.4 Pérdidas por bombeo.	16
1.8.2.5 Pérdidas de carga en el cilindro.	16
1.9 Ángulos característicos en el sistema de distribución.	17
1.9.1 Avance a la apertura de admisión (AAA).	17
1.9.2 Retraso al cierre de admisión (RCA).	18
1.9.3 Avance a la apertura de escape (AAE).	18
1.9.4 Retraso al cierre del escape (RCE).	19

1.9.5 Avance al encendido.	20
1.10 Sistema de distribución y sus componentes	21
1.10.1 Árbol de levas	21
1.10.2 Levas.	22
1.10.3 Tipos de levas.	23
1.10.3.1 Levas Simétricas.	24
1.10.3.2 Levas Asimétricas.	24
1.10.4 Válvulas de admisión y escape.	25
1.10.4.1 Material.	26
1.11 Sistemas de distribución según la disposición de válvulas y árbol de levas	27
1.11.1 Sistema overhead valve (OHV)	28
1.11.2 Sistema simple overhead camshaft (SOHC)	29
1.11.3 Sistema double overhead camshaft (DOHC).	29
1.12 Rendimiento del motor.	30
1.12.1 Rendimiento mecánico.	31
1.12.2 Rendimiento volumétrico (η_v).	31
1.12.3 Rendimiento térmico (η_c).	31
1.13 Curvas características del motor (MEP).	32
1.13.1 Par motor.	33
1.13.2 Potencia del motor.	35
1.13.2.1 Potencia indicada.	35
1.13.2.2 Potencia de salida.	36
1.13.2.3 Potencia neta.	36
1.13.2.4 Potencia bruta.	36
1.14 Consumo específico.	36
2. MATERIALES Y MÉTODOS	37
2.1 Metodología	37
2.2 Materiales y equipos	37
2.2.1 Dinamómetro	37
2.2.1.1 Dinamómetro de chasis.	37
2.2.1.2 Dinamómetro Inercial	37
2.2.1.3 Características técnicas del Dinamómetro	38
2.2.2 Norma dinamómetro iso (international organization for standardization)1585	38
2.2.3 Obtención de potencia y torque por el método de aceleración libre	39
2.2.4 Vehículo de prueba	39
2.2.5 Montaje del vehículo en el dinamómetro	40
2.2.6 Pruebas de torque y potencia	41
3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN	44
3.1 Ensayo dinamométrico número 1, sistema DOHC	44
3.2 Ensayo dinamométrico número 2, sistema DOHC	45
3.3 Ensayo dinamométrico número 3, sistema DOHC	46
3.4 Ensayo dinamométrico número 4, sistema DOHC	47
3.5 Recopilación de los valores de potencia y torque DOHC	48

3.7 Ensayo dinamométrico número 2, sistema SOHC	50
3.8 Ensayo dinamométrico número 3, sistema SOHC	51
3.9 Ensayo dinamométrico número 4, sistema SOHC	52
3.10 Recopilación de los valores de potencia y torque SOHC	52
3.11 Gráfica promedio de torque y potencia del sistema DOHC	53
3.12 Gráfica promedio de torque y potencia del sistema SOHC	55
3.13 Comparación de las curvas torque,potencia vs velocidad de los sistemas DOHC y SOHC	56
4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	59
4.1 Conclusiones	59
4.2 Recomendaciones	60
ANEXOS	64

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA		PÁGINA
NÚM.		
1.1	Sistema de distribución	28
2.1	Especificaciones técnicas del Dinamómetro	38
2.2	Datos generales y características del vehículo de prueba	39
3.1	Valores obtenidos del ensayo 1	45
3.2	Valores obtenidos del ensayo 2	46
3.3	Valores obtenidos del ensayo 3	47
3.4	Valores obtenidos del ensayo 4	48
3.5	Resultados de los valores torque y potencia sistema DOHC	48
3.6	Valores obtenidos del ensayo 1	49
3.7	Valores obtenidos del ensayo 2	50
3.8	Valores obtenidos del ensayo 3	51
3.9	Valores obtenidos del ensayo 4	52
3.10	Resultados de los valores torque y potencia sistema SOHC	53

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA NÚM.	PÁGINA
1.1 Motor combustión interna.	3
1.2 Componentes básicos de un motor de combustión interna.	4
1.3 Clasificación del motor	5
1.4 Ignición MEP	6
1.5 Isóbara	7
1.6 Isócora	8
1.7 Adiabática	8
1.8 Ciclo teórico.	9
1.9 Tiempo Admisión.	10
1.10 Tiempo Compresión	11
1.11 Expansión	12
1.12 Escape	13
1.13 Ciclo teórico completo	13
1.14 Ciclo real completo	15
1.15 Comparación ciclo real y ciclo teórico.	16
1.16 Diagrama de distribución.	17
1.17 Avance apertura admisión, Retraso apertura admisión.	18
1.18 Avance apertura escape.	19
1.19 Retraso al cierre de escape.	19
1.20 Avance del encendido	20
1.21 Árbol de levas	21
1.22 Partes de una leva	22
1.23 Variación en los perfiles y ángulos de levas	23
1.24 Leva simétrica	24
1.25 Levas asimétricas.	25
1.26 Partes de la válvula.	26
1.27 Temperatura en la válvula	27
1.28 Distribución OHV	28
1.29 Distribución SOHC	29
1.30 Distribución DOHC	30
1.31 Transformación de energía	30
1.32 Curvas características de un motor MEP.	32
1.33 Descomposición de la fuerza sobre el mecanismo biela manivela	34
1.34 Representación curva de par a plena carga en función del régimen de giro.	35
2.1 Estructura del funcionamiento de dinamómetro inercial	38
2.2 Ubicación del vehículo en el Dinamómetro	40
2.3 Acceso al banco de potencia	41
2.4 Ingreso de datos al software Vamag	41

2.5	Selección de potencia	42
2.6	Velocidad de salida	42
2.7	Inicio de aceleración	43
3.1	Curvas características torque y potencia prueba 1 sistema DOHC	44
3.2	Curvas características torque y potencia prueba 2 sistema DOHC	45
3.3	Curvas características torque y potencia prueba 3 sistema DOHC	46
3.4	Curvas características torque y potencia prueba 4 sistema DOHC	47
3.5	Curvas de torque y potencia prueba 1 sistema SOHC	49
3.6	Curvas de torque y potencia prueba 2 sistema SOHC	50
3.7	Curvas de torque y potencia prueba 3 sistema SOHC	51
3.8	Curvas de torque y potencia prueba 4 sistema SOHC	52
3.9	Curva promedio de la potencia máxima del sistema DOHC	53
3.10	Curva promedio del torque máximo del sistema DOHC	54
3.11	Curva promedio de la potencia máxima del sistema SOHC	55
3.12	Curva promedio del torque máximo del sistema SOHC	55
3.13	Curvas promedio de la potencia de los sistemas DOHC-SOHC	56
3.14	Curvas promedio del torque de los sistemas DOHC-SOHC	57

ÍNDICE DE ECUACIONES

ECUACIÓN	PÁGINA
NÚM	
[1.1] Rendimiento del motor	31
[1.2] Rendimiento volumétrico	31
[1.3] Rendimiento térmico	32
[1.4] Par motor	33
[1.5] Potencia del motor	35
[1.6] Consumo específico	36

ÍNDICE DE ANEXOS

ANEXO	PÁGINA
NÚM.	
1. Montaje del vehículo en el dinamómetro	65
2. Ingreso de datos ficha técnica del vehículo	66
3. Inicio de pruebas dinamométricas	67
4. Vehículo en pruebas	68
5. Resultados de torque y potencia sistema DOHC prueba 1	69
6. Resultados de torque y potencia sistema DOHC prueba 2	70
7. Resultados de torque y potencia sistema DOHC prueba 3	71
8. Resultados de torque y potencia sistema SOHC prueba 1	72
9. Resultados de torque y potencia sistema SOHC prueba 2	73

RESUMEN

El proyecto se desarrolló con la finalidad de determinar la variación del par motor y potencia de un motor GBB Double OverHead Camshaft (DOHC), en comparación con una versión Simple OverHead Camshaft (SOHC), para el desarrollo de la revisión bibliográfica se utilizó el método de investigación el cual permitió recopilar información de libros, revistas y artículos científicos mismos que aportaron a la sustentación teórica del presente trabajo. Para determinar la variación del par motor y potencia de los sistemas (DOHC) y (SOHC) se procedió a realizar pruebas dinamométricas en un vehículo de marca Chevrolet Forsa, el cual tiene implementado el sistema (DOHC), una vez realizadas las pruebas de par motor y potencia en dicho sistema se procedió a realizar la sustitución por sistema (SOHC) realizando las mismas pruebas anteriormente descritas. Obteniendo de esta manera curvas características que permitieron determinar la variación del par motor y potencia de los dos sistemas, posteriormente se realizó un análisis estadístico básico para obtener los promedios de los diferentes resultados que mostró el dinamómetro de los ensayos ejecutados, obteniendo como resultado una potencia promedio de 52 hp @5 839 rpm, y un par motor de 91,71 Nm @ 3 659 rpm para el sistema (DOHC), en cuanto para el sistema (SOHC) se obtuvo un promedio de potencia de 49,5 hp @ 5 557 rpm y un par motor promedio 75,5 Nm @ 3 625rpm, con lo cual se determinó una diferencia de potencia de 9,7 hp correspondientes al 16% y una diferencia en el par motor de 16,25 Nm correspondiente al 17,71%, en comparación a los valores del fabricante la potencia tuvo una deficiencia del 40% para el sistema DOHC y un 26,22% para el sistema SOHC, en función del torque esta deficiencia varía entre el 18% y 23,73% respectivamente, concluyendo que el sistema (DOHC) generó un mayor rendimiento en cuanto a los parámetros de potencia y par motor.

ABSTRACT

The project was developed with the purpose of determining the torque and power variation of a GBB Double OverHead Camshaft (DOHC) engine, compared to a Simple OverHead Camshaft (SOHC) version, for the development of the bibliographic review the method was used. of research which allowed collecting information from books, journals and scientific articles that contributed to the theoretical underpinning of this work. To determine the torque and power variation of the systems (DOHC) and (SOHC), a dynamometer test was performed on a Chevrolet Forsa vehicle, which has implemented the system (DOHC), once the torque tests have been carried out. engine and power in said system proceeded to make the substitution system (SOHC) performing the same tests described above. Obtaining in this way characteristic curves that allowed to determine the variation of the motor torque and power of the two systems, later a basic statistical analysis was made to obtain the averages of the different results that the dynamometer of the executed tests showed, obtaining as a result a power average of 52 hp @ 5 839 rpm, and a torque of 91.71 Nm @ 3659 rpm for the system (DOHC), as for the system (SOHC) an average power of 49.5 hp @ 5 557 was obtained rpm and an average torque of 75.5 Nm @ 3 625rpm, reaching a power difference of 9.7 hp corresponding to 16% and a difference in torque of 16.25 Nm corresponding to 17.71%, in comparison to the manufacturer's values the power has a deficiency of 40% for the DOHC system and 26.22% for the SOHC system, depending on the torque this deficiency varies between 18% and 23.73% respectively, concluding that the system (DOHC) generated a greater performance in terms of power and torque parameters.

INTRODUCCIÓN

El motor de combustión interna a lo largo de su evolución ha experimentado grandes cambios y considerables mejoras dentro de su estructura y funcionamiento, los fabricantes automotrices generan estos cambios con la finalidad de mejorar sus prestaciones en cuanto a potencia, ahorro de combustible y reducción de emisiones contaminantes, es así, que una forma de caracterizar a un motor de combustión interna es a través de los denominados caballos de potencia que cual puede entregar.

En la revisión bibliográfica del presente trabajo de investigación, se hace referencia al principio de funcionamiento, estructura, características, diferencias y prestaciones tanto del sistema de distribución (DOHC 16 válvulas) y (SOHC 8 válvulas), una vez fundamentada la parte teórica de los dos sistemas de distribución se procede a la utilización del dinamómetro de chasis inercial, con la finalidad de determinar los valores y curvas características de par motor y potencia en función de las revoluciones por minuto de cada sistema.

Una vez obtenidos mencionados valores se proceden a realizar su interpretación, análisis y correspondiente comparación entre los sistemas de distribución (DOHC y SOHC), en función del par motor y potencia generados, determinando mediante estos valores, que sistema genera mayor rendimiento y prestaciones.

Cabe recalcar que tanto el sistema (DOHC) y el sistema (SOHC) fueron implementados en el mismo vehículo y las pruebas dinamométricas se realizan a los dos sistemas bajo los mismos parámetros y normas establecidas para dichas pruebas.

Finalmente se redactan las conclusiones y recomendaciones del presente trabajo. En los anexos se muestra la información técnica relacionada a las gráficas y valores obtenidos en las pruebas dinamométricas.

1. REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA.

1.1 OBJETIVOS.

1.1.1 OBJETIVO GENERAL.

Determinar la variación del par motor y potencia de un motor GBB DOHC en comparación con una versión SOHC.

1.1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.

1. Obtener las curvas de torque y potencia con las 2 versiones de cabezotes del motor.
2. Verificar el impacto en el llenado y vaciado de la carga del motor debido al cambio de número de válvulas.
3. Analizar el rendimiento del motor con las 2 versiones del cabezote.

1.2 JUSTIFICACIÓN.

La industria automotriz ha ido perfeccionando los sistemas de distribución realizando cambios y mejoras dentro de su estructura y funcionamiento haciendo referencia a sus componentes, con el fin de mejorar el rendimiento en los motores de combustión interna, su constante evolución y avance tecnológico hicieron que su estudio sea objeto de permanentes investigaciones con la finalidad de determinar parámetros fundamentales entre los cuales se puede mencionar: potencia, par motor y consumo de combustible, este proyecto tiene como objetivo el estudio comparativo del funcionamiento de los sistemas SOHC (Simple OverHead Camshaft) y DOHC (Double OverHead Camshaft) para determinar la variación de los parámetros anteriormente mencionadas.

1.3 ALCANCE.

Obtener las curvas de torque y potencia con las 2 versiones de cabezotes del motor, se realiza pruebas dinamométricas con las versiones DOHC y SOHC, en función de la norma INEN 960, además se analiza y compara las curvas de par motor y potencia obtenidas en el dinamómetro con las 2 versiones de cabezote.

Verificar el impacto en el llenado y vaciado de la carga del motor debido al cambio de número de válvulas mediante la comparación de datos técnicos de par y potencia de los motores DOHC frente a los motores SOHC.

Analizar el rendimiento del motor con las 2 versiones de cabezote en bajas y altas revoluciones, mediante la elaboración de un cuadro comparativo de las 2 versiones de cabezotes a diferentes revoluciones, posteriormente se analiza e identifica que sistema entrega mayor par motor y potencia en función de las pruebas dinamométricas ejecutadas.

1.4 ANTECEDENTES.

El primer motor de combustión interna se construyó en el año de 1860 por el ingeniero belga Etienne Leinor, dicho motor consumía gas de alumbrado y aprovechaba el 3% de la energía producida por la combustión, el motor de combustión interna fue mejorado en el año de 1876, por Nikolaus Otto, dicho motor utilizaba pistones alternativos para su accionamiento y encendido por chispa externa, sin embargo fue el primero en funcionar con el ciclo de cuatro tiempos (Pérez, Mecánicos, 2017, pág. 5).

A lo largo de su evolución se han modificado los sistemas encargados de la apertura y cierre de las válvulas así como su forma y posición del árbol de levas entre los cuales se puede mencionar los sistemas SV-OHV-SOHC-DOHC, con dichos sistemas se pretende ahorrar combustible y mejoramiento de la potencia, además de mejorar significativamente las emisiones contaminantes (García, Prueba de ruta, 2013, pág. 15).

El sistema SOHC estaba estructurado por la ubicación y utilización del árbol de levas sobre la culata, el cual contaba con una gran cantidad de piezas y movimientos mecánicos, este sistema era el más generalizado por lo que los motores debían utilizar su escasa potencia para dar movimiento a todos estos mecanismos (Cardet, 2018, pág. 24).

El sistema DOHC (Double Overhead Camshaft) fue conocido y utilizado en el año de 1920 por vehículos de competición y de alta gama, debido a su aumento de potencia y bajo peso, en el año de 1980 empezó a utilizarse en vehículos comerciales siendo FIAT (Fabbrica Italiana Automobili Torino) quien popularizó este tipo de sistema con su motor FU (Cardet, 2018, pág. 27).

Las siglas DOHC (Double OverHead Camshaft) hace referencia al tipo de accionamiento de las levas de un motor de explosión. Este avance técnico de utilizar dos árboles de levas en la culata con la finalidad de configurar de una manera más concreta y precisa el cierre y la apertura de las válvulas de admisión y de escape permitiendo con ello una mayor fluidez en la cámara de combustión, se implementó en vehículos en serie con el objetivo de mejorar sensiblemente el rendimiento de los motores SOHC. Esta es la tendencia en la construcción

de los motores en la actualidad acompañados de sistemas adicionales de control variable en las válvulas (García, Prueba de ruta, 2013, pág. 20). La industria automotriz ha ido mejorando el sistema DOHC, logrando así un 30% menos de peso en el mecanismo de la distribución, aumentando el régimen de giro de motor, la potencia y reduciendo significativamente la vibración en el motor (Cardet, 2018, pág. 29).

Los motores de combustión interna han ido evolucionando en cuanto a sistemas de admisión y alimentación es por ello que la marca FIAT ha revolucionado en la tecnología al incluir una válvula electrohidráulica entre el árbol de levas y la válvula de admisión, la misma que es controlada por un solenoide y por la centralita de inyección obteniendo como resultado la regulación de las válvulas de admisión, prescindiendo del árbol de levas (Martín, 2013, pág. 12). La empresa sueca Koenigsegg, ha diseñado un sistema denominado FreeValve, el cual consiste en reemplazar el árbol de levas, dicho sistema funciona con aire comprimido y aceite, siendo controladas electrónicamente para regular tanto la admisión como el escape, permitiendo así un ajuste independiente de cada válvula sin tener un rango limitado de funcionamiento (Pérez, 2016, pág. 6).

1.5 MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA.

Es una máquina que obtiene energía mecánica directamente de la energía química de un combustible que arde dentro de una cámara de combustión, su nombre se debe, a que dicha combustión se produce dentro de la máquina en sí misma. Gracias a la inflamación de la mezcla gasolina y aire, la energía química se transforma en energía mecánica; de esta manera, se pone en marcha un motor y este puede transferir el movimiento a través de un sistema de transmisión mecánica hasta las ruedas de un vehículo, la combustión es la reacción química que da lugar a la liberación de energía contenida en los combustibles (Rodríguez, 2013, pág. 23).



Figura 1.1 Motor combustión interna.
(Sanz S. , 2017, pág. 2)

El motor de combustión interna que se está estudiando es el que sigue un ciclo termodinámico de Otto y que utiliza como combustible gasolina. La gasolina es necesario mezclarla con aire para que se produzca la inflamación. La inflamación de la mezcla se produce casi instantáneamente al saltar la chispa, por lo que se puede decir que se trata de una explosión dentro de la cámara de combustión, la mezcla gasolina-aire debe estar en un estado “gaseoso”, es un estado parecido a un aerosol, cuanto mejor es la homogeneidad de la mezcla mayor será del aprovechamiento de la energía del combustible (Rodríguez, 2013, pág. 18). Los motores de combustión interna son motores térmicos de desplazamiento positivo (o volumétricos), en los que el trabajo se obtiene mediante el desplazamiento lineal del émbolo de un mecanismo biela manivela, se denominan motores de combustión interna porque el estado térmico se genera en el propio fluido que evoluciona en el motor, en la figura 1.2 se puede apreciar los componentes básicos de un motor de encendido provocado (Rovira & Muñoz, 2015, pág. 23). El motor, durante su funcionamiento realiza una serie de procesos que se repiten periódicamente y constituyen un ciclo termodinámico (Rovira & Muñoz, 2015, pág. 22).

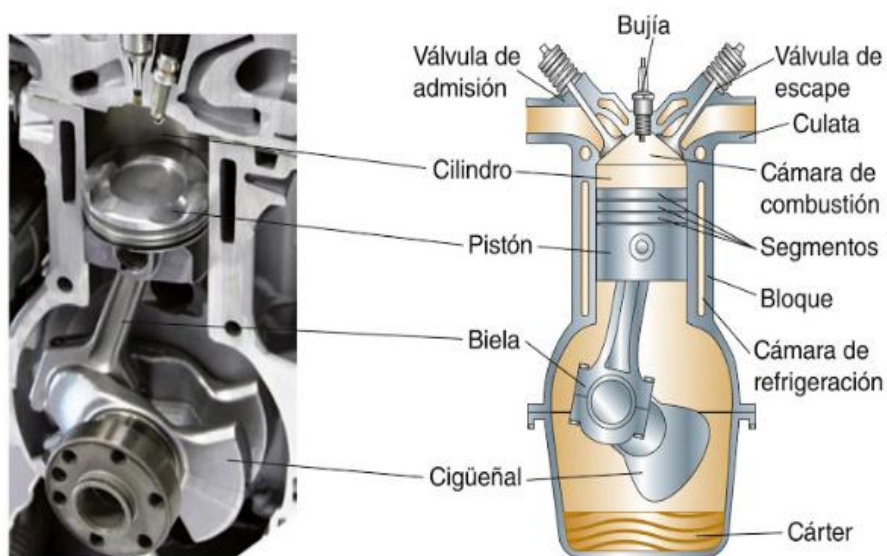


Figura 1.2 Componentes básicos de un motor de combustión interna.

(Rodríguez, 2013, pág. 17)

1.5.1 CLASIFICACIÓN DE LOS MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA

En la figura 1.3, se puede mostrar las distintas clasificaciones que tiene el motor de combustión interna en el cual se puede apreciar; los procesos de combustión, el número de ciclos que tienen un motor, los tipos de refrigeración, tipo de admisión y la disposición de

los cilindros. Dicha clasificación permite entender de mejor manera el funcionamiento de los motores según su clasificación.

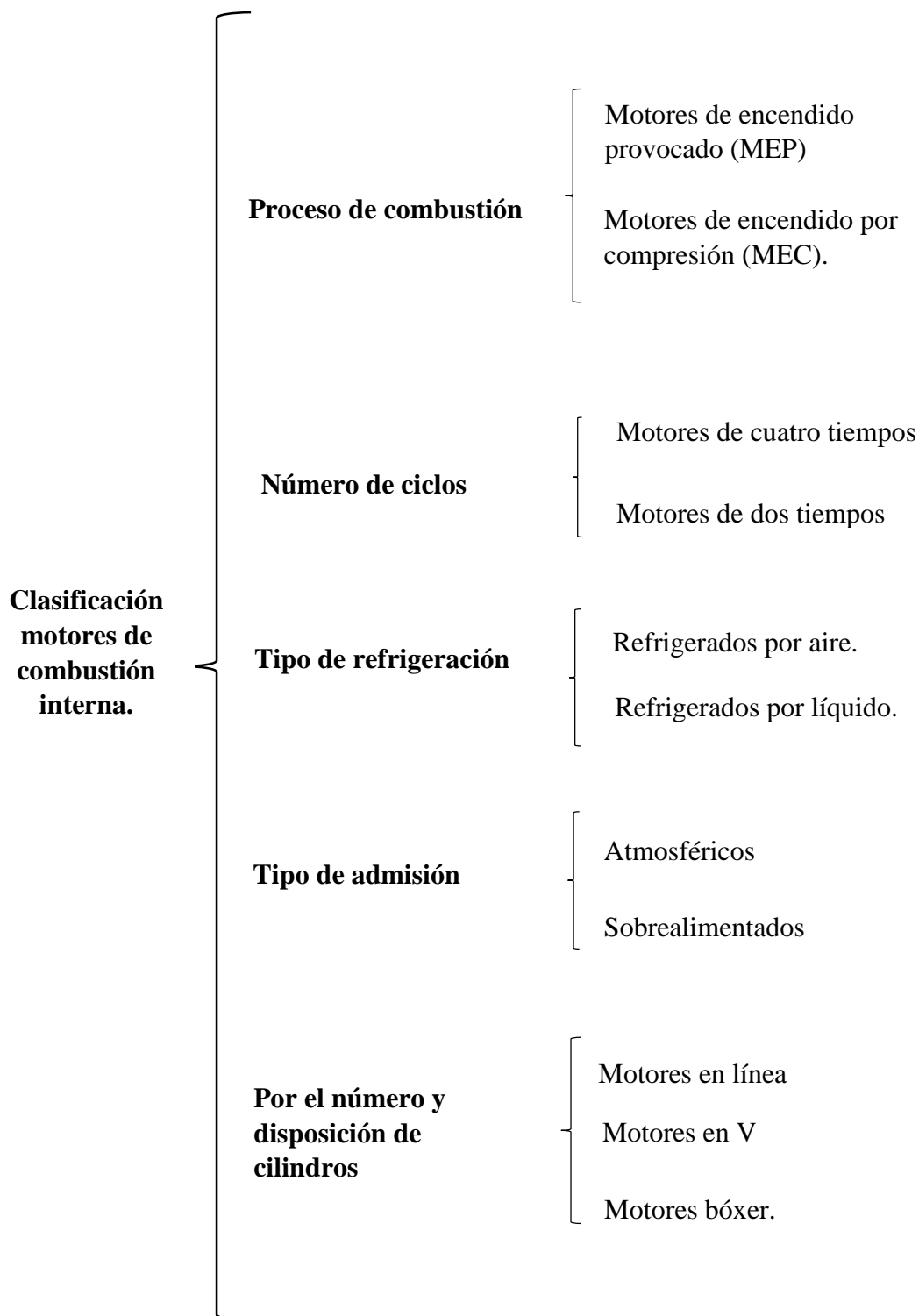


Figura 1.3 Clasificación del motor

(Rovira & Muñoz, 2015, pág. 25)

1.5.2 MOTORES DE ENCENDIDO PROVOCADO (MEP).

Son motores en los que al final del proceso de compresión se dispone de una mezcla de aire-combustible, la combustión se produce mediante la deflagración de la mezcla que se propaga mediante un frente de llama y la ignición que se consigue mediante el salto de una chispa. Recibe también el nombre de motores de encendido por chispa o motores de ciclo Otto, se debe evitar la denominación de motor de explosión ya que en el seno del motor tiene lugar una combustión inducida por un agente, no una explosión (Rovira & Muñoz, 2015, pág. 26).

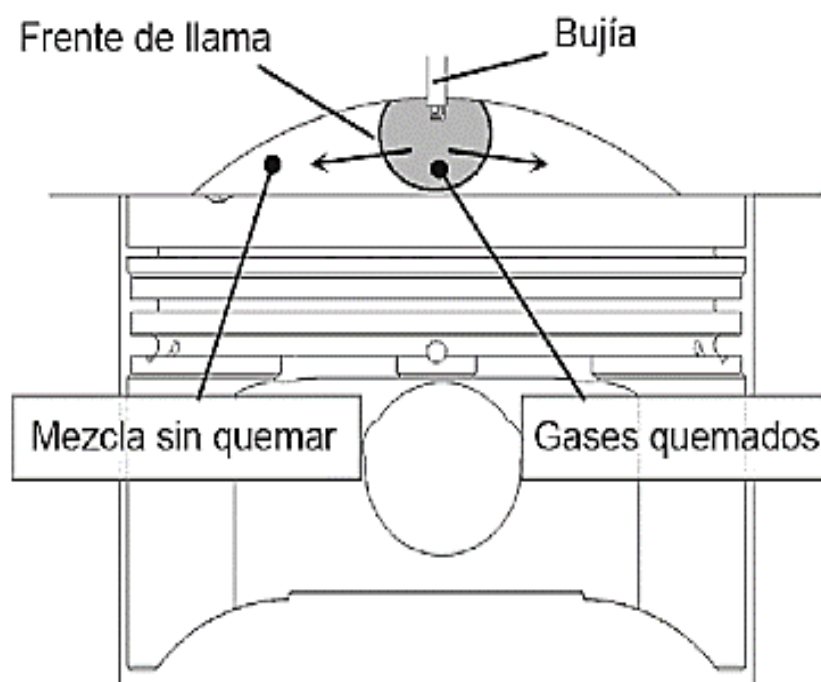


Figura 1.4 Ignición MEP

(Rovira & Muñoz, 2015, pág. 27)

En un motor térmico de combustión, el calor se obtiene de la combustión de una mezcla de aire y combustible, que eleva fuertemente la temperatura en el interior del cilindro (foco caliente). Una gran parte se transforma en trabajo durante la expansión de los gases, el calor restante que no ha sido transformado es expulsado al exterior, de forma que el medio ambiente actúa como foco frío. El motor queda preparado para admitir una nueva carga de gas y comenzar un nuevo ciclo. En un motor se obtiene trabajo continuo debido a que realiza ciclos termodinámicos que se repiten constantemente (Sanz S. , 2017, pág. 34).

1.6 TRANSFORMACIONES TERMODINÁMICAS.

El desarrollo de un ciclo en el motor de combustión interna abarca transformaciones termodinámicas las cuales generan variaciones en las magnitudes de presión temperatura y volumen, a continuación, se describe las transformaciones que interviene en el ciclo.

1.6.1 TRANSFORMACIÓN ISÓBARA.

Este tipo de transformación se produce sí, a pesar de variar el volumen, se mantiene constante la presión, cuando avanza el pistón aumenta el volumen, el calor de la combustión se aporta progresivamente para mantener constante la presión en el cilindro (Sanz S. , 2017, pág. 36).

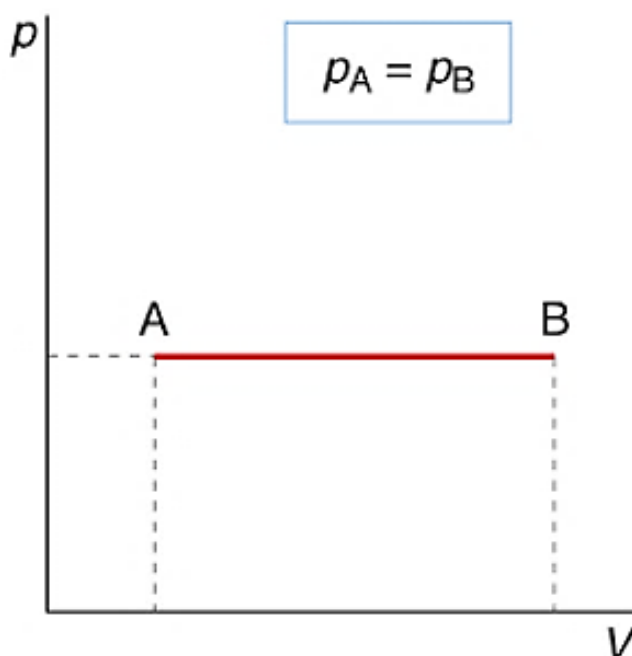


Figura 1.5 Isóbara

(Sanz S. , 2017, pág. 37)

1.6.2 TRANSFORMACIÓN ISÓCORA.

Proceso de transformación que sucede sin que haya variación en el volumen, si la temperatura de un gas aumenta mientras se mantiene su volumen constante, su presión también aumenta proporcionalmente. Suponiendo que el calor de la combustión se aporta de forma instantánea, el volumen no varía, ya que no hay movimiento del pistón (Sanz S. , 2017, pág. 38). Como se puede observar en la figura 1.6, indica el proceso de transformación isócora.

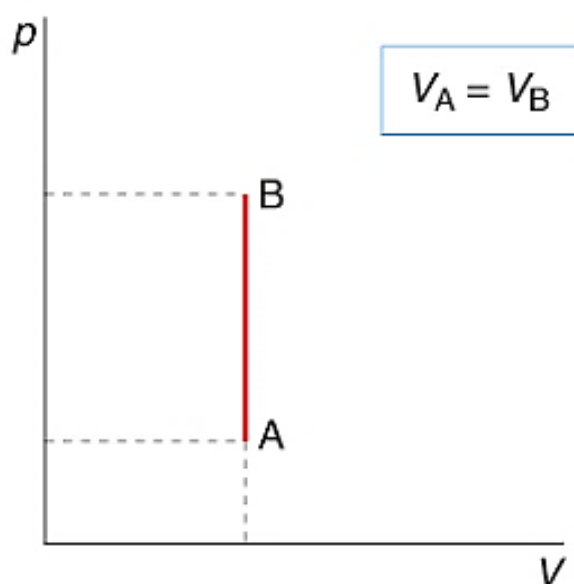


Figura 1.6 Isócora

(Sanz S. , 2017, pág. 38)

1.6.3 TRANSFORMACIÓN ADIABÁTICA.

Una transformación adiabática es aquella que se realiza mientras el sistema se mantiene térmicamente aislado de su entorno, los tiempos de compresión y expansión son adiabáticos en el caso de que no exista intercambio de calor a través de las paredes del cilindro, como se muestra en la figura 1.7 (Sanz S. , 2017, pág. 39).

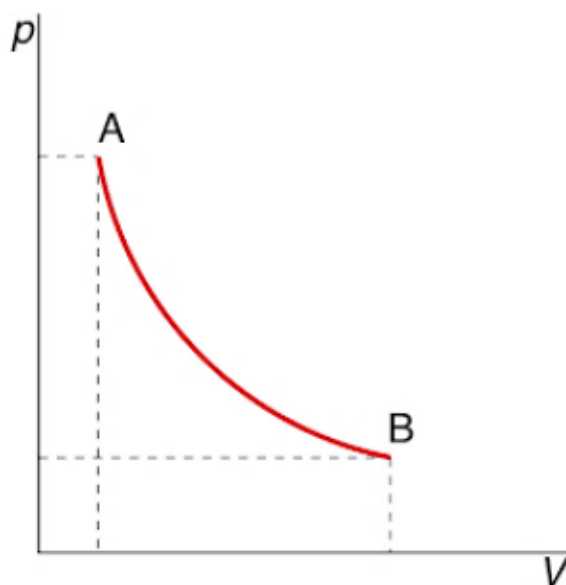


Figura 1.7 Adiabática

(Sanz S. , 2017, pág. 39)

1.7 CICLO TEÓRICO DEL MOTOR DE ENCENDIDO PROVOCADO (MEP).

El ciclo teórico de funcionamiento del motor es un ciclo simplificado que sirve como referencia para mejorar el rendimiento del ciclo real. Se supone que cada fase del ciclo teórico se desarrolla en condiciones ideales y, por tanto, se obtiene el máximo trabajo (Sanz S. , 2017, pág. 40).

Un ciclo de funcionamiento abarca cuatro operaciones diferentes: admisión, compresión, expansión y escape, en cada carrera el pistón se desplaza entre el PMS y el PMI alternativamente a lo cual se lo denomina carrera. En un ciclo teórico cada tiempo se realiza en una carrera del pistón equivalente a 180° que gira el cigüeñal por consiguiente el ciclo de cuatro tiempos se completa en un total de 720° que gira el cigüeñal (Álvarez, 2013, pág. 32).

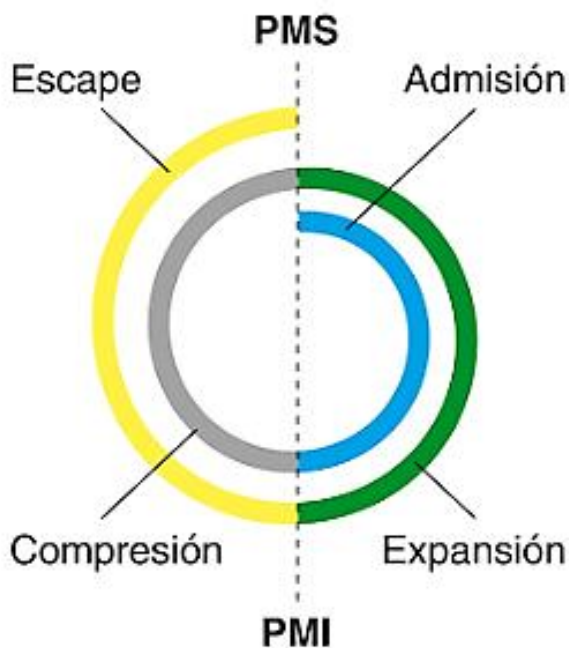


Figura 1.8 Ciclo teórico.

(Sanz S. , 2017, pág. 33)

1.7.1 TIEMPOS TEÓRICOS DEL MOTOR (MEP)

1.7.1.1 Admisión.

En esta fase, el pistón parte del PMS y la válvula de admisión se abre completamente, posteriormente el pistón desciende hasta el PMI, momento en el que se cierra la válvula de

admisión. Esta transformación se supone isóbara, es decir, a presión constante, esto es debido a que la presión de entrada del fluido de admisión es la atmosférica y se conserva durante todo el proceso de admisión, como se puede apreciar en la figura 1.9, el volumen aumenta partiendo de la cámara de combustión (V_{cc}), cuando el pistón está en el PMS hasta llegar al PMI, donde se añade el volumen desplazado ($V_D + V_{cc}$), en este ciclo el cigüeñal ha realizado un giro de 180° (González, 2011, pág. 34).

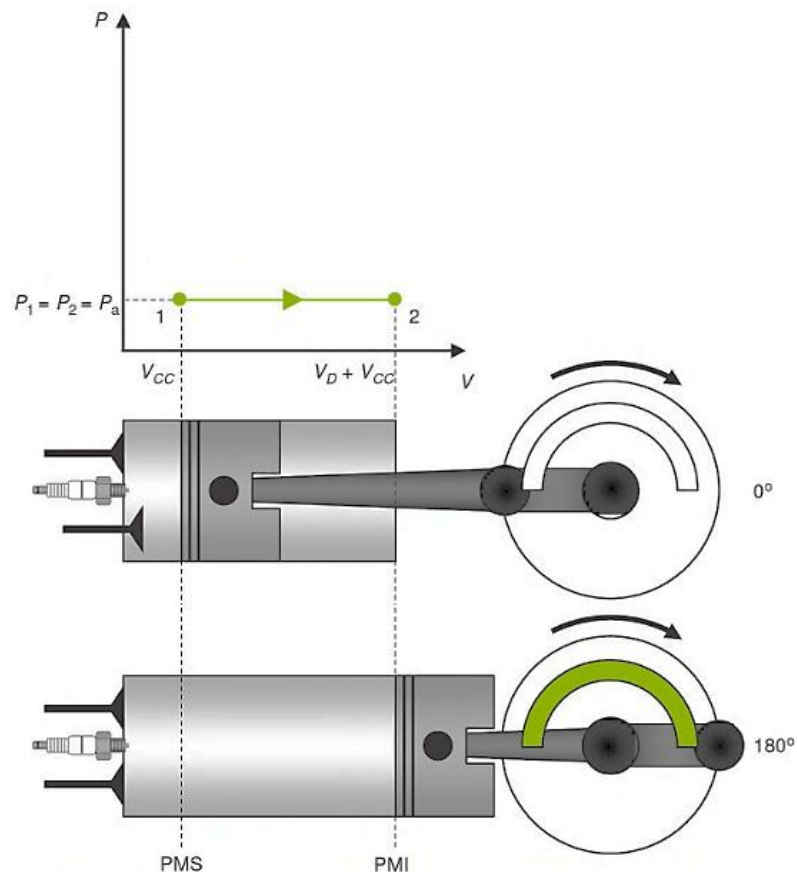


Figura 1.9 Tiempo Admisión.

(González, 2011, pág. 35)

1.7.1.2 Compresión.

En el segundo tiempo del motor Otto, tanto la válvula de admisión como la de escape se encuentran cerradas, el pistón realiza su carrera ascendente desde el PMI al PMS, la mezcla queda comprimida en la cámara de combustión alcanzando una presión que oscila entre los 10 y 15 bar, este valor depende de la relación de compresión del motor (Sanz S. , 2017, pág. 38).

Al tratarse de una transformación ideal, es una compresión adiabática e isentrópica ya que supone que no hay transferencia de calor, como se puede apreciar en la figura 1.10, el

volumen disminuye hasta llegar al volumen de la cámara de combustión y la presión aumenta hasta alcanzar un valor (P_3) (González, 2011, pág. 36).

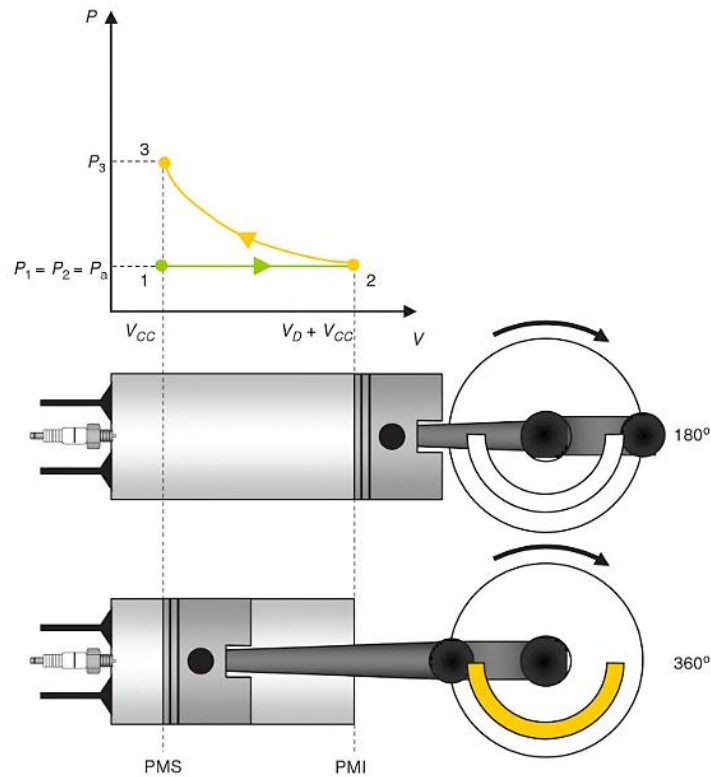


Figura 1.10 Tiempo Compresión

(González, 2011, pág. 37)

1.7.1.3 Expansión.

En este tercer tiempo la bujía suministra la chispa que inflama la mezcla comprimida, transformando la energía química presente en el combustible a energía térmica en la combustión, la cual provoca un incremento inmediato de la temperatura y genera una alta presión sobre la cabeza del pistón, logrando obtener de esta manera energía mecánica para que el pistón descienda desde PMS al PMI, en este tiempo las válvulas de admisión y escape se encuentran cerradas (Rovira & Muñoz, 2015, pág. 24).

Como consecuencia de esto no hay variación de volumen y la transformación en la fase de expansión es isócara es decir, que varía la presión, ya que la combustión de la mezcla lleva consigo un aumento considerable de la temperatura y la presión aumenta hasta alcanzar un valor (P_4), cabe recalcar que la fase de expansión es la única que entrega trabajo mientras que, en la admisión, la compresión y el escape hay que aportar trabajo al motor (González, 2011, pág. 35).

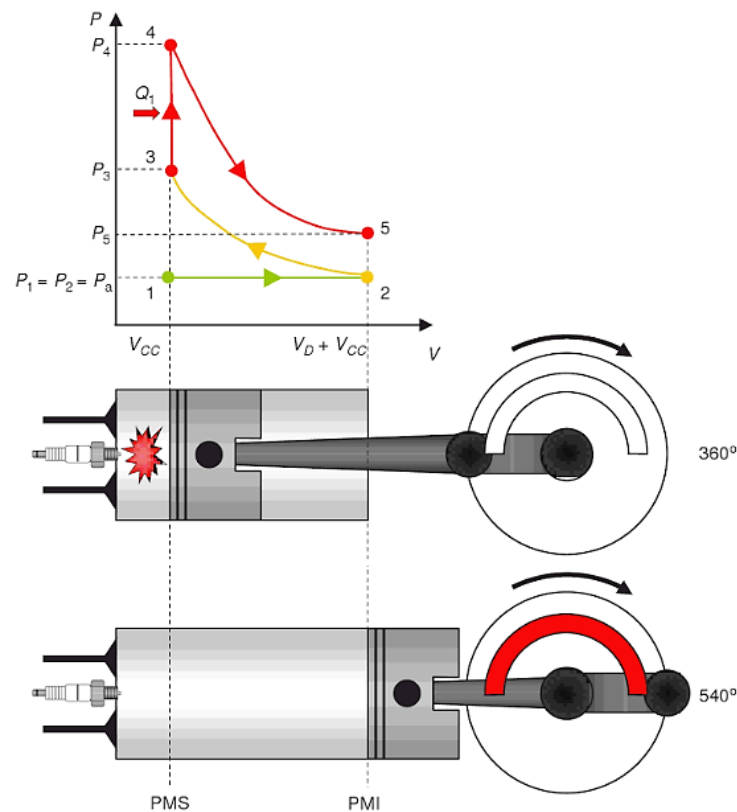


Figura 1.11 Expansión

(González, 2011, pág. 35)

1.7.1.4 Escape.

El proceso de escape tiene lugar en dos partes, como se puede apreciar en la figura 1.12 la primera se produce cuando el pistón está en el PMI y abre la válvula de escape (5-2). Como es un sistema ideal, en el momento de apertura de la válvula de escape se comunica el cilindro con la atmósfera exterior del motor, y la presión en el interior del cilindro debida a los gases residuales, (P_5), pasa a ser de forma instantánea la presión atmosférica, (P_2). Con lo cual, esta primera etapa de la fase de escape es una transformación isócara, al no haber variación de volumen porque el pistón no se ha movido del PMI. Además, durante esta primera transformación, se produce la cesión de calor del fluido al exterior, Q_2 . La segunda parte del proceso de escape tiene lugar durante la carrera ascendente del pistón del PMI al PMS (2-1). La válvula de escape sigue abierta hasta que el pistón llega al PMS, momento en el cual se cierra. Durante todo el recorrido del pistón se produce el barrido de los gases quemados, que son expulsados al exterior a una presión igual a la atmosférica, por lo que esta transformación tiene lugar a presión constante y es isóbara. Al final del tiempo de escape el cigüeñal ha girado 720° en total desde el inicio del ciclo (González, 2011, pág. 37).

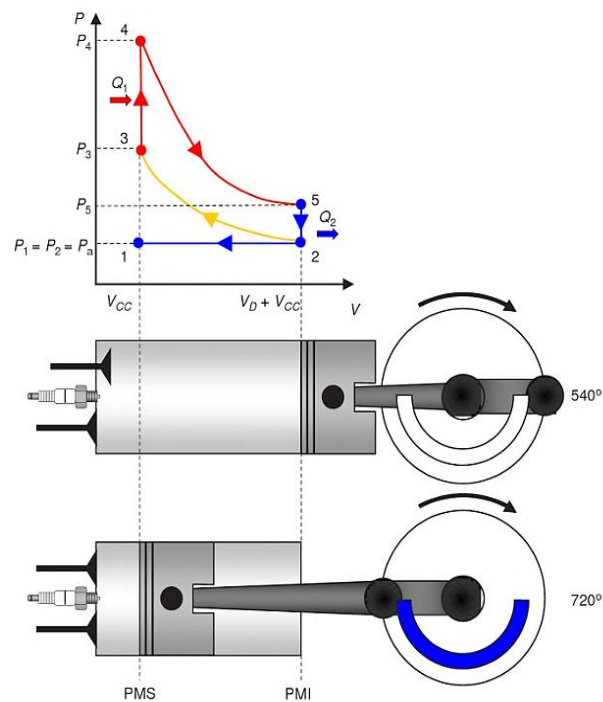


Figura 1.12 Escape

(González, 2011, pág. 37)

Una vez terminado el tiempo de escape se habrá completado un ciclo de trabajo, el cual se repite sucesivamente mientras el motor se encuentre en marcha siendo el ciclo completo mostrado en la figura 1.13 y sus respectivos procesos termodinámicos en cada tiempo.

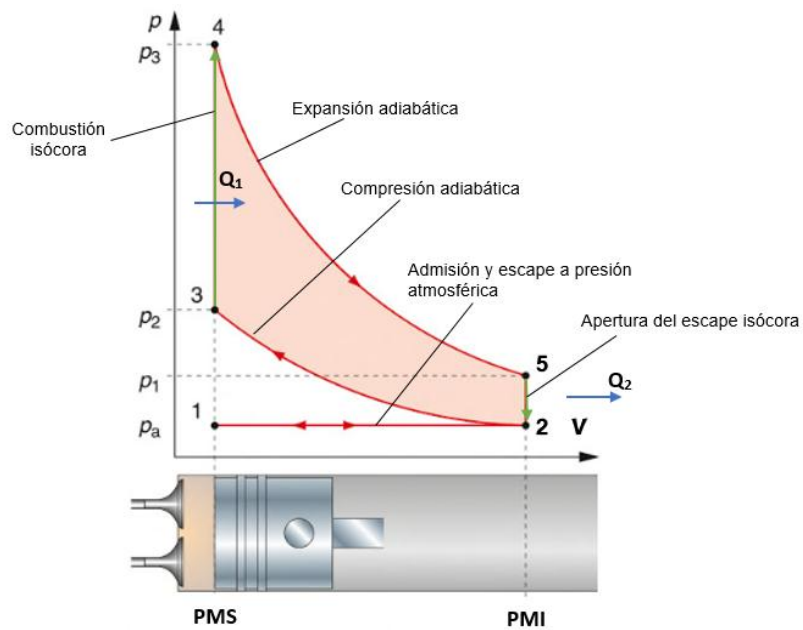


Figura 1.13 Ciclo teórico completo

(Sanz S. , 2017, pág. 40)

1.8 CICLO REAL DEL MOTOR DE ENCENDIDO PROVOCADO (MEP).

Los ciclos teóricos describen el funcionamiento de motor en condiciones ideales, pero las transformaciones termodinámicas que se producen en la realidad no evolucionan como lo harían en dichas condiciones (González, 2011, pág. 41).

1.8.1 TIEMPOS REALES DEL MOTOR (MEP)

1.8.1.1 Admisión.

La válvula de admisión se abre y el pistón desciende, el llenado se realiza a una presión inferior a la atmosférica debido a las pérdidas de carga en el conducto de admisión, el gas solo comenzará a entrar cuando el desplazamiento del pistón haya creado la depresión suficiente. Esta depresión se mantiene durante la carrera de admisión debido a la resistencia que el gas encuentra a su paso por el filtro, los conductos y la válvula (la cantidad de mezcla admitida es inferior a la teórica). Con el fin de aprovechar la inercia del gas y mejorar el llenado, la válvula de admisión se abre con antelación, antes de que el pistón llegue al PMS, y se cierre con retraso, después del PMI (Sanz S. , 2017, pág. 41).

1.8.1.2 Compresión.

En este proceso se comprime una mezcla de aire, combustible y gases residuales que no han sido expulsados durante el tiempo de escape anterior. Debido a un pequeño gradiente térmico, se considera adiabático y reversible. La masa que evoluciona en el cilindro desde la admisión hasta el escape es prácticamente invariable, suponiendo un buen ajuste de los elementos móviles dentro del cilindro (Sánchez, 2012, pág. 27).

1.8.1.3 Combustión y Expansión.

La fase de combustión no se produce a volumen constante debido a que la misma es progresiva, es decir, la combustión no se realiza instantáneamente y tampoco lo hace justo cuando el pistón está en el PMS, por lo que se producen las denominadas pérdidas de tiempo, que disminuyen notablemente el rendimiento (González, 2011, pág. 41).

Además, que la combustión es incompleta, es decir, la mezcla no es totalmente homogénea y como las paredes del cilindro están a una temperatura más baja, tiende a condensarse el combustible que no va a hacer quemado. Además, dada la rapidez del proceso de combustión, el alcanzar el equilibrio químico resulta prácticamente imposible. Durante la fase de

expansión se producen pérdidas de calor importante a través de las paredes del cilindro, por lo cual se aleja del comportamiento adiabático ideal (González, 2011, pág. 42).

1.8.1.4 Escape.

El escape, al igual que en el ciclo teórico, se produce en dos partes. La primera consiste en la comunicación del cilindro con el exterior en el momento de apertura de la válvula de escape. En el ciclo real no se produce a volumen constante, ya que esta igualación de presiones es progresiva, implicando una variación de volumen al estar el pistón en movimiento. La segunda parte tampoco se produce de manera isóbara, ya que el pistón barre los gases residuales y estos han de salir por la válvula de escape, que ofrece una restricción a su paso, con lo que se producirá una cierta sobrepresión en el interior del cilindro alejando esta transformación de su comportamiento teórico a presión constante (González, 2011).

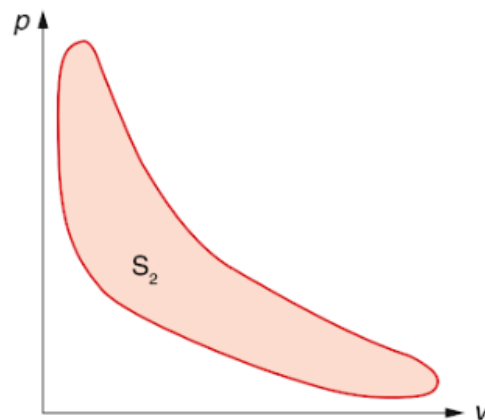


Figura 1.14 Ciclo real completo

(Sanz S. , 2017, pág. 42)

1.8.2 PÉRDIDAS EN EL CICLO DE TRABAJO.

1.8.2.1 Pérdidas de tiempo en la combustión.

En la fase de combustión se requiere de un tiempo hasta alcanzar la máxima presión, en este tiempo el pistón se desplaza causando una variación de volumen lo cual discrepa con el ciclo teórico ya que la combustión es isócara como se muestra en la figura 1.15, en las superficies (A) (Sanz S. , 2017, pág. 43). Según Sánchez Mariano las pérdidas por tiempo en la combustión son del 6% en el ciclo real.

1.8.2.2 Pérdidas de calor

La compresión y expansión se suponen adiabáticas en el ciclo teórico, en la práctica parte del calor es evacuado al circuito de refrigeración a través de las paredes del cilindro, lo que

conlleva una pérdida de presión. En el diagrama, la superficie (B) representa la diferencia con el ciclo teórico, donde existe mayor rendimiento al no tenerse en cuenta estas pérdidas de calor (Sanz S. , 2017, pág. 44). Las pérdidas de calor que se presentan en el ciclo real son del 12% (Sánchez, 2012, pág. 30).

1.8.2.3 Pérdidas por el adelanto a la apertura de escape AAE.

El avance a la apertura del escape provoca un rápido descenso de presión antes de que el pistón llegue al PMI, lo cual supone una pérdida de energía que deja de transformarse en trabajo útil. En la figura 1.15, se muestra la superficie (C) (Sanz S. , 2017, pág. 45). Las pérdidas por el adelanto a la apertura de escape son del 2% (Sánchez, 2012, pág. 31).

1.8.2.4 Pérdidas por bombeo.

El llenado y la evacuación de los gases en el cilindro se realiza por el trabajo que efectúa el pistón, como se mencionó anteriormente la presión en el tiempo de admisión es menor que la atmosférica, y en el tiempo de escape ésta es superior, en consecuencia, este bombeo supone un trabajo negativo representado por la superficie (D), como se muestra en la figura 1.15 (Sanz S. , 2017, pág. 46).

1.8.2.5 Pérdidas de carga en el cilindro.

El llenado de cilindro nunca es completo, en consecuencia, la presión de compresión es menor a la teórica, representado en la superficie (E) como se muestra en la figura 1.15 (Sanz S. , 2017, pág. 47).

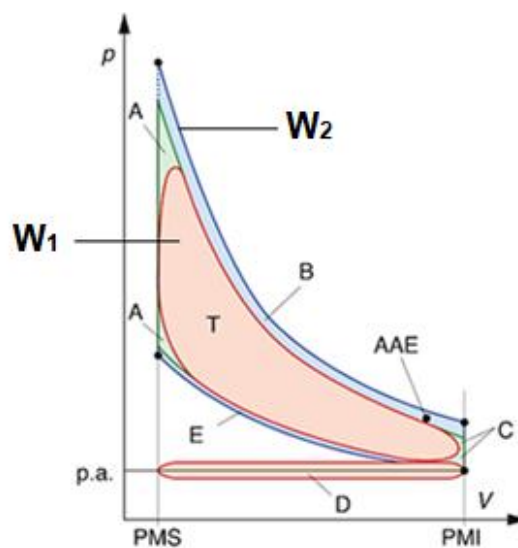


Figura 1.15 Comparación ciclo real y ciclo teórico.
(Sanz S. , 2017, pág. 48)

Como se puede apreciar en la figura 1.15, el área (W_1) representa el trabajo real que realiza el motor de combustión interna considerándolo como trabajo positivo, lógicamente el trabajo realizado en el ciclo real W_1 será menor que el trabajo realizado en el ciclo teórico (W_2), al tener una reducción en el área debido a las diferentes pérdidas mencionadas anteriormente.

1.9 ÁNGULOS CARACTERÍSTICOS EN EL SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN.

Con la finalidad de aproximar el ciclo real al ciclo teórico en un motor de combustión interna, se opta por realizar cambios en el diagrama de distribución, como es de conocimiento en el ciclo teórico las válvulas realizan su trabajo de apertura y cierre en función de los extremos de las carreras del pistón, pero se puede mejorar el rendimiento del motor realizando variaciones en el diagrama de distribución es decir adelantando la apertura de las válvulas y retrasando el cierre de las mismas con respecto al punto muerto superior y punto muerto inferior (Gil, 2002, pág. 28). En la figura 1.16 se representa el diagrama de distribución de un motor de combustión interna de su ciclo teórico y real.

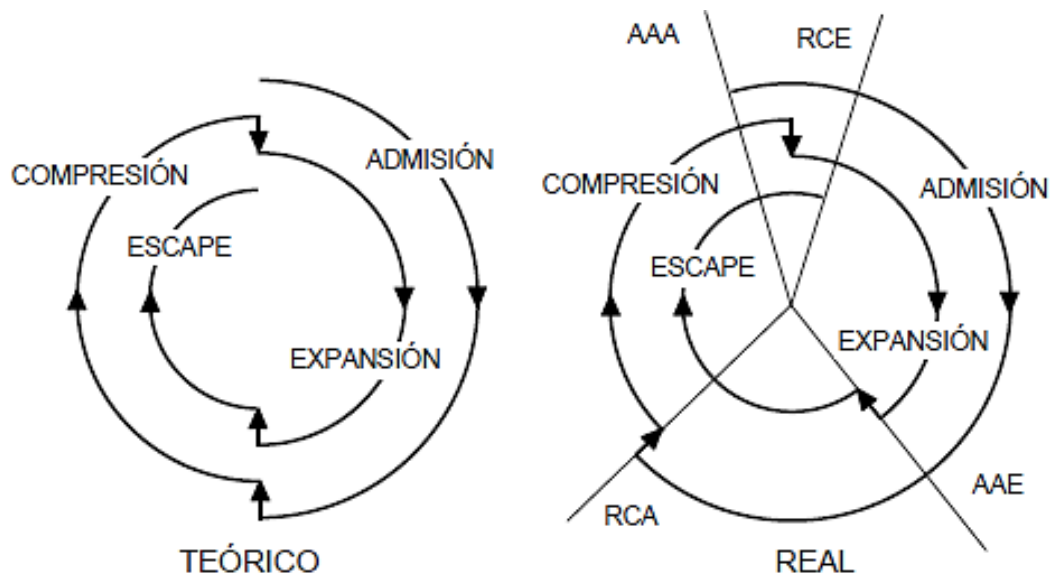


Figura 1.16 Diagrama de distribución.

(Sanz M. , 2017, pág. 50)

1.9.1 AVANCE A LA APERTURA DE ADMISIÓN (AAA).

El pistón asciende en el tiempo de escape, la válvula de admisión se abre unos grados antes de que el pistón llegue al PMS, cuando aún permanece abierta la válvula de escape. De esta

forma se aprovecha la velocidad de salida de los gases de escape, que arrastran a los gases frescos situados en el conducto de admisión hacia el interior del cilindro. Cuando el pistón comienza a bajar, la válvula de admisión ya está abierta casi por completo (Sanz S. , 2017, pág. 51).

1.9.2 RETRASO AL CIERRE DE ADMISIÓN (RCA).

Esta modificación implica que la válvula de admisión se cierre cuando el pistón ha superado el PMI, lo cual mejora el llenado del cilindro al aprovechar la inercia del fluido de admisión, con este retraso al cierre de admisión se aprovecha la velocidad que tiene la vena de gas que sigue entrando al cilindro cuando el pistón comienza su carrera ascendente (González, 2011, pág. 43).



Figura 1.17 Avance apertura admisión, Retraso apertura admisión.

(Sanz S. , 2017, pág. 52)

1.9.3 AVANCE A LA APERTURA DE ESCAPE (AAE).

Esta modificación se realiza para que el pistón no sufra una contrapresión en su carrera de escape, disminuyendo la estrangulación de los gases quemados al pasar por la válvula de escape tiene como inconveniente el disminuir la carrera de la fase de trabajo reduciendo consecuentemente el trabajo entregado como se muestra en la figura 1.18 (a), pero se

compensa evacuando los gases con gran facilidad eliminando parcialmente las pérdidas por bombeo como se muestra en la figura 1.18 (b) (González, 2011, pág. 44).

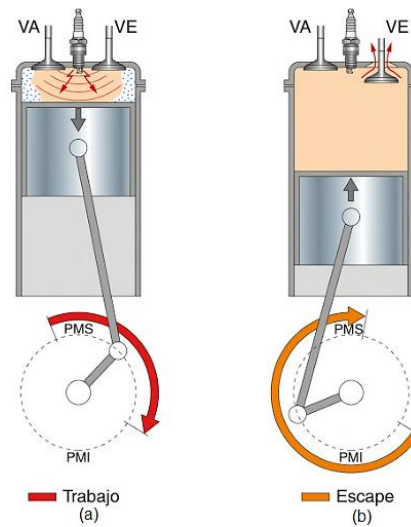


Figura 1.18 Avance apertura escape.

(Sanz S. , 2017, pág. 53)

1.9.4 RETRASO AL CIERRE DEL ESCAPE (RCE).

Tiene como finalidad situarse en el diagrama de distribución para trabajar conjuntamente con el adelanto a la apertura de admisión, la válvula de escape se cierra tras el paso del pistón por el punto muerto superior, es decir, una vez iniciada la carrera descendente del tiempo de admisión (González, 2011, pág. 45).

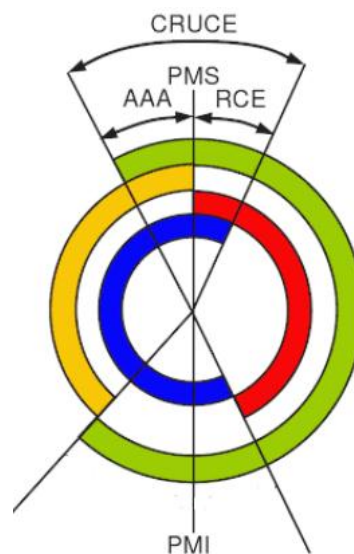


Figura 1.19 Retraso al cierre de escape.

(González, 2011, pág. 45)

Como se puede observar en la figura 1.19, las cotas AAA y RCE permanecen abiertas durante un determinado ángulo de giro del cigüeñal, este ángulo se lo conoce con el nombre de cruce valvular. El ángulo de cruce valvular es un parámetro decisivo a la hora de diseñar el comportamiento de un motor en referencia a la entrega de potencia (Payri & Desante, 2011, pág. 23).

Los motores rápidos de alto rendimiento disponen un amplio ángulo de cruce válvulas con el fin de proporcionar el tiempo suficiente para un buen llenado a altas revoluciones. Los motores lentos necesitan menos cruce, ya que disponen de tiempo suficiente para efectuar una buena carga. Un cruce excesivo en estos motores daría lugar a pérdidas de gases frescos por la válvula de escape (Sanz S. , 2017, pág. 54).

1.9.5 AVANCE AL ENCENDIDO.

La combustión de los gases no se produce de forma instantánea, se requiere un tiempo para alcanzar la máxima presión. Como consecuencia, el encendido debe iniciarse con un cierto avance respecto a la posición de PMS del pistón con el fin de que este reciba el máximo impulso inmediatamente después de pasar el PMS. El momento de iniciar la combustión debe ser calculado de forma precisa para obtener un buen rendimiento. El avance del encendido es dinámico, es decir, el sistema adapta el avance entre, aproximadamente, 5° y 40° antes del PMS, en función de la velocidad de giro y de la carga del motor. A medida que aumenta la velocidad del pistón el encendido se produce con mayor antelación (Sanz S. , 2017).

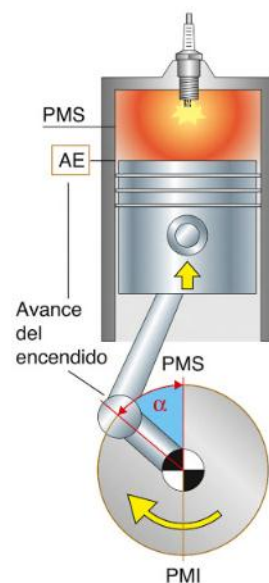


Figura 1.20 Avance del encendido

(Sanz S. , 2017, pág. 55)

1.10 SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN Y SUS COMPONENTES

Se denomina sistema de distribución al conjunto de piezas que regulan la entrada y salida de los gases en el cilindro, el mecanismo tiene como objetivo el de forzar a las válvulas a abrirse por una presión ejercida por la leva mientras el árbol rota, al girar el cigüeñal se transmite el movimiento a los ejes de levas a la mitad de su régimen de giro por medio de un tren reductor, relación que puede producirse directamente por engranajes, o caso contrario de forma indirecta por una cadena o correa (Montealegre, 2010, pág. 16).

1.10.1 ÁRBOL DE LEVAS

El árbol de levas es un eje en el cual van ensambladas las levas, mismas que tendrán diferentes formas y tamaños, teniendo la particularidad de estar orientadas de diferente manera. La mayoría de los ejes de levas se encuentran diseñados con el objetivo de dividir el traslape valvular, con lo cual se mantiene el mismo ángulo de apertura tanto para las válvulas de admisión y escape, Si la válvula de admisión tiene un ángulo más grande de apertura que la válvula de escape el árbol de levas recibe el nombre de “adelantado”, caso contrario si la válvula de escape tiene una apertura mayor el árbol de levas se lo denomina “retrasado” (Montealegre, 2010, pág. 16).

En el funcionamiento del eje de levas existe rozamiento entre la superficie de la leva y su seguidor, por lo cual estos dos elementos mencionados se les añade en su fabricación tratamientos térmicos superficiales de endurecimiento, a más de existir fricción se considera una fuerza la cual interviene en el accionamiento para superar la elasticidad del muelle de válvula. La disminución de potencia se debe a resistencias mecánicas y a la fuerza de rozamiento, las cuales oscilan entre 10% y 15% del total de la salida del motor reduciendo así su eficiencia. Un eje de levas se fabrica mediante un proceso de forja o fundido y teniendo como acabado superficial cementado, con el objetivo de endurecer la superficie, pero no su núcleo (Montealegre, 2010, pág. 17).



Figura 1.21 Árbol de levas

(Águeda, 2014)

1.10.2 LEVAS.

Una leva es un cuerpo sólido con una forma determinada, tal que su movimiento imparte un desplazamiento concreto a un segundo cuerpo determinado seguidor, que se mantiene en todo momento en contacto con la leva, la utilización de levas es una de las formas más simples de generar movimientos complejos periódicos con precisión a un costo económico razonable (Shigley & Uicker, 2001, pág. 17).

La geometría de las levas regula el tiempo y la velocidad de la apertura y cierre de las válvulas, además la altura del levantamiento y la velocidad de cierre, influyen directamente en la potencia y torque que podrá desarrollar el motor. En la figura 1.22, se muestra un perfil clásico de leva de un motor de combustión interna de cuatro tiempos, el mismo que consta de un círculo base, el cual es un tramo semicircular que corresponde al periodo de cierre de las válvulas, los flancos mismos que tienen dos tramos curvilíneos rectilíneos tangenciales a los mismos que corresponden con los periodos de avance y retraso al cierre de las válvulas y la denominada cresta que es un tramo semicircular ubicado en la parte superior de la leva que corresponde a la fase máxima de la apertura (Guevara, 2014, pág. 27).

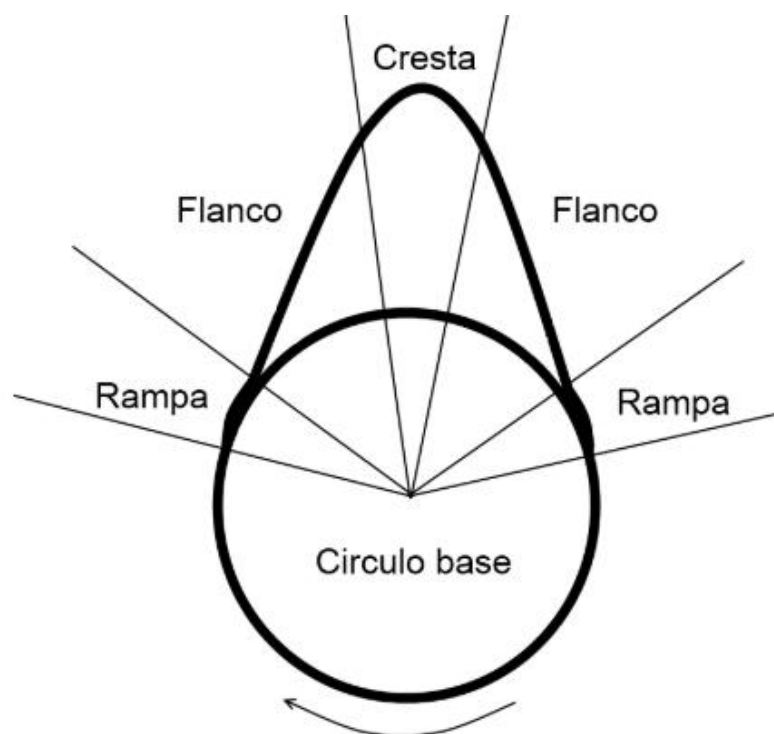


Figura 1.22 Partes de una leva

(Motorgiga, 2017, pág. 5)

El perfil de los flancos determina la zona de aceleración en el momento de apertura de la válvula y la deceleración en el momento de cierre y el perfil de la cresta corresponde a la deceleración durante la apertura de la válvula y la aceleración durante el cierre, siendo así la distancia entre el círculo base y el punto más separado de la cresta determinará la alzada de la leva (Guevara, 2014, pág. 28).

1.10.3 TIPOS DE LEVAS.

Otro elemento que también varía su forma, son las crestas de las levas entre las cuales se puede encontrar con levas redondeadas, puntiagudas o mixtas según el desempeño que se desea obtener en el motor. En las levas que son más redondeadas se tiene un desplazamiento armónico, al contrario que si son puntiagudas se obtendrá un ataque más agresivo en el accionamiento de las válvulas y por consiguiente una mayor aceleración en el motor (Guevara, 2014, pág. 29).

Con la finalidad de generar motores de mayor potencia se funcionan dos formas de modificaciones en los perfiles de levas, es decir, realizando un levantamiento progresivo y un cierre violento o al contrario un levantamiento violento y un cierre progresivo (Guevara, 2014, pág. 30).

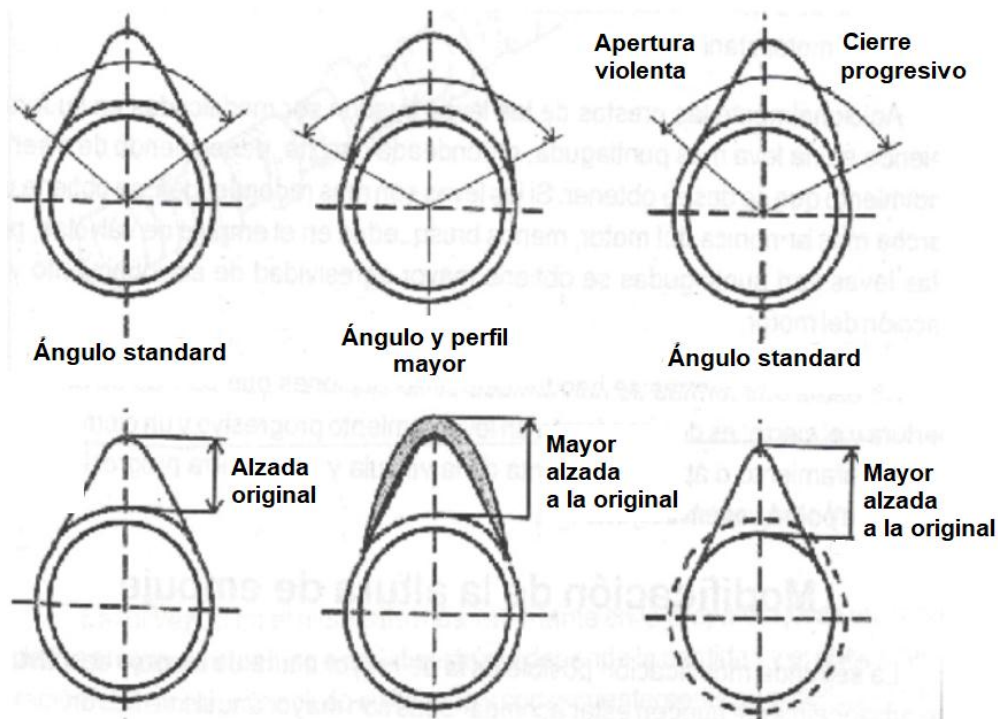


Figura 1.23 Variación en los perfiles y ángulos de levas

(Guevara, 2014, pág. 29)

La diferencia entre tener un flanco y otro radica en las aceleraciones y desaceleraciones más suaves, siendo más corto el periodo de máxima apertura en el flanco convexo, al contrario del flanco plano que sus aceleraciones son mayores y duran menos las fases de apertura y cierre, están más tiempo de posición de máxima alzada (Angulo & Guerrero, 2014, pág. 29).

1.10.3.1 Levas Simétricas.

Son levas que poseen un trazado con un mismo patrón en ambos flancos, logrando con ello que el movimiento del empujador sea armónico, proporcionando un movimiento de aceleración constante positiva, mientras que la cresta de la leva proporciona un movimiento de aceleración negativa. La velocidad máxima que alcanza la válvula en su apertura y cierre se produce entre los flancos y la cresta (Guevara, 2014, pág. 30).

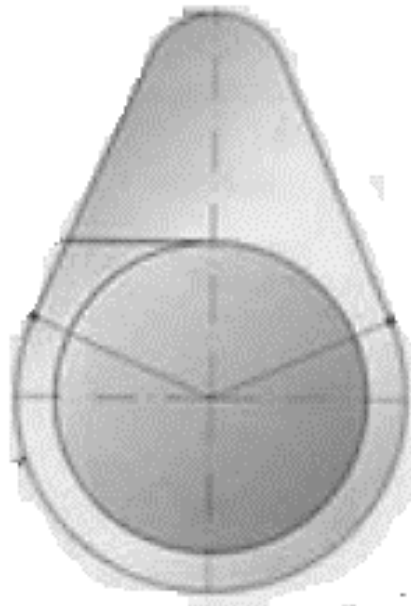


Figura 1.24 Leva simétrica

(Holden, 2015, pág. 12)

1.10.3.2 Levas Asimétricas.

Son aquellas levas que su perfil en los flanco y cresta no son simétricos con respecto a la línea central del lóbulo, la finalidad de que algunas levas estén diseñadas de esta forma es con la finalidad de lograr un flanco de apertura, el cual eleve la válvula rápidamente y un flanco de cierre que lleve lentamente la válvula al reposo (Guevara, 2014, pág. 31).

Este tipo de levas causan que el motor tenga un considerable ruido, además que el diseño y su construcción son complejas para todo tipo de regímenes de giro ya que son adoptadas solo en motores de competición (Guevara, 2014, pág. 31).

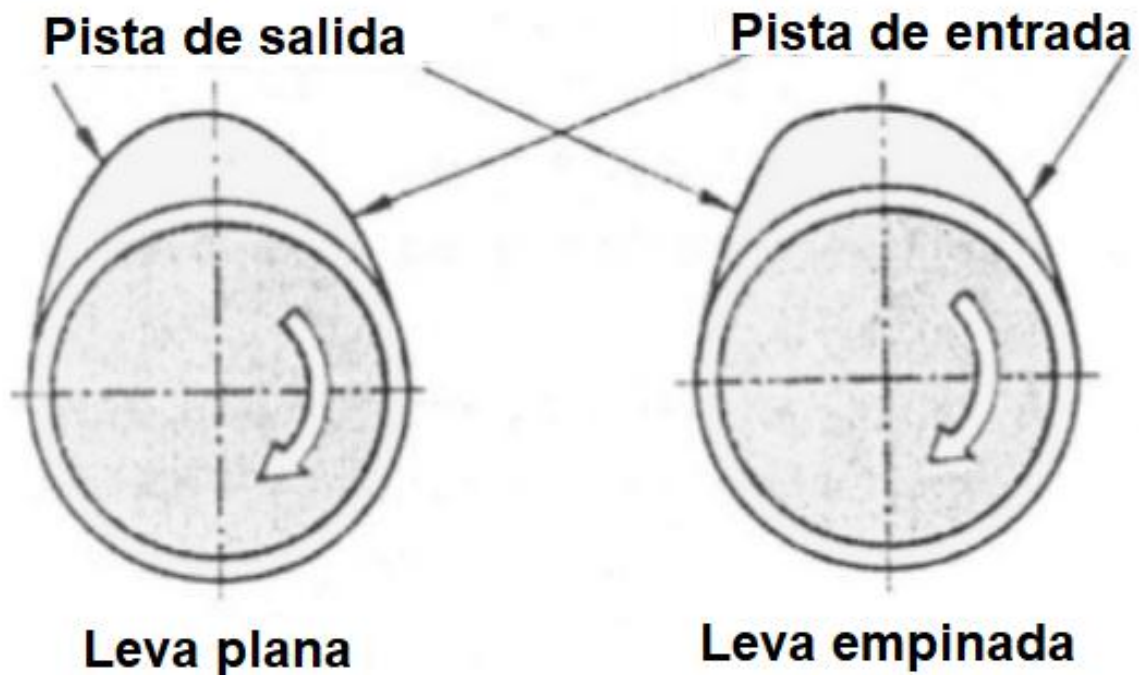


Figura 1.25 Levas asimétricas.

(Guevara, 2014, pág. 32)

1.10.4 VÁLVULAS DE ADMISIÓN Y ESCAPE.

Tienen como misión abrir y cerrar los conductos de entrada de la mezcla y la salida de los gases producidos en la combustión al igual de mantener perfectamente hermética la cámara de combustión en el tiempo de compresión y expansión. Las formas de las válvulas de admisión y escape son muy parecidas, sin embargo, existen diferencias en su material y dimensiones por regla general el diámetro de la válvula de admisión es aproximadamente 1.14 veces superior al diámetro de la válvula de escape, dicho valor es independiente si se trata de un motor SOHC o DOHC (Fujiwara & Castaldi, 2012, pág. 16).

Las dimensiones geométricas de las válvulas de estos dos tipos de motores son diferentes, normalmente se considera la siguiente relación; a mayor número de válvulas, menores son, las dimensiones obligados por el espacio geométrico que dispone la cámara de combustión (Fujiwara & Castaldi, 2012, pág. 17).

También existen casi siempre diferencias a nivel de los vástagos de las válvulas, las válvulas más pequeñas corresponden al motor de 4 válvulas (DOHC) y tienen un diámetro de vástago de entre 5 mm y 7 mm, mientras que la versión del motor de 2 válvulas (SOHC) muestran un diámetro del vástago de la válvula entre 6 mm y 8 mm (Fujiwara & Castaldi, 2012, pág.

17). Independientemente del número de válvulas en el motor existen una tendencia hacia los vástagos cada vez más finos ya que son más ligeros y mejoran la circulación de los gases (Fujiwara & Castaldi, 2012, pág. 18).

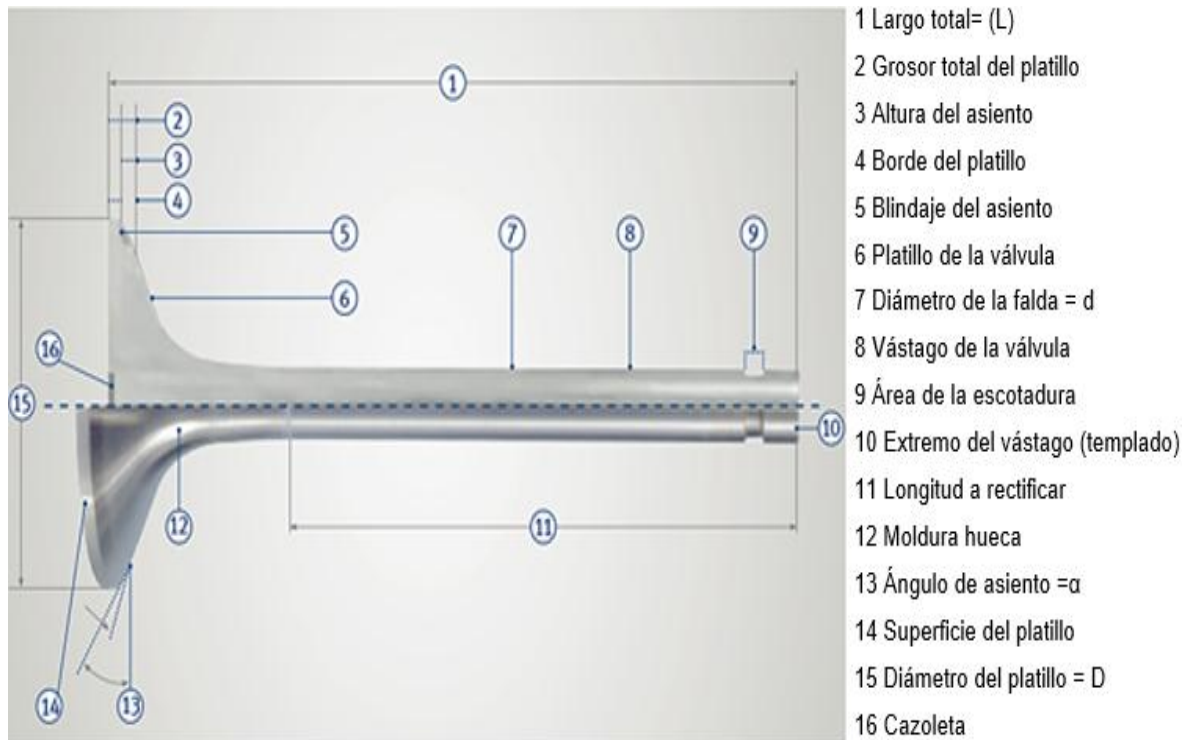


Figura 1.26 Partes de la válvula.

(Motorservice, 2017, pág. 25)

1.10.4.1 Material.

El material de las válvulas es un factor muy importante referente a su peso, el acero es el material más empleado por ser el más económico, en algunos casos para facilitar la refrigeración de las válvulas se fabrican de vástago hueco y rellenos con sodio, en la actualidad ya se usan otros materiales como el titanio (utilizado en la Fórmula 1 a partir de 1995) (Angulo & Guerrero, 2014, pág. 25).

Las cargas térmicas son enormes especialmente en la válvula de escape como se muestra en la figura 1.27, se tiene una válvula rellena con sodio en comparación a una válvula normal. El sodio que se mueve por la falda transportando el calor desde la cabeza de la válvula en dirección a la guía de la válvula, por lo cual se consigue una reducción de temperatura de hasta 150°C, además teniendo como ventaja poder hacer funcionar los materiales de la válvula por encima de su límite normal de temperatura (Motorservice, 2017, pág. 26).

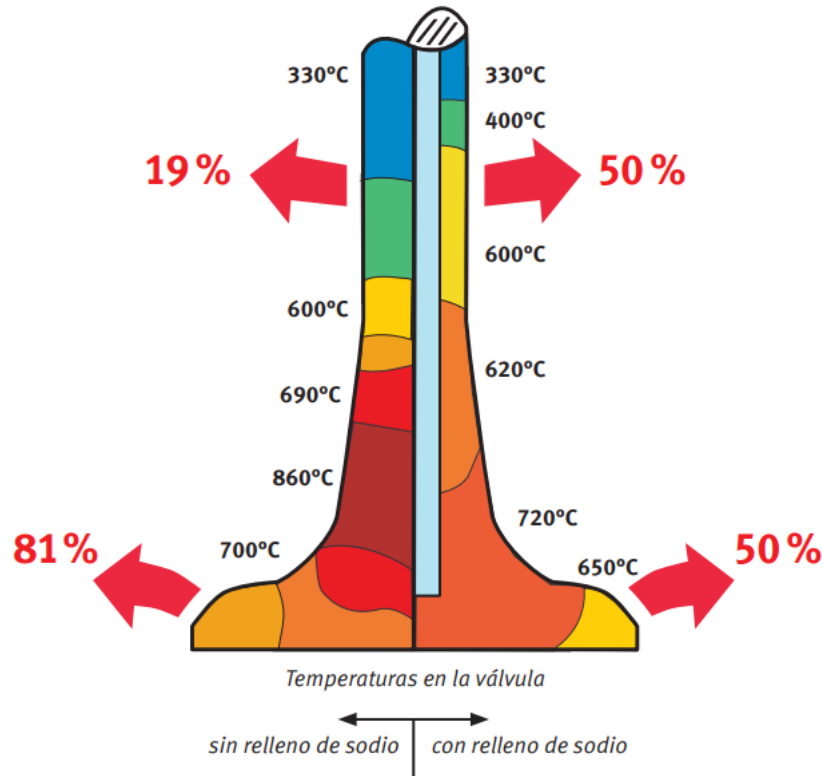


Figura 1.27 Temperatura en la válvula

(Motorservice, 2017, pág. 27)

Las temperaturas de trabajo en las válvulas son muy elevadas mismas que manejan una temperatura de trabajo en las válvulas de admisión que oscilan entre 400°C y 500°C y las válvulas de escape pueden llegar a soportar temperaturas cercanas a los 850°C (Gil, 2002, pág. 54).

Además, en el momento que se produce la ignición, la temperatura alcanzada es superior a los 2500°C, el límite de temperatura que soporta una válvula de escape no debería sobrepasar los 850°C, ya que los aceros que componen el material para su fabricación comienzan a perder sus propiedades y no cumplen con su función (Rainer & etal, 2003, pág. 52).

1.11 CLASIFICACIÓN DE LOS SISTEMAS DE DISTRIBUCIÓN SEGÚN LA DISPOSICIÓN DE VÁLVULAS Y ÁRBOL DE LEVAS.

Los sistemas de distribución de los automóviles se clasifican tomando en cuenta la ubicación del árbol de levas. Hasta los años ochenta el árbol de levas estaba ubicado en el bloque del motor (cárter superior), en la actualidad se puede decir que la totalidad de los motores tiene este elemento situado en la cabeza del cilindro. Las válvulas se pueden ubicar lateralmente o en la culata, y de acuerdo a su ubicación se han clasificado en (García, 2016, pág. 34):

Tabla 1.1 Sistema de distribución

SISTEMAS DE DISTRIBUCIÓN		
OHV	SOHC	DOHC
OverHead Valve	Simple OverHead Camshaft	Double OverHead Camshaft
Árbol de levas en el bloque del motor	Árbol de levas sobre la culata	Doble árbol de levas en la culata.

Fuente: (Torregrosa, 2015, pág. 15)

1.11.1 SISTEMA OVERHEAD VALVE (OHV)

En este sistema encontramos el árbol de levas en el bloque motor, pero las válvulas están situadas en la culata. Se conectan entre sí mediante el sistema de taqué y varillas que empujan al balancín y este actúa sobre la válvula. Este sistema mostró siempre una menor eficiencia en su desempeño al transmitir el movimiento, con lo cual incrementaba el valor de pérdidas mecánicas y desgaste de piezas, debido que la distancia que existe entre el árbol de levas y la válvula, necesitan de elementos auxiliares además de contener varios elementos en contacto mismos que producen dilataciones, complicando los ajustes a distintas temperaturas de funcionamiento como se muestra en la figura 1.28 (Torregrosa, 2015, pág. 17).

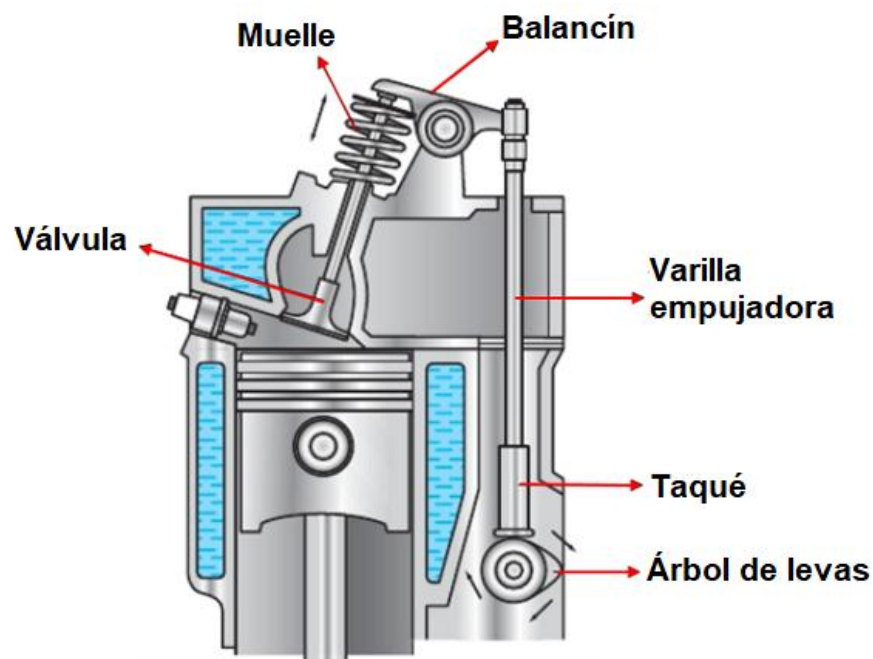


Figura 1.28 Distribución OHV

(Ortiz, 2017, pág. 45)

1.11.2 SISTEMA SIMPLE OVERHEAD CAMSHAFT (SOHC)

En este sistema se emplea un único árbol de levas, situado en la culata, para accionar las válvulas de admisión y de escape. De esta forma, la cadena cinemática de los elementos que intervienen en el accionamiento de las válvulas es más corta, reduciéndose las inercias, por lo que se mejora el rendimiento a altas revoluciones. Por otro lado, se minimizan los efectos de la dilatación de los componentes (Calleja, 2018, pág. 26).

En la figura 1.29 se puede ver las partes que conforman el sistema SOHC

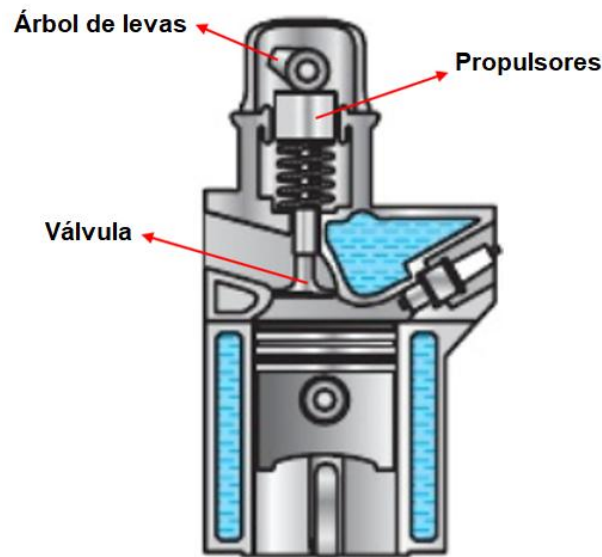


Figura 1.29 Distribución SOHC

(Ortiz, 2017, pág. 26)

Este sistema de distribución cuenta con dos válvulas por cilindro, además dicho sistema de accionamiento está compuesto por un menor número de elementos entre el árbol de levas y válvulas, teniendo como resultado una apertura y cierre más preciso de las mismas (Torregrosa, 2015, pág. 20).

Para transmitir el movimiento del cigüeñal al árbol de levas, ubicado en la parte superior del motor, se hace uso de cadenas o correas las cuales tienen la función primordial de transmitir movimiento entre dos ejes paralelos (Jaén & etal, 2006, pág. 65).

1.11.3 SISTEMA DOUBLE OVERHEAD CAMSHAFT (DOHC).

Este sistema es el más común implementado en los motores de producción en serie, debido principalmente a la utilización de 4 válvulas por cilindro, es decir, esta configuración utiliza dos árboles de levas para accionar las válvulas de admisión y escape respectivamente, con la finalidad de generar una mayor potencia en comparación al sistema SOHC. Con la

utilización de un eje de levas que se encargue del accionamiento de las válvulas de admisión, este tendrá más tiempo en su ejecución, mejorando los tiempos de “respiración” del cilindro, el sistema DOHC permite ubicar las válvulas en ángulos opuestos y simétricos, además de contar con una cavidad centrada en la cual se aloja la bujía en la cámara de combustión mejorando significativamente la distribución de la chispa (Montealegre, 2010, pág. 54).

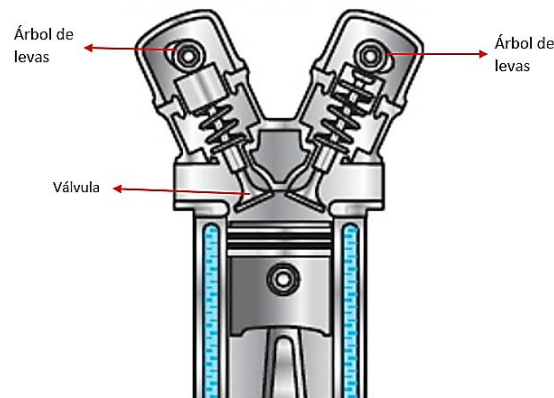


Figura 1.30 Distribución DOHC

(Ortiz, 2017, pág. 48)

Las variaciones geométricas referente a las válvulas del sistema Simple OverHead Camshaft (SOHC) en comparación al sistema Double OverHead Camshaft (DOHC) varían según las siguientes consideraciones: A mayor número de válvulas, menores son las dimensiones, es decir, que el espacio geométrico que dispone la cámara de combustión implica la reducción del tamaño de las mismas, otro factor a tomar en cuenta es el peso y tamaño de la válvula, cuanto menor sean dichas variantes será más fácil su accionamiento y con ello el muelle tendrá una tensión menor, logrando de esta manera aumentar las revoluciones por minuto del motor (Montealegre, 2010, pág. 55);

1.12 RENDIMIENTO DEL MOTOR.

El motor de encendido provocado (MEP), es una máquina que transforma energía mediante el siguiente proceso.



Figura 1.31 Transformación de energía

(Sanz S. , 2017, pág. 53)

Como se describe el proceso de la figura 1.31, no toda la energía del combustible es transformada en trabajo útil, por lo que la energía aprovechable es menor a la inicial. La diferencia resultante entre la cantidad de energía portada y la obtenida en el motor de encendido provocado se denomina rendimiento (η) y es expresado como un porcentaje de trabajo aportado, el rendimiento de un motor en consecuencia será mayor en cuanto menores sean las pérdidas durante la transformación de la energía (Sanz S. , 2017, pág. 54).

Su fórmula según (Sanz S. , 2017, pág. 54).

$$\eta = \frac{\text{energía obtenida}}{\text{energía aportada}} \times 100(\%) \quad [1.1]$$

1.12.1 RENDIMIENTO MECÁNICO.

Este rendimiento es la relación existente entre el rendimiento indicado y efectivo, motivo de producirse pérdidas mecánicas en la transferencia de potencia desde la fase de trabajo hasta el cigüeñal. Normalmente el rendimiento efectivo máximo en motores a gasolina oscila entre el 25% y 35% (Torres & Ayala, 2017, pág. 69).

1.12.2 RENDIMIENTO VOLUMÉTRICO (η_v).

Este tipo de rendimiento se define como, la relación entre la masa de aire real admitida y la masa de aire teórico siendo esta última establecido bajo condiciones de presión y temperatura de referencia, el régimen de giro es el parámetro de gran influencia en relación con el rendimiento volumétrico. Si se optimiza el sistema de admisión, por consiguiente, el motor ofrecerá un mayor par motor a un determinado régimen de revoluciones, consecuentemente este rendimiento incide de forma directa al par motor (Torres & Ayala, 2017, pág. 72).

Su fórmula según (Torres & Ayala, 2017, pág. 73).

$$\eta_v = \frac{\text{flujo másico real}}{\text{flujo másico teórico}} \quad [1.2]$$

1.12.3 RENDIMIENTO TÉRMICO (η_c).

Este rendimiento será mayor cuanto más alta sea la temperatura alcanzada en la combustión y menores sean las pérdidas de calor, es decir este rendimiento se da lugar en el tiempo de combustión, la cantidad de calor obtenida está en función de la masa de combustible consumida por unidad de tiempo y el poder calorífico del mismo, del 100% de la energía

calorífica que posee el combustible, los motores térmicos de combustión interna tienen la capacidad de transformación de esta energía entre el 35% y 50% y su rendimiento térmico oscila entre los 35% y 40% (Sanz S. , 2017, pág. 74).

Su fórmula según (Sanz S. , 2017, pág. 75).

$$\eta_c = \frac{P}{m_t \times Q} \quad [1.3]$$

Donde:

η_c = rendimiento térmico

P = Potencia efectiva

m_t = unidad de tiempo

Q = Poder calorífico combustible

1.13 CURVAS CARACTERÍSTICAS DEL MOTOR (MEP).

Las curvas características de un motor MEP, son aquellas curvas que representan las prestaciones del motor, (Sánchez, 2012, pág. 52) las curvas más importantes son aquellas que relacionan la potencia, el par y el consumo de combustible en función del régimen de giro y el grado de carga del motor, como se muestra en la figura 1.32 (Rovira & Muñoz, 2015, pág. 62).

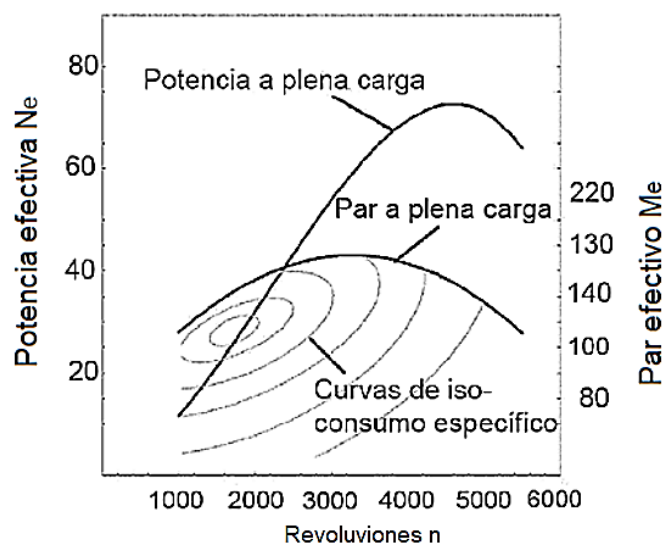


Figura 1.32 Curvas características de un motor MEP.

(Rovira & Muñoz, 2015, pág. 72)

Las curvas de potencia y par a plena carga indican la potencia efectiva y par efectivo máximo que el motor puede alcanzar en cada régimen de giro, como se muestra en la figura 1.32, la potencia efectiva máxima del motor se alcanza a mayor régimen de giro que el par máximo. Este rango de funcionamiento entre los dos regímenes es donde el motor tiene un mejor comportamiento, debido a que se trabaja con una potencia y un par elevado, además la pendiente de la curva del par es descendente, con lo cual el motor mejora la respuesta ante los aumentos en los requerimientos de par (Rovira & Muñoz, 2015, pág. 73).

1.13.1 PAR MOTOR.

El par efectivo del motor en función del régimen de giro es uno de los parámetros más importantes ya que con él se generará la curva de potencia efectiva. El par, en general, se define como el producto de una fuerza (F) que actúa perpendicularmente sobre un objeto que puede girar alrededor de un eje de giro que está a una distancia (d) (González, 2015, pág. 68).

Su fórmula según (González, 2015, pág. 68).

$$M = F \times d \quad [1.4]$$

Donde:

M : par motor [N. m].

F : fuerza [N].

d : distancia al eje de giro [m].

En el caso de los motores, el par será el resultado de multiplicar la fuerza media que sufre la superficie del pistón debido a la presión de los gases en combustión y las fuerzas de inercia, por el radio de la manivela desde el centro de la muñequilla al centro de giro, se dice que tiene una fuerza media se habla de fuerza media sobre la cabeza del pistón porque la presión cambia dependiendo de la posición del pistón en su carrera (González, 2015, pág. 69).

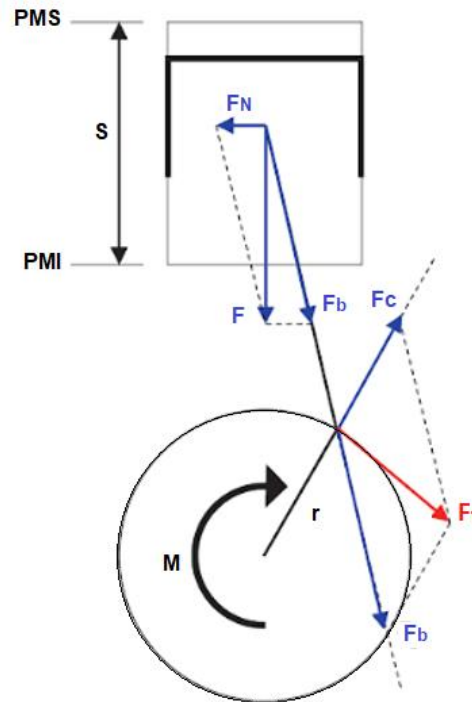


Figura 1.33 Descomposición de la fuerza sobre el mecanismo biela manivela

(González, 2015, pág. 69)

A continuación, se describe las fuerzas que intervienen para la posición de la biela cuando el pistón está en el punto intermedio de su carrera donde: F ; fuerza sobre la cabeza del pistón debido a la presión de los gases, F_N ; fuerza normal o perpendicular a la superficie del cilindro misma que interviene en las pérdidas de potencia por rozamiento, F_b ; es la componente de la fuerza F a lo largo de la biela y actuando sobre la manivela (González, 2015, pág. 70).

Con la fuerza aplicada F_b en el centro de la muñequilla esta fuerza deberá tener dos componentes más, las cuales son: F_c ; fuerza centrífuga, F_t ; fuerza tangencial al movimiento circular de la manivela y por tanto perpendicular a su radio de giro (r), generando de esta manera el par motor (M) (González, 2015, pág. 70).

El par motor es variable, según la posición que tome el mecanismo biela-manivela y de la fuerza generada por la presión de los gases dentro del cilindro, en consecuencia, el par motor es un valor medio de la fuerza tangencial resultante aplicada perpendicularmente al radio de la manivela, a un determinado régimen de giro y carga del motor (González, 2015, pág. 71).

La carga de un motor es el nivel de exigencia del mismo en un determinado momento, esta carga se puede relacionar con la posición del acelerador, es decir, si no se acciona el acelerador el motor no tiene carga, si se posiciona el acelerador en la mitad de su recorrido

el motor se encontrará a media carga, respectivamente el motor se encuentra a plena carga si el acelerador está al final de su recorrido (González, 2015, pág. 71). En la figura 1.34, se puede mostrar el par máximo del motor y a qué régimen de giro se encuentra.

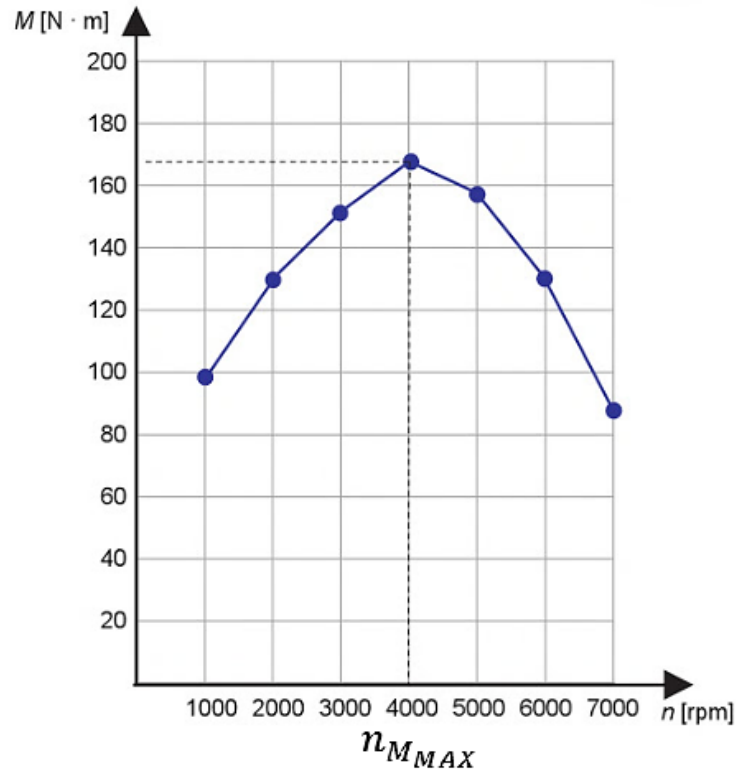


Figura 1.34 Representación curva de par a plena carga en función del régimen de giro.

(González, 2015, pág. 71)

1.13.2 POTENCIA DEL MOTOR.

Se define a la potencia como la capacidad de realizar un trabajo en un tiempo determinado.

Su fórmula según (Alvarado, 2004, pág. 45).

$$P = \frac{\omega}{t} \quad [1.5]$$

Donde:

P: Potencia

ω : Velocidad angular

t: tiempo

1.13.2.1 Potencia indicada.

Dicha potencia es la producida por los cilindros del motor, esta especificación no emite información al usuario sobre la potencia del motor, porque parte de esta potencia se usa

para mover sus elementos internos como; el cigüeñal, pistones, volante de inercia, entre otros (Alvarado, 2004, pág. 47).

1.13.2.2 Potencia de salida.

Es la potencia que el motor entrega en el volante de inercia, después de haber vencido las fuerzas de inercia de los elementos móviles (Alvarado, 2004, pág. 48).

1.13.2.3 Potencia neta.

Es la potencia medida en el cigüeñal o en volante del motor, cuando este se encuentra en el banco de pruebas operando a una determinada velocidad y con todos los sistemas auxiliares que normalmente opera el motor, una de las normas que detalla el equipamiento requerido para determinar la potencia neta en un banco de pruebas es la norma DIN 70 020 (Instituto Alemán de Normalización) (Alvarado, 2004, pág. 49).

1.13.2.4 Potencia bruta.

La potencia bruta coincide con el concepto de potencia neta, pero difiere en su medición ya que no cuenta con todos los sistemas operando durante la prueba de medición como el ventilador y otros equipos. Al no trabajar con dichos sistemas se le quita carga al motor haciendo que la potencia bruta adquirida sea mayor que la potencia neta (Alvarado, 2004, pág. 50).

1.14 CONSUMO ESPECÍFICO.

Es la cantidad de consumo de combustible que tiene un motor, en determinado tiempo de trabajo, es decir la masa de combustible consumida y la potencia entregada por unidad de tiempo, dichos resultados dependerán del rendimiento térmico de la combustión y del rendimiento volumétrico, y su unidad de medida es (gramo por kilovatio hora) (Herrera, 2016, pág. 38).

Según fórmula según (Herrera, 2016, pág. 39).

$$CE: \frac{mc}{pf} \left[\frac{g}{kw \cdot h} \right] \quad [1.6]$$

Donde:

mc: flujo másico del combustible.

pf: potencia al freno.

2. MATERIALES Y MÉTODOS

2.1 METODOLOGÍA

Para el desarrollo de la presente investigación se inició aplicando el método investigativo, el cual consta de la recopilación de información necesaria en libros, revistas y artículos científicos, referente al funcionamiento de los sistemas de distribución DOHC y SOHC de los motores (MEP). A continuación, se detalla los equipos utilizados en el desarrollo de este estudio, seguidamente se describe el procedimiento de las pruebas de torque y potencia.

2.2 MATERIALES Y EQUIPOS

2.2.1 DINAMÓMETRO

El dinamómetro es un equipo que permite medir la energía que entrega el motor de un vehículo, bajo diferentes rangos y cargas para obtener un análisis de desempeño de las prestaciones del motor en las cuales se puede hacer referencia al par motor, potencia desarrollada y consumo específico de combustible (Ávila, 2016, pág. 24).

2.2.1.1 Dinamómetro de chasis.

El dinamómetro de chasis es un equipo que permite medir la potencia y el par motor en las ruedas motrices del vehículo, los resultados obtenidos serán representados de forma gráfica mediante curvas. Esta herramienta resulta particularmente útil, pues permite observar y probar en conjunto los elementos que integran al automóvil, con los resultados de las pruebas y ensayos obtenidos reflejan de forma más cercana al comportamiento que el vehículo tendrá en condiciones reales de operación (Ávila, 2016, pág. 25).

2.2.1.2 Dinamómetro Inercial

El dinamómetro inercial es una máquina capaz de realizar diferentes pruebas de aceleración y ensayos en estado transitorio, se puede analizar la puesta en marcha del vehículo. Utiliza un tambor de acero que es acelerado, este sistema mide la velocidad y aceleración angular y al conocerse la inercia del tambor la cual es una constante, puede calcularse el torque y la potencia el cual no necesita un sensor o transductor de torque, como característica el dinamómetro de inercia no necesita calibración pues la inercia del tambor es una constante por naturaleza y los hace más precisos dentro de su rango de uso (Yaselga, 2019, pág. 47). A continuación, se muestra la estructura del funcionamiento del Dinamómetro Inercial.

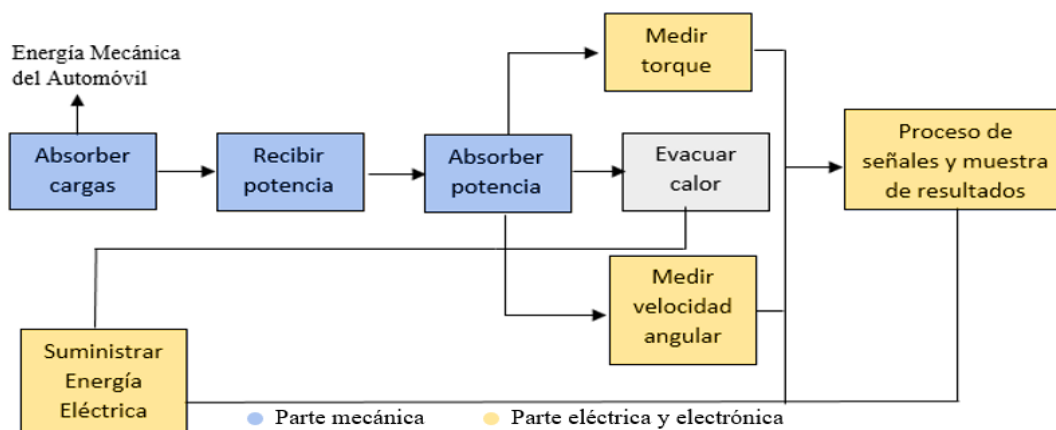


Figura 2.1 Estructura del funcionamiento de dinamómetro inercial

(Coveñas, 2014, pág. 32)

2.2.1.3 Características técnicas del Dinamómetro

La Universidad Técnica del Norte cuenta con un dinamómetro Inercial, el cual posee las siguientes especificaciones técnicas como se indica en la tabla 2.1.

Tabla 2.1 Especificaciones técnicas del Dinamómetro

Especificaciones	Datos
Marca	Vamag, italiana
Torque	1 500 Nm
Potencia Máxima	400 hp
Frecuencia	50-60 Hz
Masa	1 200 kg
Dimensiones	3 070 x 870 x 310 h mm
Presión circuito aire comprimido	6 bar
Diámetro rodillo	240 mm
Ancho rodillo	660 mm
Velocidad máxima	180 km/h
Voltaje de suministro	220-400V AC
Corriente nominal	16 Amp.

Fuente: (Vamag, 2017, pág. 4)

2.2.2 NORMA DINAMÓMETRO ISO (INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION) 1585

Este estándar está destinado a proporcionar un método para obtener mediciones que reflejen con precisión el verdadero rendimiento del motor. Esta norma es un método de prueba para

verificar el rendimiento de un vehículo, representando las curvas de potencia y torque en función de la velocidad del motor, que se aplican a los motores de combustión interna a excepción de las motocicletas, ciclos motores y tractores agrícolas que eventualmente circulan por las carreteras (SAE International , 2004, pág. 2).

2.2.3 OBTENCIÓN DE POTENCIA Y TORQUE POR EL MÉTODO DE ACELERACIÓN LIBRE

Este método de aceleración libre, consiste en acelerar el motor de combustión interna hasta el corte de inyección (mariposa totalmente abierta a carga constante), y medir la evolución de la aceleración angular del cigüeñal desde un régimen de giro menor hasta uno mayor, se realiza este procedimiento para determinar las curvas características o máximos de torque y potencia en las ruedas, es importante mencionar que el automóvil debe permanecer en reposo y dentro de la ventajas del mencionado método es el bajo costo y la adecuación que se debe realizar en el motor que se necesita medir (Cargua & Castelo, 2017, pág. 16)

2.2.4 VEHÍCULO DE PRUEBA

En la tabla 2.2, se muestra las características y especificaciones del fabricante del vehículo Chevrolet Forsa.

Tabla 2.2 Datos generales y características del vehículo de prueba

Datos generales del vehículo con sistema DOHC (Datos del fabricante)			
Marca	Chevrolet	Modelo	Forsa 3P.
Potencia Máxima	99,6 hp @ 6 450 RPM	Año	2 003
Torque	113 Nm @ 4 950 RPM	Categoría	Automóvil
Peso	835 kg	Combustible	Gasolina
Cilindraje	1298 cc	Posición del motor	Delantero/ Transversal
Cilindros	4 en línea/ 16 válvulas	Relación de compresión	10:1
Datos generales del vehículo con sistema SOHC (Datos del fabricante)			
Marca	Chevrolet	Modelo	Forsa 3P.
Potencia Máxima	67,1hp @ 6 000 RPM	Año	2 003
Torque	99 Nm @ 3 500 RPM	Categoría	Automóvil
Peso	835 kg	Combustible	Gasolina
Cilindraje	1298 cc	Posición del motor	Delantero/ Transversal
Cilindros	4 en línea/8 válvulas	Relación de compresión	9,5:1

Fuente: (Ibarra, 2011, pág. 2)

2.2.5 MONTAJE DEL VEHÍCULO EN EL DINAMÓMETRO

Los sistemas de distribución DOHC y SOHC son implementados en el mismo vehículo (cambio de cabezote), con la finalidad de determinar la variación de torque y potencia de los sistemas mencionados, todos los procedimientos descritos posteriormente se realizaron para los dos sistemas.

Antes de iniciar las pruebas de torque y potencia se verificó que el vehículo se encuentre operando correctamente y sin ninguna anomalía. Durante las pruebas en el dinamómetro el vehículo es sometido a altas cargas, por lo cual es necesario realizar la revisión de los siguientes puntos; control del nivel de aceite en el motor, control del nivel líquido refrigerante, verificación de la presión de los neumáticos, limpieza del depurador y filtro de aire, con la finalidad de asegurar el funcionamiento óptimo del vehículo durante las pruebas de torque y potencia

A continuación, se detalla los pasos a seguir para el correcto montaje del vehículo en el dinamómetro. Se procedió a la ubicación de las ruedas motrices del vehículo en los rodillos del dinamómetro y se comprobó que los neumáticos se encuentren alineados con la línea de marcha del equipo como se indica en la figura 2.2.



Figura 2.2 Ubicación del vehículo en el Dinamómetro

Una vez el vehículo esté sobre el dinamómetro, se procedió a la colocar las correas de sujeción de seguridad lo cual permitió que el vehículo quede anclado durante el proceso de las pruebas, posteriormente se accedió al banco de potencia con la finalidad de bajar el sistema de elevación y las ruedas motrices del vehículo estén en contacto con los cilindros del dinamómetro, luego se

posicionó el ventilador de aire refrigerante delante del vehículo con el objetivo de evitar la elevación de temperatura del motor como se muestra en la figura 2.3.



Figura 2.3 Acceso al banco de potencia

2.2.6 PRUEBAS DE TORQUE Y POTENCIA

Antes de poner en marcha el dinamómetro, se introdujo los parámetros en los campos de entrada del software Vamag, de acuerdo a la ficha técnica del vehículo para determinar los límites de funcionamiento del mismo, como se muestra en la figura 2.4



Figura 2.4 Ingreso de datos al software Vamag

Posterior al ingreso de los datos del vehículo de prueba en el menú principal, se procedió a seleccionar la escala de potencia, seleccionando la opción más cercana a los datos a la ficha técnica del vehículo como se detalló en la tabla 2.2, siendo esta la opción (F1), la cual se aproxima a los datos generados por el fabricante, en la figura 2.5 indica la selección de la opción.

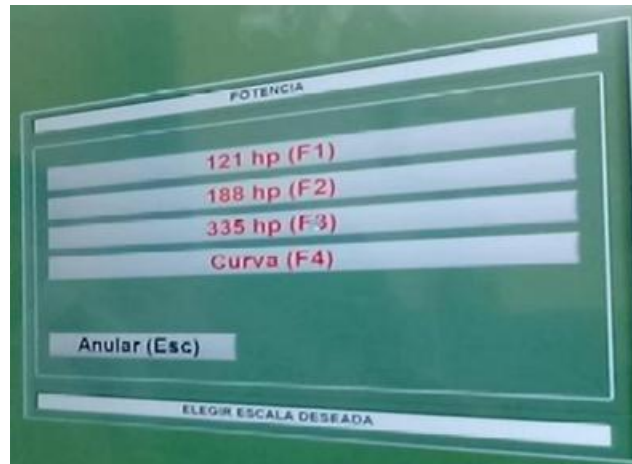


Figura 2.5 Selección de potencia

Una vez seleccionada el rengó de potencia en el software se llevó al vehículo a la temperatura de servicio, se sincronizó el número de revoluciones de la rueda con los rodillos del dinamómetro, se comprobó la relación de cambio y de transmisión la cual debe ser relación 1:1.

Como se muestra en la figura 2.6 la velocidad de salida en la cual da inicio a las gráficas de torque y potencia es de 50km/h se elige esta velocidad de salida, debido a que existe un aumento paulatino de aceleración, que parte del reposo a una velocidad considerable.

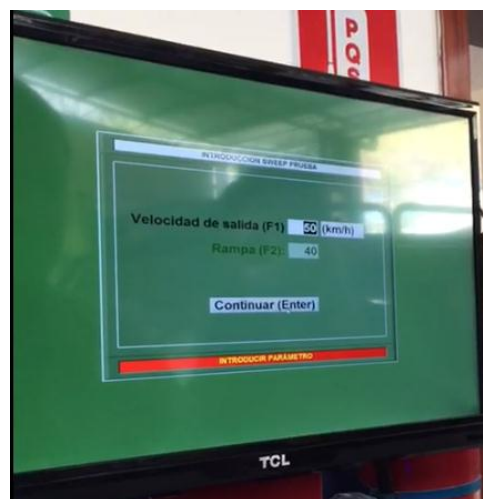


Figura 2.6 Velocidad de salida

Se aceleró el vehículo de manera moderada y continua hasta llegar a la penúltima marcha, como se puede apreciar en la figura 2.7, se origina el parecimiento de una línea roja vertical en el monitor el cual advierte el inicio de la aceleración, dicha prueba da inicio a los 50 km/h, cuando la línea roja supere dicha velocidad representada por la línea verde, se debe presionar

el acelerador a fondo, en ese instante se inicia el proceso de las gráficas de torque y potencia hasta llegar a una velocidad promedio de punta 156km/h (máxima).

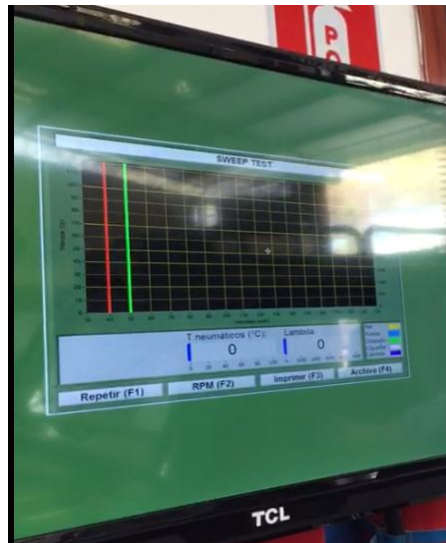


Figura 2.7 Inicio de aceleración

3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

En el presente capítulo se reflejan los valores obtenidos en función de los procedimientos realizados con anterioridad, para obtener el torque y potencia de los sistemas DOHC y SOHC del motor de combustión interna, posteriormente se utilizó un análisis estadístico básico para obtener los promedios de los diferentes resultados que arrojó la investigación y determinar la variación de las variables de torque y potencia de los dos sistemas anteriormente descritos

3.1 ENSAYO DINAMOMÉTRICO NÚMERO 1, SISTEMA DOHC

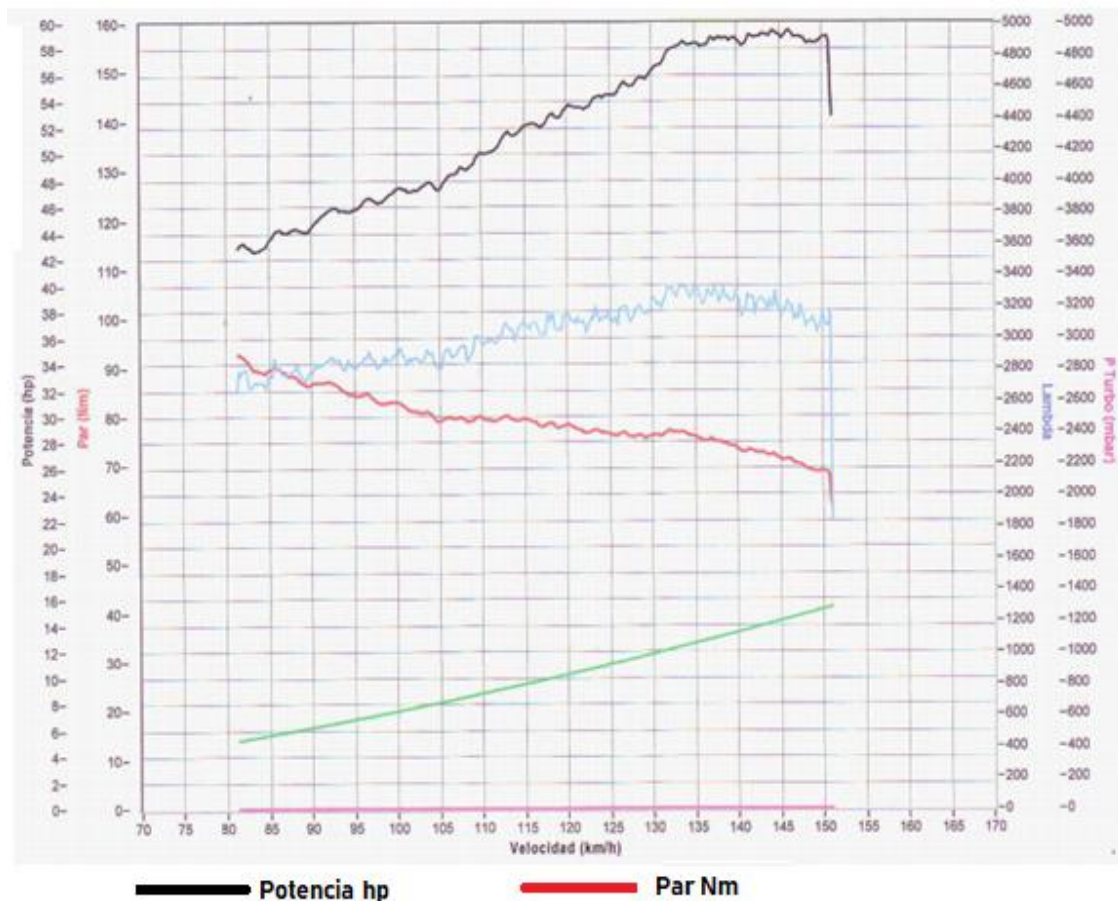


Figura 3.1 Curvas características torque y potencia prueba 1 sistema DOHC

En la figura 3.1, se puede observar el comportamiento del motor a diferentes regímenes, sucede que el valor máximo de par motor o torque es de 93,0 Nm a 3 305 rpm, esto indica que a esta velocidad se consigue la máxima fuerza de empuje en el pistón y su valor comienza a decaer a medida que la velocidad aumenta llegando a un par mínimo de 69 Nm

cuando ha alcanzado una velocidad máxima de 151 km/h. Con respecto a la potencia este inicia con un valor mínimo de 43 hp a 3 305 rpm a medida que la velocidad angular del motor aumenta la potencia alcanza un valor máximo de 59,4 hp a 5 946 rpm. Los datos de potencia se expresan en caballos de fuerza (hp), el torque en Newton por metro (Nm), como se puede apreciar en la tabla 3.1.

Tabla 3.1 Valores obtenidos del ensayo 1

POTENCIA hp	Revoluciones por minuto (rpm)	Velocidad (km/h)
59,4	5 946	146
TORQUE Nm	Revoluciones por minuto (rpm)	Velocidad (km/h)
93,0	3 305	81

3.2 ENSAYO DINAMOMÉTRICO NÚMERO 2, SISTEMA DOHC

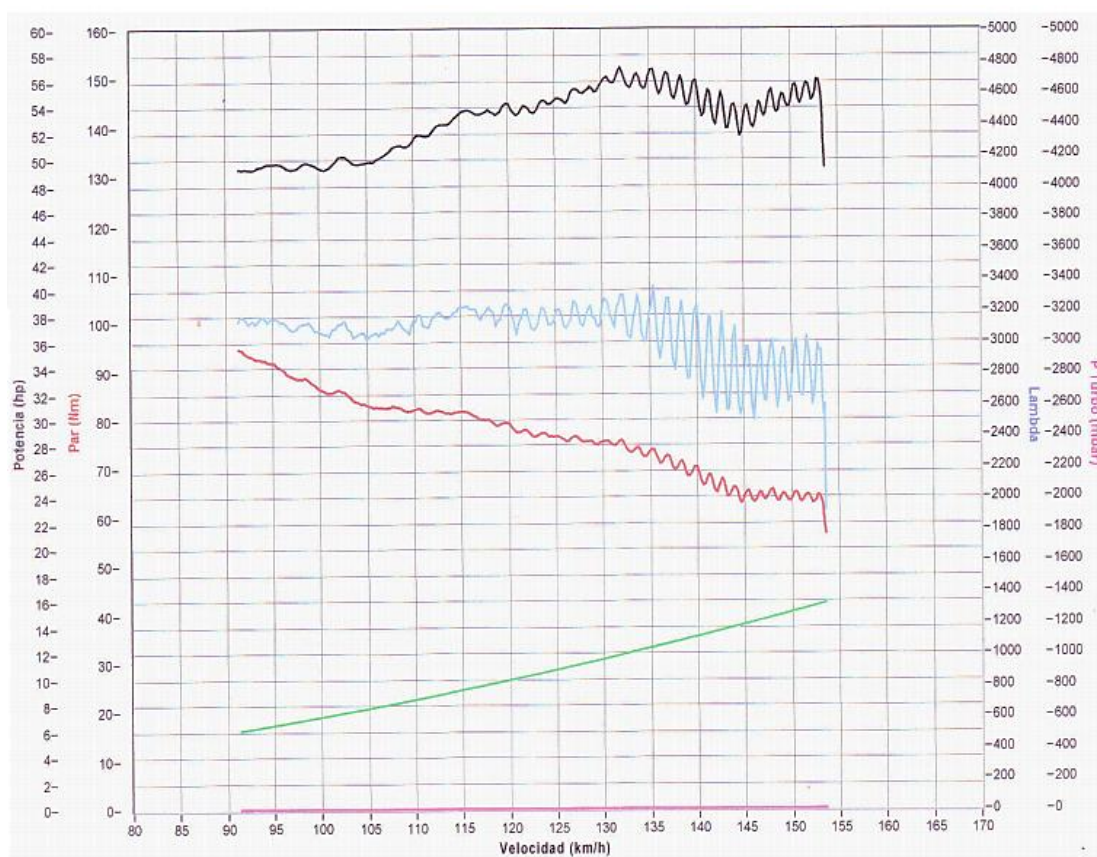


Figura 3.2 Curvas características torque y potencia prueba 2 sistema DOHC

Como se puede apreciar en la figura 3.2, los valores de torque gráficamente reflejan una curva donde se puede apreciar su pico más alto correspondiente a un valor de 95,0 Nm a 3 708 rpm, es decir que el motor alcanzó su máximo torque a estas revoluciones.

En este caso la potencia inicia un período ascendente desde los 49 hp a 3 708 rpm hasta alcanzar su valor máximo de 57,1 hp a 5 369 rpm, debido a que la potencia es directamente proporcional a la velocidad de giro del motor.

En la tabla 3.2, indica los valores correspondientes a la potencia y torque de la segunda prueba.

Tabla 3.2 Valores obtenidos del ensayo 2

POTENCIA hp	Revoluciones por minuto (rpm)	Velocidad (km/h)
57,1	5 369	132
TORQUE Nm	Revoluciones por minuto (rpm)	Velocidad (km/h)
95,0	3 708	91

3.3 ENSAYO DINAMOMÉTRICO NÚMERO 3, SISTEMA DOHC

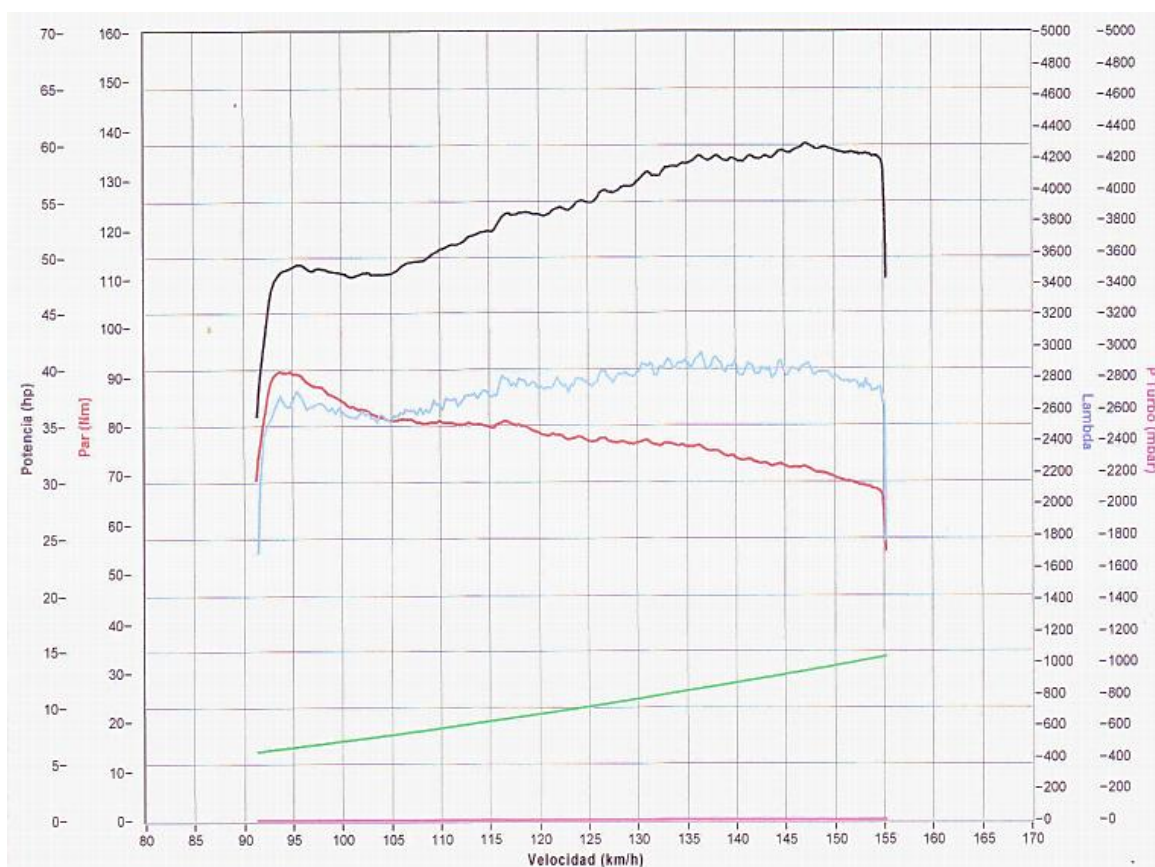


Figura 3.3 Curvas características torque y potencia prueba 3 sistema DOHC

Los valores obtenidos en esta prueba determinan que el torque inicia su curva característica con un valor mínimo de 71 Nm a 3 703 rpm y alcanza su valor máximo de 91 Nm a 3 813 rpm, es decir el máximo trabajo que realiza el motor por cada vuelta del cigüeñal

Con respecto a la potencia el valor máximo alcanzado es de 60,2 hp a 5 988 rpm, ya que la potencia depende del torque y de las revoluciones por minuto.

Mediante la tabla 3.3, se determina los valores correspondientes a la potencia y torque del tercer ensayo.

Tabla 3.3 Valores obtenidos del ensayo 3

POTENCIA hp	Revoluciones por minuto (rpm)	Velocidad (km/h)
60,2	5 988	147
TORQUE Nm	Revoluciones por minuto (rpm)	Velocidad (km/h)
91,0	3 813	94

3.4 ENSAYO DINAMOMÉTRICO NÚMERO 4, SISTEMA DOHC

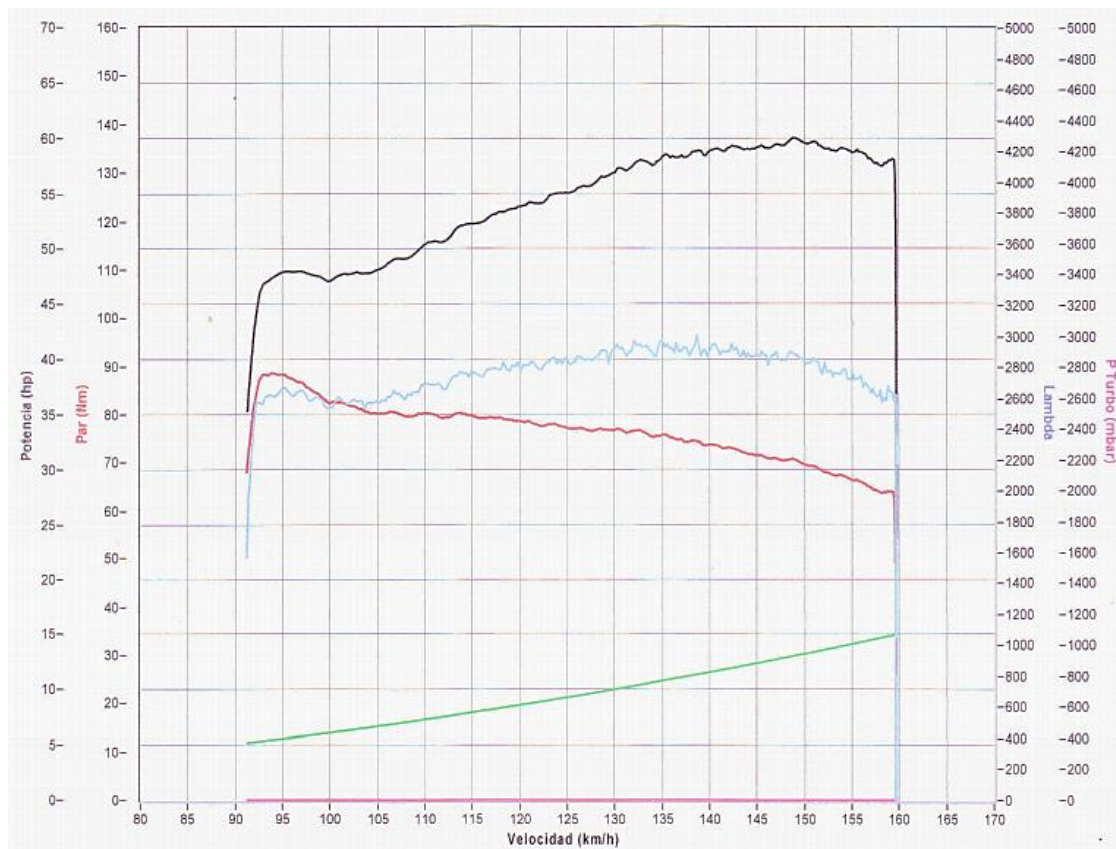


Figura 3.4 Curvas características torque y potencia prueba 4 sistema DOHC

En la figura 3.4, se puede visualizar la curva característica de la potencia, misma que describe una trayectoria ascendente hasta alcanzar una potencia máxima de 60,1 hp a 6 054 rpm.

El par máximo se registró en 88,0 Nm a 3 811 rpm y llegando a descender a un valor mínimo de 66 Nm a medida que la velocidad angular fue aumentando.

Mediante la tabla 3.4, se puede determinar los valores correspondientes a la potencia y torque de la cuarta prueba.

Tabla 3.4 Valores obtenidos del ensayo 4

POTENCIA hp	Revoluciones por minuto (rpm)	Velocidad (km/h)
60,1	6 054	149
TORQUE Nm	Revoluciones por minuto (rpm)	Velocidad (km/h)
88,0	3 811	94

3.5 RECOPIACIÓN DE LOS VALORES DE POTENCIA Y TORQUE DOHC

A continuación, se presenta una recopilación los valores obtenidos de torque y potencia del sistema DOHC con la finalidad de realizar un análisis estadístico básico, para obtener los promedios de los diferentes resultados que arrojó la investigación.

Tabla 3.5 Resultados de los valores torque y potencia sistema DOHC

	POTENCIA hp	VELOCIDAD km/h	TORQUE Nm	VELOCIDAD km/h
Prueba 1	59,4	146	93,0	81
Prueba 2	57,1	132	95,0	91
Prueba 3	60,2	147	91,0	94
Prueba 4	60,1	149	88,0	94
PROMEDIO	59,2hp	143,5km/h	91,75Nm	90km/h

Mediante el desarrollo de las pruebas realizadas, se refleja una variación mínima en los valores de potencia y torque, obteniendo como resultado que el valor más alto de potencia fue registrado en la prueba número 3, obteniendo un valor de 60,2 hp simultáneamente se alcanza el torque máximo en la prueba número 2, alcanzando un torque máximo 95,0 Nm, como se muestra en la tabla 3.5.

3.6 ENSAYO DINAMOMÉTRICO NÚMERO 1, SISTEMA SOHC

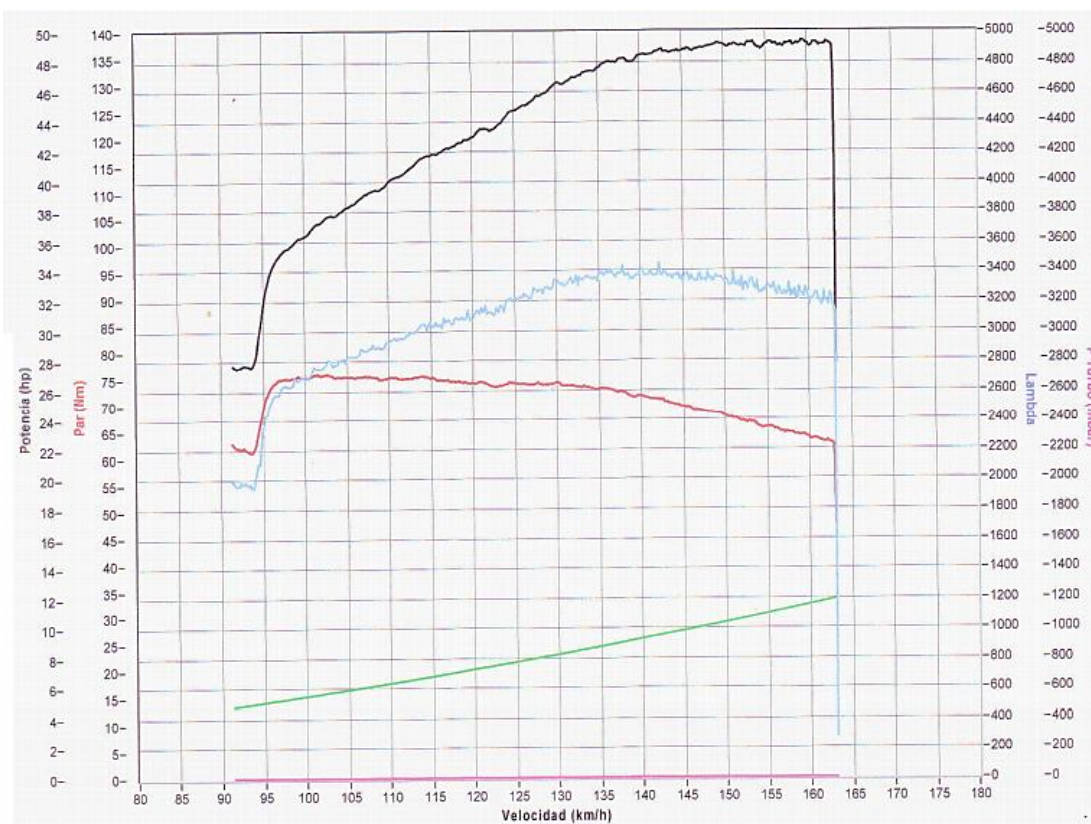


Figura 3.5 Curvas de torque y potencia prueba 1 sistema SOHC

En la figura 3.5, se puede observar la curva de par motor, misma que inicia con un valor mínimo de 22,4 hp a 3 137 rpm, y asciende de manera vertiginosa hasta alcanzar un par máximo de 76 Nm correspondientes a 3 491 rpm, momento en el cual el motor entrega su máximo trabajo. De manera simultánea se puede apreciar que la curva de potencia aumenta en función de la velocidad angular del motor llegando a su potencia máxima de 49,4 hp a 5 478 rpm y una velocidad de 159 km/h.

En la tabla 3.6, indica los valores correspondientes de potencia y torque obtenidas en la prueba 1.

Tabla 3.6 Valores obtenidos del ensayo 1

POTENCIA hp	Revoluciones por minuto (rpm)	Velocidad (km/h)
49,4	5 478	159
TORQUE Nm	Revoluciones por minuto (rpm)	Velocidad (km/h)
76,0	3 491	102

3.7 ENSAYO DINAMOMÉTRICO NÚMERO 2, SISTEMA SOHC

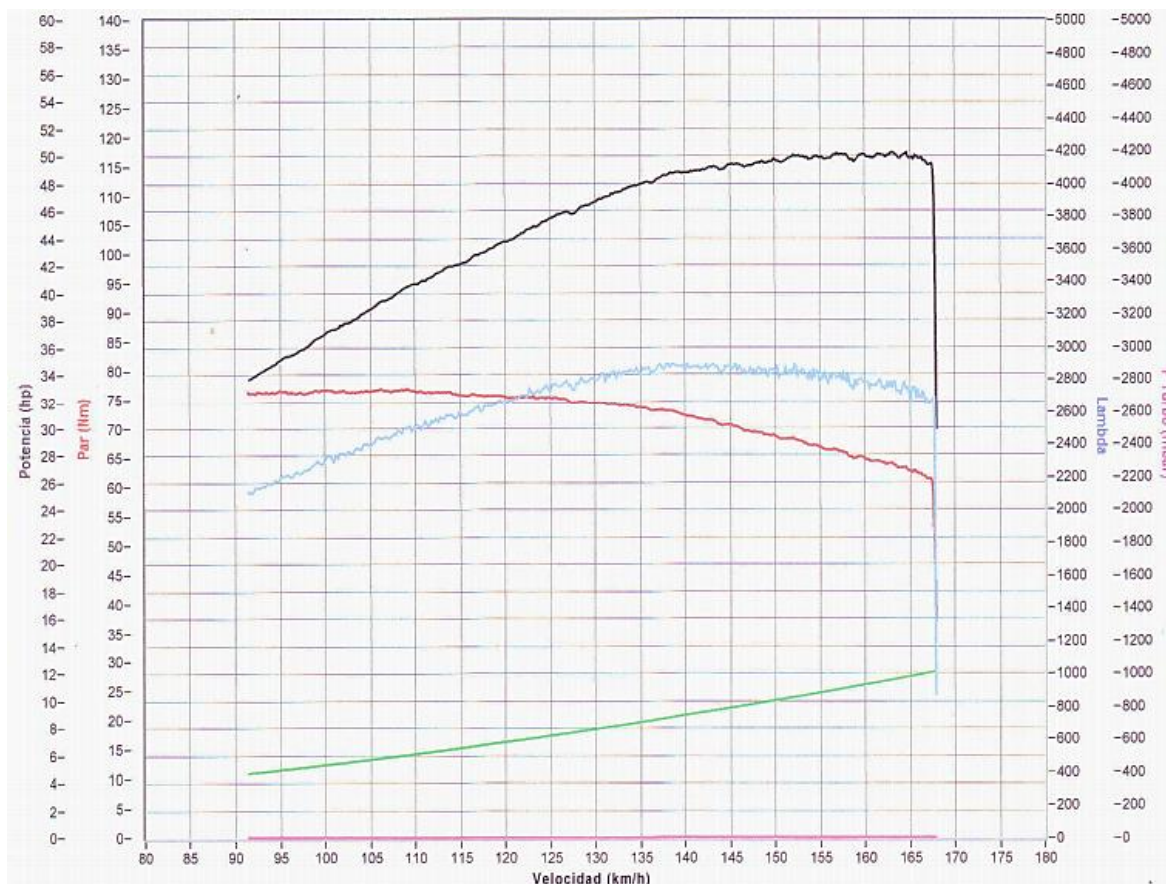


Figura 3.6 Curvas de torque y potencia prueba 2 sistema SOHC

Como se puede apreciar en la figura 3.6, el torque y la potencia inician sus curvas características a 3 134 rpm, obtenido un torque máximo de 77,0 Nm a 3 752 rpm en este punto el motor es más eficiente generando una potencia máxima de 50,3 hp a 5 663 rpm con una velocidad de 165 km/h, cabe recalcar que la velocidad máxima alcanzada en esta prueba es de 168 km/h a 5 777 rpm momento en el cual el sistema de inyección corta el suministro de combustible a los inyectores.

En la tabla 3.7, se presenta los valores obtenidos de potencia y torque realizada en la prueba 2.

Tabla 3. 7 Valores obtenidos del ensayo 2

POTENCIA hp	Revoluciones por minuto (rpm)	Velocidad (km/h)
50,3	5 663	165
TORQUE Nm	Revoluciones por minuto (rpm)	Velocidad (km/h)
77,0	3 752	109

3.8 ENSAYO DINAMOMÉTRICO NÚMERO 3, SISTEMA SOHC

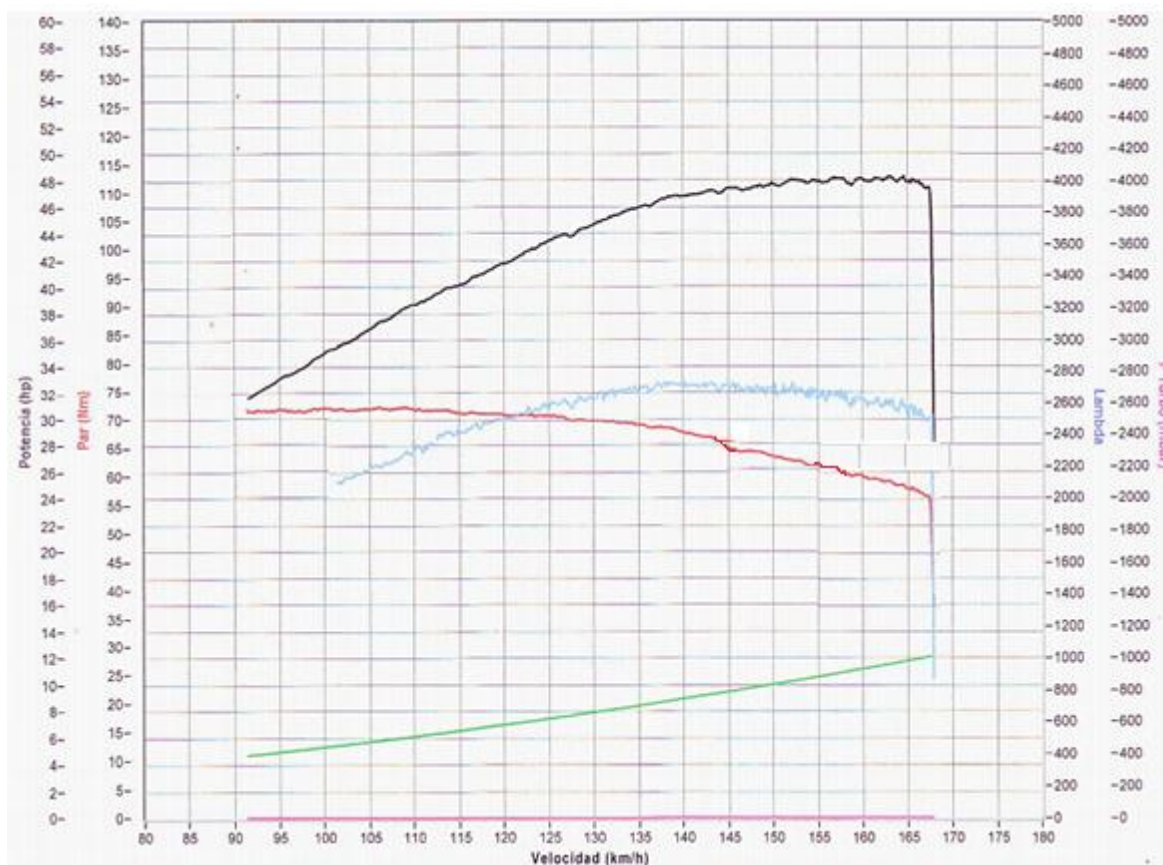


Figura 3.7 Curvas de torque y potencia prueba 3 sistema SOHC

En la figura 3.7, está representado las curvas características de torque y potencia mismas que dan inicio a 3 134 rpm, la curva del par motor indica un valor máximo de 74,0 hp a 3 605 rpm, adquiriendo de esta manera la mayor fuerza entregada por el motor. En cuanto a la curva de la potencia aumenta de manera progresiva logrando adquirir un valor máximo de 48,8 hp a 5 494 rpm.

En la tabla 3.8, se observa los valores alcanzados de la potencia y torque realizada en la prueba 3.

Tabla 3.8 Valores obtenidos del ensayo 3

POTENCIA hp	Revoluciones por minuto (rpm)	Velocidad (km/h)
48,8	5 494	160
TORQUE Nm	Revoluciones por minuto (rpm)	Velocidad (km/h)
74,0	3 605	104

3.9 ENSAYO DINAMOMÉTRICO NÚMERO 4, SISTEMA SOHC

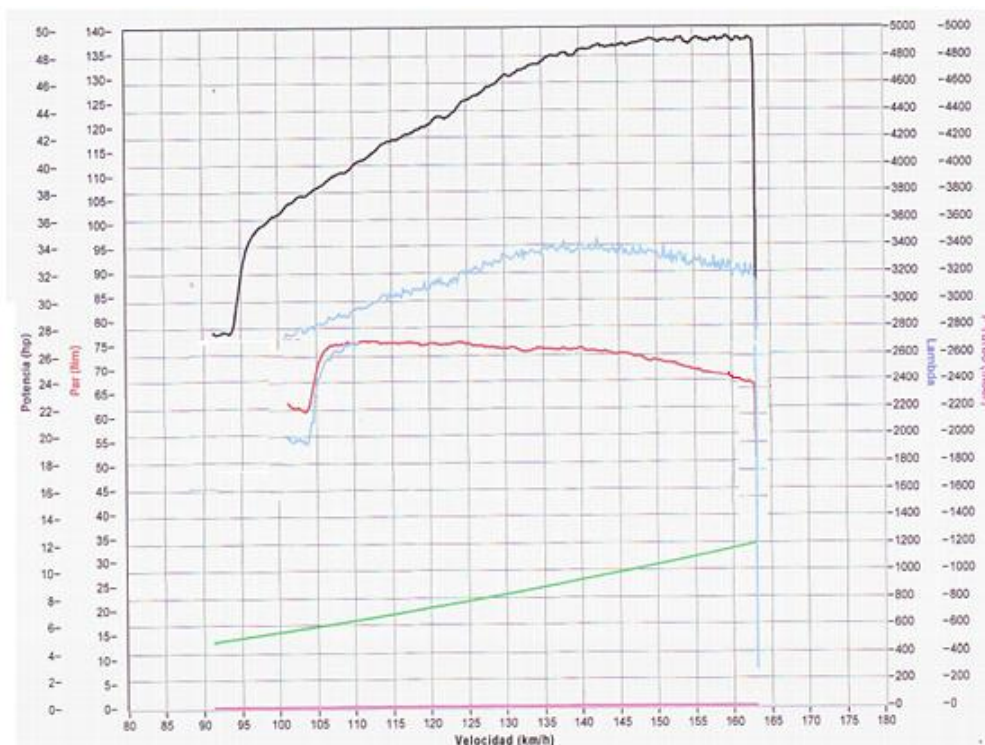


Figura 3.8 Curvas de torque y potencia prueba 4 sistema SOHC

Como se muestra en la figura 3.8, el resultado del torque se refleja gráficamente donde su punto más alto indica un valor de 75,0 Nm a 3 653 rpm es decir que le motor alcanzo su máximo torque a mencionado revoluciones, por otra parte, se puede apreciar en la gráfica que describe la potencia alcanzar un valor máximo de 49,7 hp a 5 595 rpm.

En la siguiente tabla 3.9, se puede observar los datos proporcionados de la potencia y torque realizada en la prueba 4.

Tabla 3.9 Valores obtenidos del ensayo 4

POTENCIA hp	Revoluciones por minuto (rpm)	Velocidad (km/h)
49,7	5 595	163
TORQUE Nm	Revoluciones por minuto (rpm)	Velocidad (km/h)
75,0	3 653	106

3.10 RECOPIACIÓN DE LOS VALORES DE POTENCIA Y TORQUE SOHC

En la tabla 3.10, se observa una recopilación de todos los valores obtenidos de torque y potencia del sistema SOHC, con el propósito de realizar un análisis estadístico básico, para obtener los promedios de los diferentes resultados que arrojó la investigación.

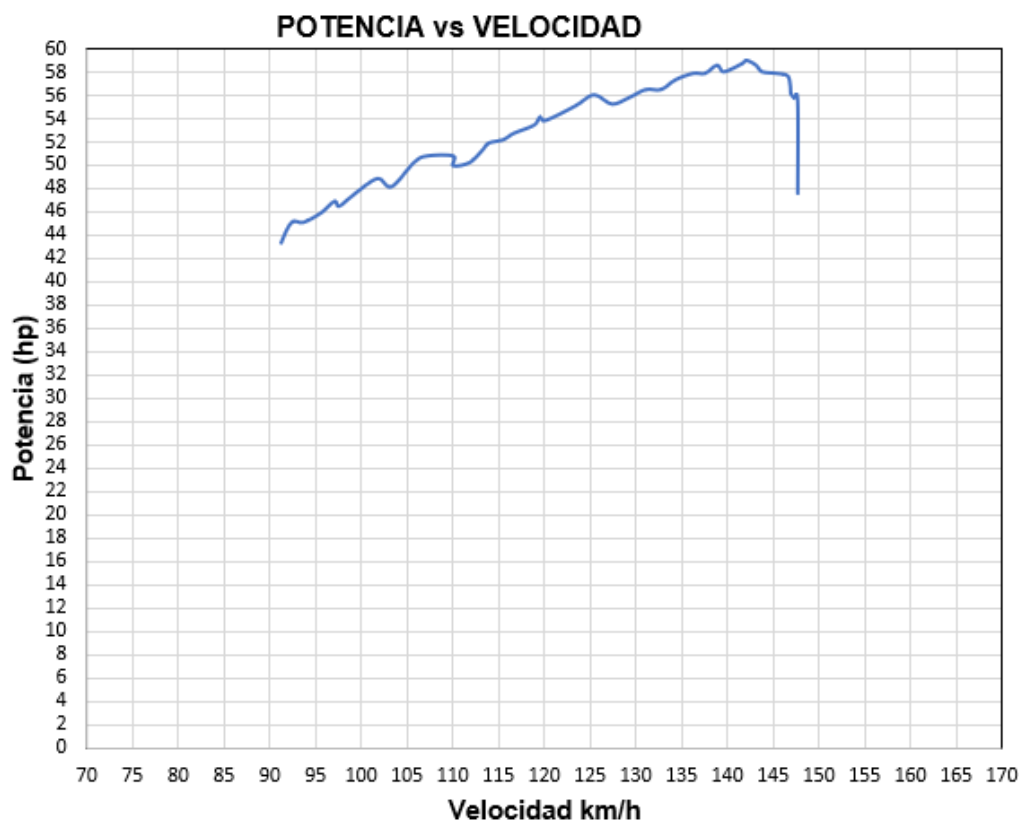
Tabla 3.10 Resultados de los valores torque y potencia sistema SOHC

	POTENCIA hp	VELOCIDAD km/h	TORQUE Nm	VELOCIDAD km/h
Prueba 1	49,4	159	76,0	102
Prueba 2	50,3	165	77,0	109
Prueba 3	48,8	160	74,0	104
Prueba 4	49,7	163	75,0	106
PROMEDIO	49,5hp	162km/h	75,5Nm	105km/h

Como se puede apreciar en la tabla 3.10, los valores SOHC alcanzan su potencia máxima en la prueba número 2 con 50,3hp y un torque de 77,0Nm.

3.11 GRÁFICA PROMEDIO DE TORQUE Y POTENCIA DEL SISTEMA DOHC

Se realiza una gráfica de la curva características de la potencia mediante los valores promedios obtenidos que se demuestra en la tabla 3.5, en base a dicha gráfica se procede al análisis.

**Figura 3.9** Curva promedio de la potencia máxima del sistema DOHC

En la figura 3.9, se observa la curva de potencia del sistema de distribución (DOHC) expresada en caballos de fuerza (hp) en función de la velocidad, dicha curva característica promedio alcanza una potencia máxima de 59,2 hp a un régimen de velocidad de 143,5 km/h, es decir que dichos valores son los que alcanza un motor con sistema DOHC.

Posteriormente se procede a realizar la gráfica del par motor o torque, mediante los valores obtenidos en la tabla 3.5.

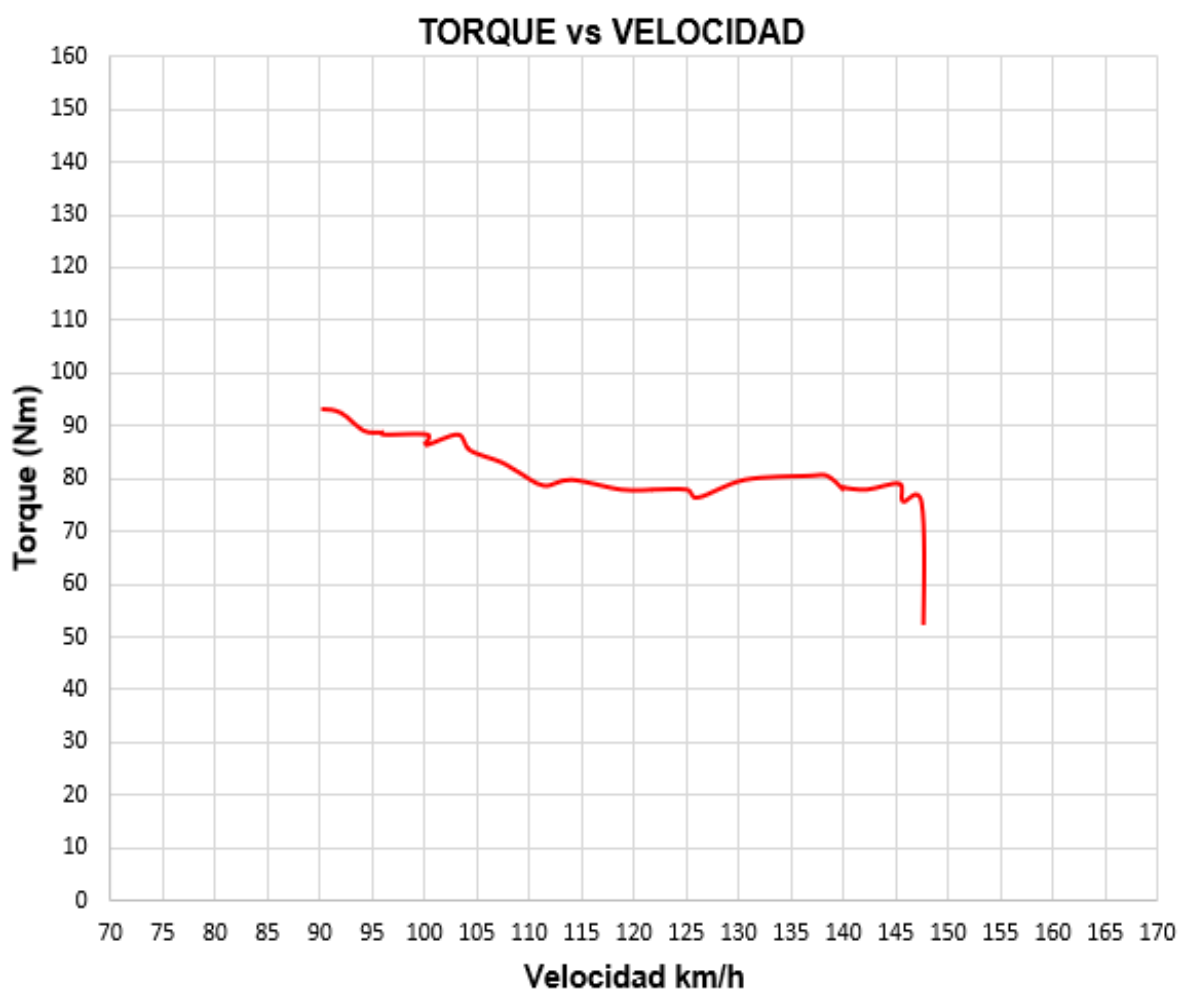


Figura 3.10 Curva promedio del torque máximo del sistema DOHC

En la figura 3.10, se muestra la curva de torque expresada en Newton por metro (Nm) en función de la velocidad, dicha curva alcanza un torque máximo de 91,75 Nm a un régimen de velocidad de 90 km/h, cabe recalcar que el par motor cambia con el régimen de giro ya que las explosiones no siempre son iguales de fuertes.

3.12 GRÁFICA PROMEDIO DE TORQUE Y POTENCIA DEL SISTEMA SOHC

Se realiza una gráfica en la cual se representa la curva característica de la potencia, tomando en cuenta los valores promedios representados en la tabla 3.10

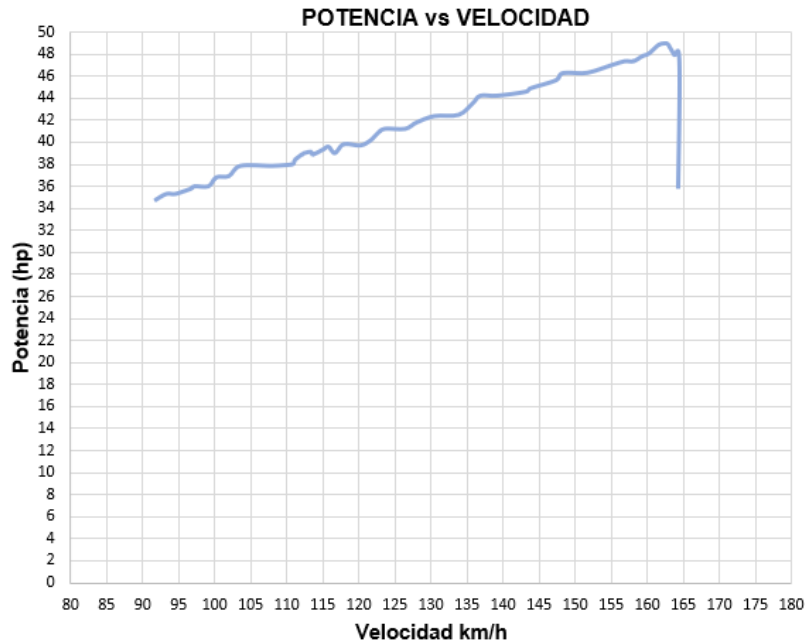


Figura 3.11 Curva promedio de la potencia máxima del sistema SOHC

En la figura 3.11, se ilustra la curva de potencia expresada en caballos de fuerza (hp) en función de la velocidad, dicha curva alcanza una potencia máxima de 49,5 hp a un régimen de velocidad de 162 km/h.

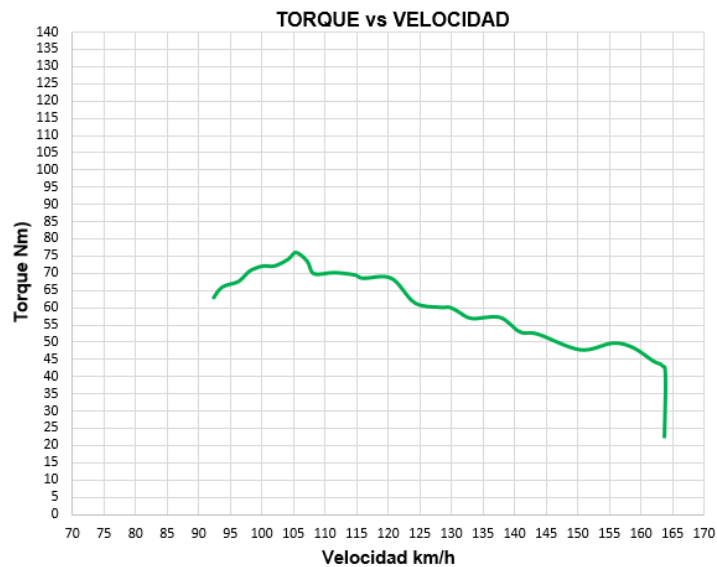


Figura 3.12 Curva promedio del torque máximo del sistema SOHC

En la figura 3.12, se refleja la curva de torque expresada en Newton por metro (Nm) en función de la velocidad, dicha curva alcanza un torque máximo de 75,5Nm a un régimen de velocidad de 105 km/h.

3.13 COMPARACIÓN DE LAS CURVAS DE TORQUE Y POTENCIA VS VELOCIDAD DE LOS SISTEMAS DOHC Y SOHC.

En la figura 3.13, se puede mostrar las potencias obtenidas en los sistemas de distribución (DOHC) y (SOHC), con el fin de comprender de mejor manera las diferentes curvas características, que se obtuvieron basándose a los valores conseguidos en las pruebas realizadas.

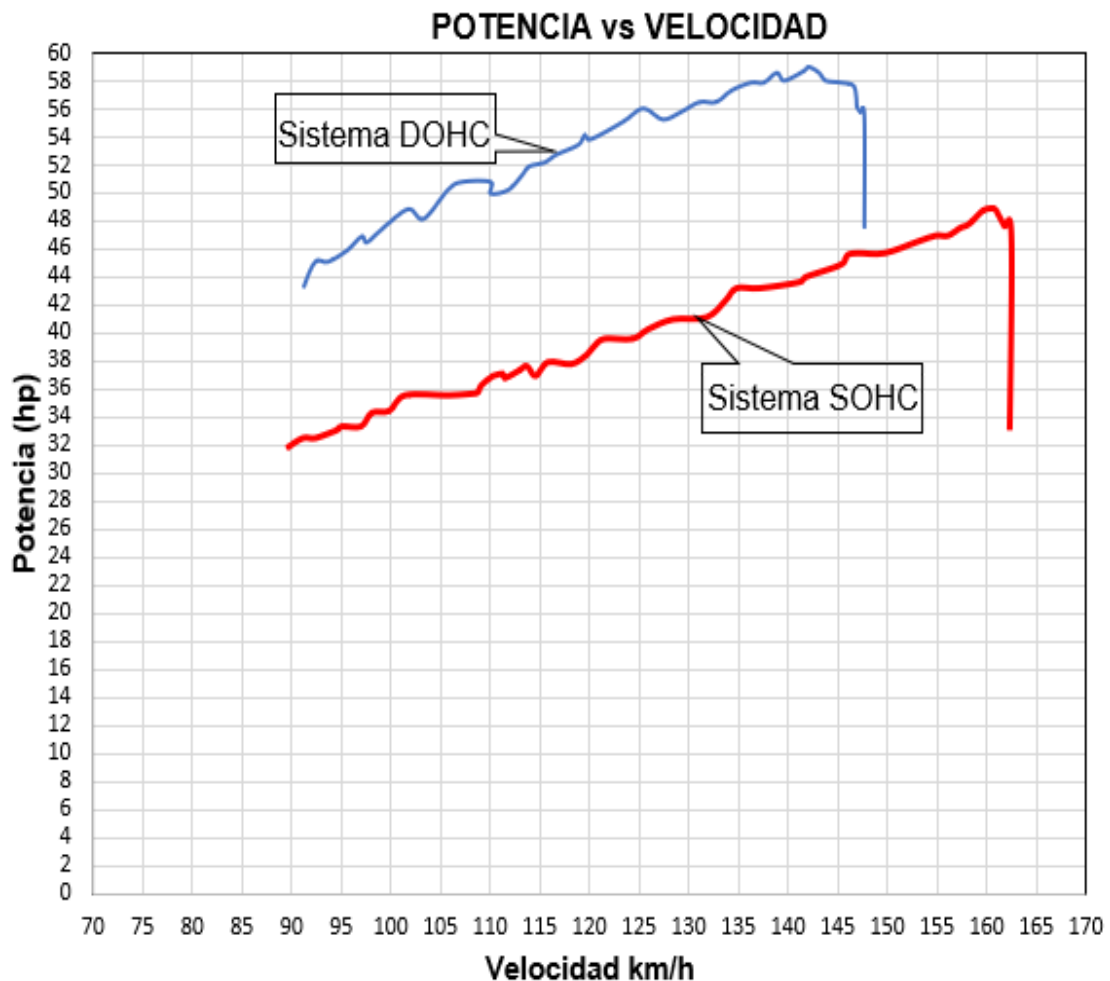


Figura 3.13 Curvas promedio de la potencia de los sistemas DOHC-SOHC

Con las diferentes pruebas realizadas en los sistemas DOHC y SOHC se efectuó un análisis comparativo, determinando una diferencia de 9,7 hp en relación a la potencia desarrollada por el sistema SOHC, en consecuencia, se tiene una reducción del 16% de potencia en el vehículo.

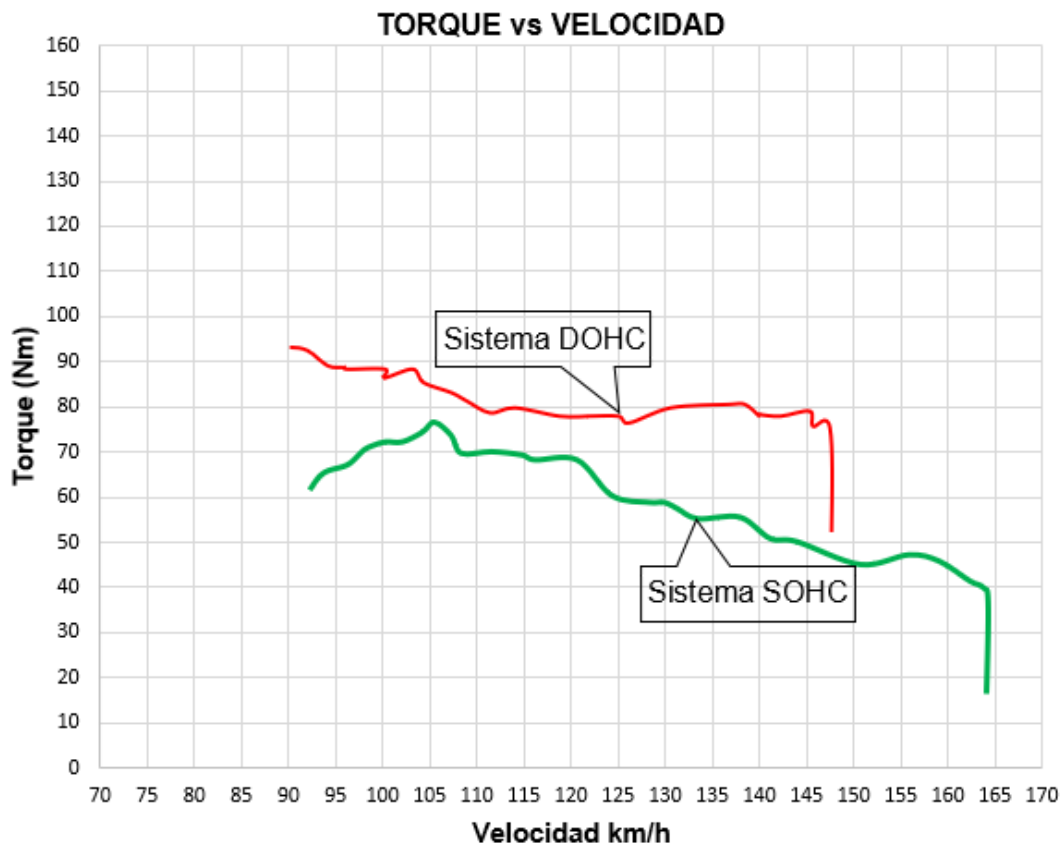


Figura 3.14 Curvas promedio del torque de los sistemas DOHC-SOHC

Con las diferentes pruebas realizadas en los sistemas DOHC y SOHC se efectuó un análisis comparativo, determinando una diferencia de 16,25 Nm en relación al torque desarrollado por el sistema SOHC, en consecuencia, se tiene una reducción del 17,71% de torque en el vehículo.

Se considera la potencia del vehículo como un dato importante para realizar el análisis comparativo del valor de fábrica y el obtenido en las pruebas, para el sistema DOHC la potencia de un vehículo nuevo es de 99,6 hp a un régimen de 6 400 rpm, de las pruebas realizadas se obtuvo una potencia promedio de 59,2 hp a un régimen de 5 839 rpm, determinando de esta manera una pérdida de potencia del 40%.

En referencia al torque, el vehículo nuevo muestra un valor de 113 Nm a 4 950 rpm, los valores obtenidos en las pruebas realizadas son de 91,75 Nm a 3 659 rpm evidenciando así una pérdida de torque del 18%.

Cabe recalcar que la diferencia de potencia y torque se debe a dieciséis años de uso del vehículo, el mismo que estuvo sometido a desgaste y deterioro de los diferentes sistemas del motor.

De igual manera se tiene valores para el sistema SOHC la potencia de un vehículo nuevo es de 67,1 hp a un régimen de 6 000 rpm, de las pruebas realizadas se obtuvo una potencia promedio de 49,5 hp a un régimen de 5 557 rpm, determinando de esta manera una pérdida de potencia del 26,22%.

En referencia al torque, el vehículo nuevo muestra un valor de 99 Nm a 3 500 rpm, los valores obtenidos en las pruebas realizadas son de 75,5 Nm a 3 625 rpm evidenciando así una pérdida de torque del 23,73%.

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1 CONCLUSIONES

- Mediante pruebas dinamométricas se pudo determinar que el sistema SOHC presentó un 16% de pérdida en potencia, en comparación al sistema DOHC.
- En el sistema DOHC se obtuvo un valor de par máximo de 92 Nm a 90 km/h, es decir a velocidades medias, ya que este sistema favorece en gran manera el flujo volumétrico de los gases en su llenado y evacuación en el cilindro, adaptándose de mejor manera a los cambios de carga del motor.
- Las variantes de par motor y potencia del sistema SOHC en los ensayos dinamométricos reflejaron una disminución del 26,2% y 23,7 % respectivamente, en comparación a los datos técnicos del fabricante.

4.2 RECOMENDACIONES

- Profundizar en el estudio de nuevas tecnologías para el control de apertura y cierre de válvulas, con la finalidad de mejorar las prestaciones del motor.
- Se recomienda realizar las pruebas de torque y potencia a diferentes valores de temperatura y presión.
- Se recomienda profundizar en el estudio dinámico de los elementos que componen el sistema de distribución.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. Águeda, E. (2014). *Mecánica del vehículo*. España: Paraninfo.
2. Alvarado, A. (2004). *Maquinaria y mecanización agrícola*. San José: EUNED.
3. Álvarez, J. (2013). *Motores alternativos de combustión interna*. Barcelona: Edicions UPC.
4. Angulo, J., & Guerrero, C. (2014). *Tesis*. Obtenido de <http://dspace.esPOCH.edu.ec/bitstream/123456789/4039/1/65T00151.pdf>
5. Ávila, A. (2016). *Tesis*. Obtenido de <http://repositorio.uide.edu.ec/bitstream/37000/1023/1/T-UIDE-035.pdf>
6. Cabrera, D. (2 de Agosto de 2011). *Slide Share*. Obtenido de <https://es.slideshare.net/DIXON57/valvulas-8757524>
7. Calleja, D. (2018). *Motores*. España: Paraninfo.
8. Cardet, E. (13 de Junio de 2018). *EcuRed*. Obtenido de https://www.ecured.cu/Motor_doble_%C3%A1rbol_de_levas_en_cabeza
9. Cargua, F., & Castelo, J. (Febrero de 2017). Determinación de la variación del par motor, potencia y pérdidas mecánicas en un motor de encendido provocado en función de la presión atmosférica y temperatura ambiente a través del método de aceleración libre. *Escuela Politécnica Nacional*. Quito, Ecuador.
10. Coveñas, J. (Agosto de 2014). Diseño Mecánico de un Dinamómetro Vehicular. *Pontificia Universidad Católica del Perú*. Lima, Perú.
11. Delgado, F. (6 de Octubre de 2017). *Autoyécnica*. Obtenido de <https://autoyecnica.com/sistemas-de-distribucion-de-un-motor/>
12. Fujiwara, L., & Castaldi, M. (2012). *Tesis*. Obtenido de https://webcache.googleusercontent.com/search?q=cache:0yChLNfFHUUJ:https://www.ing.unlp.edu.ar/catedras/M0639/descargar.php%3Fsecc%3D0%26id%3DM0639%26id_inc%3D2894+&cd=3&hl=es&ct=clnk&gl=ec
13. García, G. (2013). *Prueba de ruta*. Obtenido de <https://www.pruebaderuta.com/que-es-un-motor-sv-ohv-sohv-y-dohc.php>
14. García, G. (2016). *Prueba de ruta*. Obtenido de [pruebaderuta.com/que-es-un-motor-sv-ohv-sohv-y-dohc.php](https://www.pruebaderuta.com/que-es-un-motor-sv-ohv-sohv-y-dohc.php)
15. Gil, H. (2002). *Manual del automóvil*. España: Cultural S.A.
16. González, D. (2011). *Motores transporte y mantenimiento de vehículos*. España: Paraninfo.
17. González, D. (2015). *Motores térmicos y sus sistemas auxiliares*. España: Paraninfo.
18. Guevara, R. (24 de Julio de 2014). *SlideShare*. Obtenido de <http://es.slideshare.net/ricardogueto/arbOL-de-levas-37326940>

19. Herrera, C. (2016). *Tesis*. Obtenido de <http://repositorio.uide.edu.ec/bitstream/37000/1013/1/T-UIDE-031.pdf>
20. Holden, N. (Febrero de 2015). *Electrotecnia y mecánica*. Obtenido de <http://laspalmastecnologica.blogspot.com/2015/02/motores-tema-41-introduccion-sistema.html>
21. Ibarra, A. (20 de Julio de 2011). *Autocosmos* . Obtenido de <https://noticias.autocosmos.cl/2011/07/20/suzuki-swift-1989-1995>
22. Jaén, A., & etal. (2006). *Tecnología energética y medio ambiente II*. Barcelona: EDICIONS UPC.
23. Martín, J. (Abril de 2013). *Sobre ruedas*. Obtenido de <http://www.sobreruedasfm.com/2013/04/motores-sin-arboles-de-leva-posible.html>
24. Montealegre, W. (2010). *Tesis*. Obtenido de <http://repositorio.umsa.bo/bitstream/handle/123456789/15537/M-1087-Montealegre%20Cuevas%2C%20Walter%20Pablo.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
25. Motorgiga. (2017). *Leva Evolución*. Obtenido de <https://motorgiga.com/fotos-de-coches/foto-leva-evolucion-diccionario-distribucion/gmx-niv186-con364217.htm?lightbox=1>
26. Motorservice. (2017). *Motorservice International GmbH*. Obtenido de https://cdn2.ms-motorservice.com/fileadmin/media/MAM/PDF_Assets/V%C3%A1lvulas-Perfecci%C3%B3n-al-detalle_52842.pdf
27. Ortiz, J. (01 de Agosto de 2017). *SCRIBD*. Obtenido de <https://es.scribd.com/document/355206606/sistema-de-distribucion-pdf>
28. Payri, F., & Desante, J. (2011). *Motores de combustión interna alternativos*. Barcelona: Reverté.
29. Pérez, J. (12 de Mayo de 2016). Obtenido de Mecánicos reparacion del automovil: <http://www.blogmecanicos.com/2016/05/freevalve-system.html>
30. Pérez, J. (4 de Abril de 2017). *Mecánicos*. Obtenido de http://www.blogmecanicos.com/2017/04/historia-del-motor-de-combustion-interna_4.html
31. Pismag, C. (2 de Noviembre de 2016). *Proceso de fabricación Árbol de levas*. Obtenido de https://prezi.com/k_im2f1g3fdh/proceso-de-fabricacion-arbol-de-levas/
32. Rainer, O., & etal. (2003). *Técnica de gases de escape para motores de gasolina*. Alemania: Reverté.
33. Rodriguez, J. (2013). *Mantenimiento de sistemass auxiliares del motor de ciclo Otto*. Málaga: INNOVA.
34. Rovira, A., & Muñoz, M. (2015). *Motores de combustión interna*. Madrid: UNED.
35. SAE International . (Marzo de 2004). *Surface Vehicle Standard* . Estados Unidos .
36. Sánchez, M. (2012). *Mantenimiento de motores térmicos de dos y cuatro tiempos*. Málaga: ic editorial.

37. Sanz, M. (Enero de 2017). *Optimización del cierre de la válvula de admisión de un motor de combustión interna alternativa*. Obtenido de <http://uvadoc.uva.es/bitstream/10324/22207/1/TFG-I-560.pdf>
38. Sanz, S. (2017). *Motores*. Editex.
39. Shigley, J., & Uicker, J. (2001). *Teoría de máquinas y mecanismos* . México: McGraw Hill.
40. Torregrosa, S. (2015). *Técnica básica de mecánica de vehículos*. España: Elearning S.L.
41. Torres, I., & Ayala, R. (2017). *Tesis*. Obtenido de <http://dspace.esPOCH.edu.ec/bitstream/123456789/7007/1/65T00239.pdf>
42. Vamag. (13 de Marzo de 2017). *Manual de Operación y Mantenimiento* . Italia: CE.
43. Yaselga, J. (2019). *Estudio del desempeño mecánico y emisiones de gases contaminantes en un motor*. Escuela Politécnica Nacional . Quito, Ecuador .

ANEXOS

ANEXO I

PRUEBAS EN EL DINAMÓMETRO



Figura AI.1 Montaje del vehículo en el dinamómetro

ANEXO II



Figura AII.2 Ingreso de datos ficha técnica del vehículo

ANEXO III**Figura AIII.3** Inicio de pruebas dinamométricas

ANEXO IV

Figura AIV.4 Vehículo en pruebas

ANEXO V

RESULTADOS DE LAS PRUEBAS SISTEMA DOHC

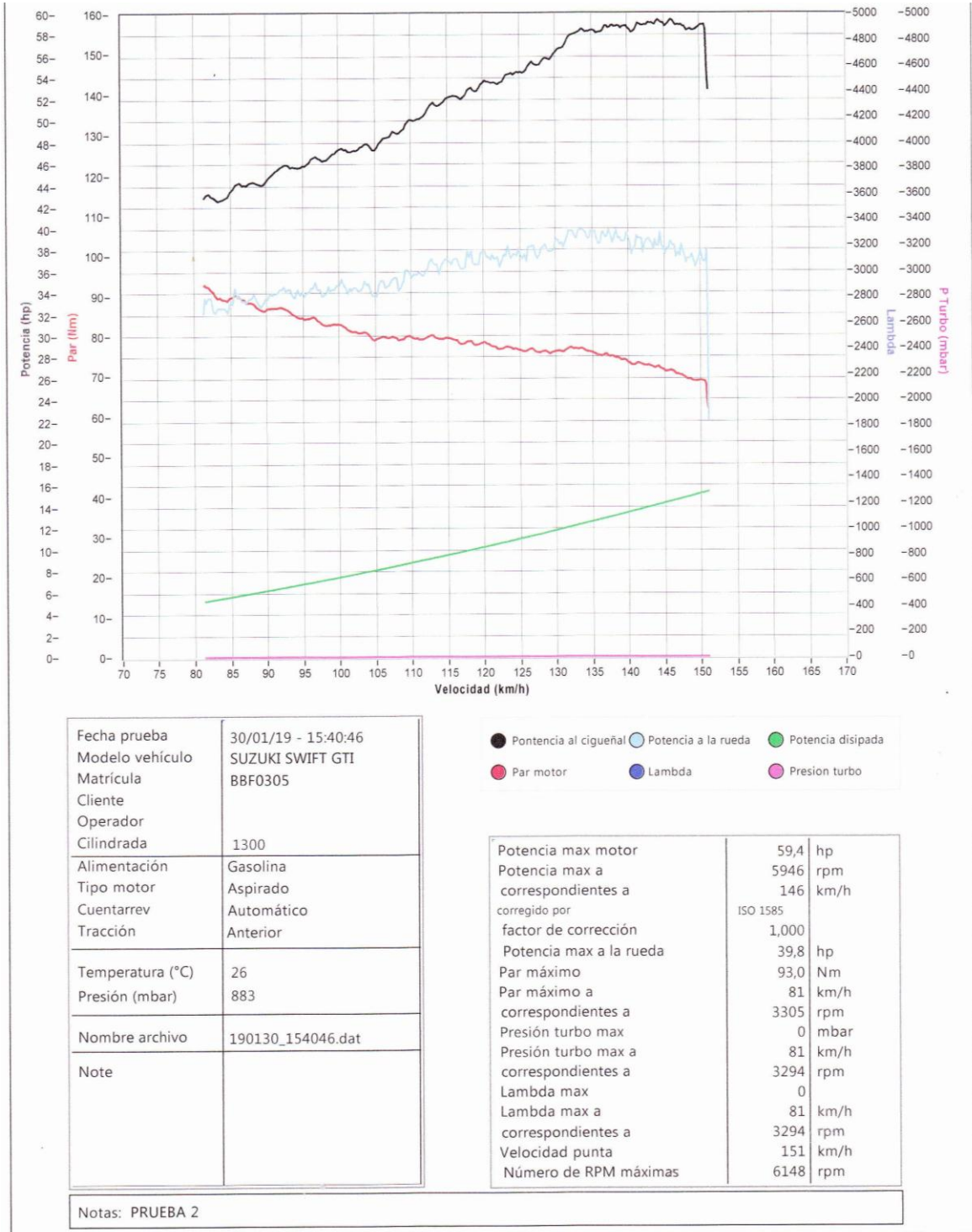


Figura AV.5 Resultados de torque y potencia sistema DOHC prueba 1

ANEXO VI

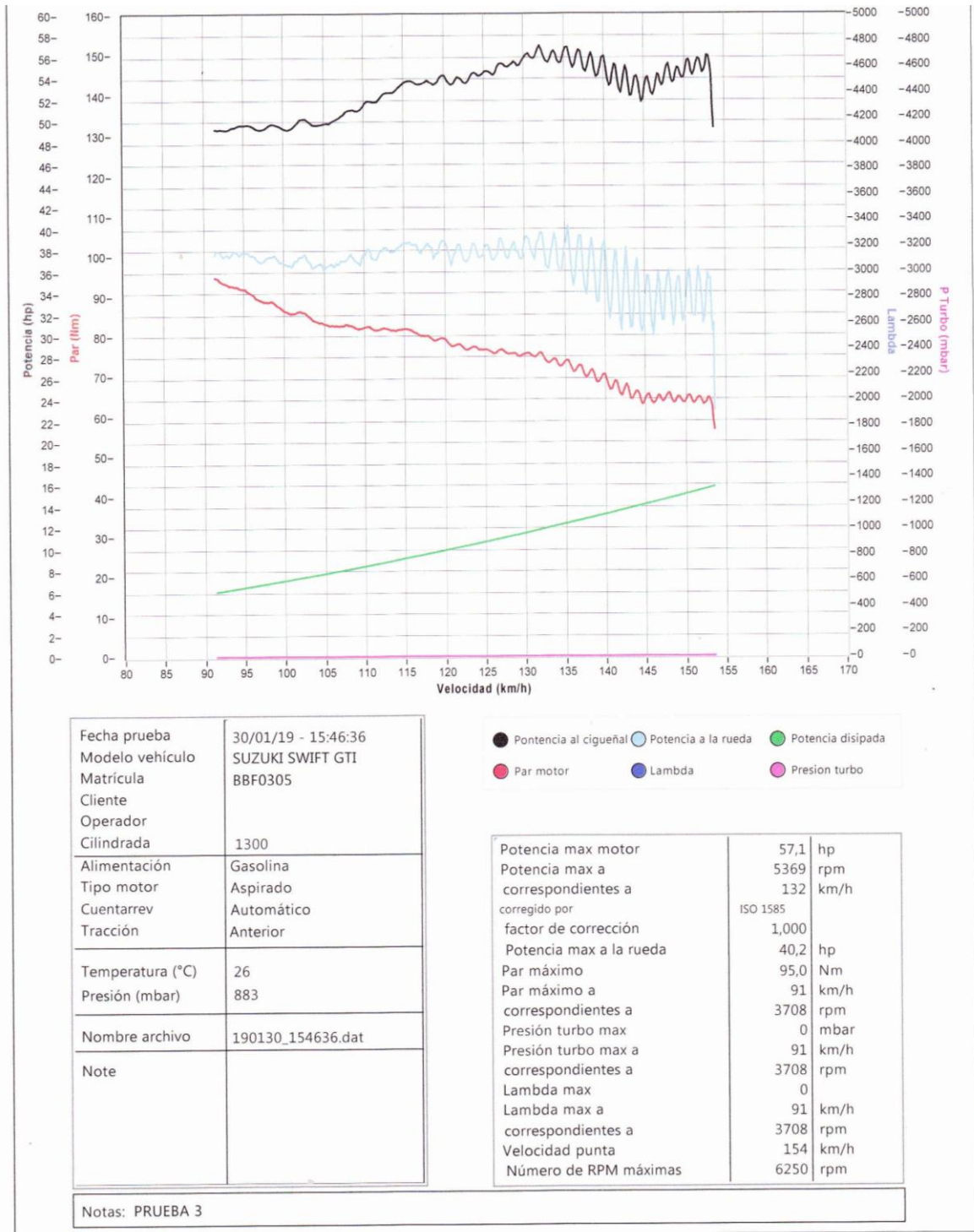


Figura AVI.6 Resultados de torque y potencia sistema DOHC prueba 2

ANEXO VII

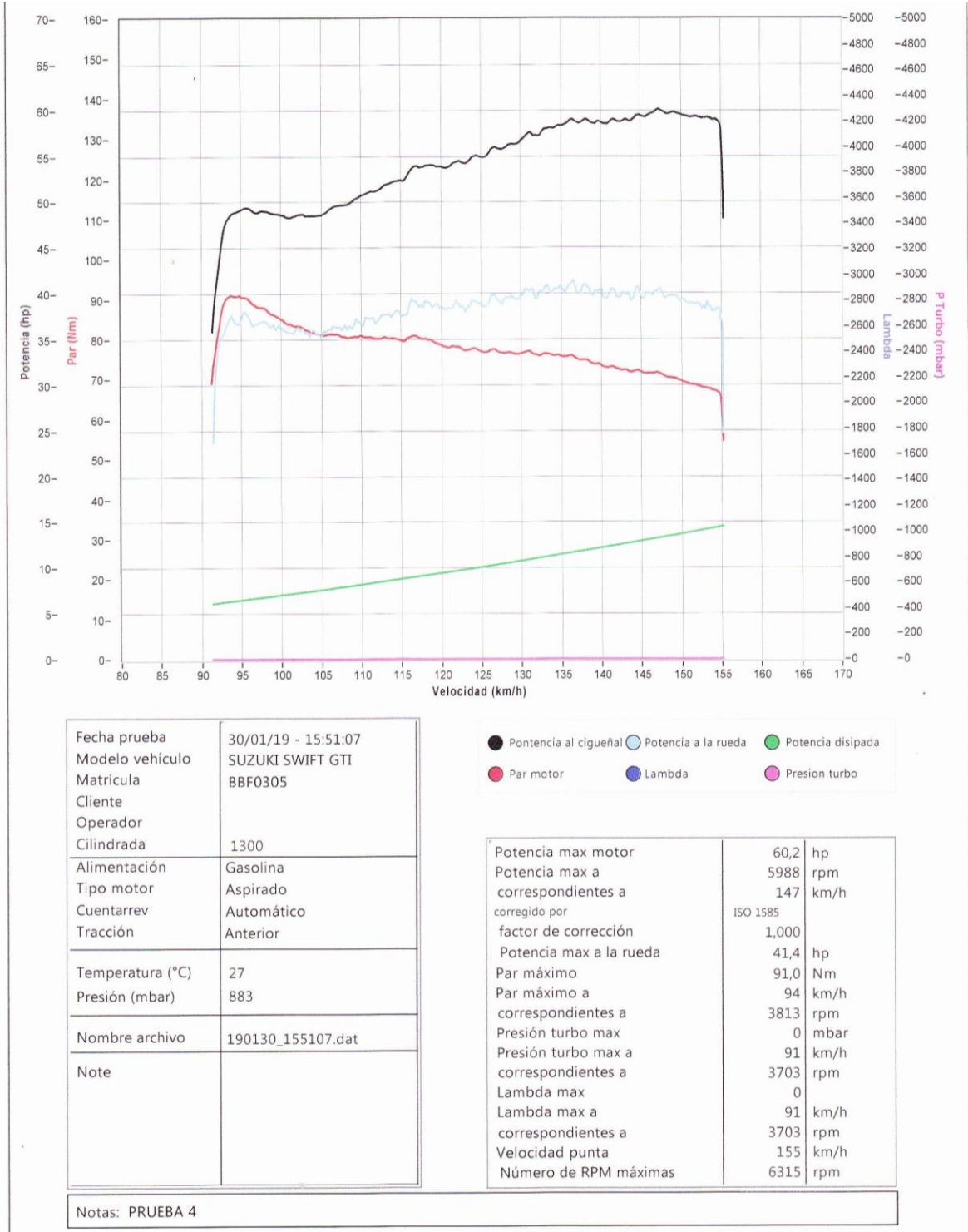


Figura AVII. 7 Resultados de torque y potencia sistema DOHC prueba 3

ANEXO VIII

RESULTADOS DE LAS PRUEBAS SISTEMA SOHC

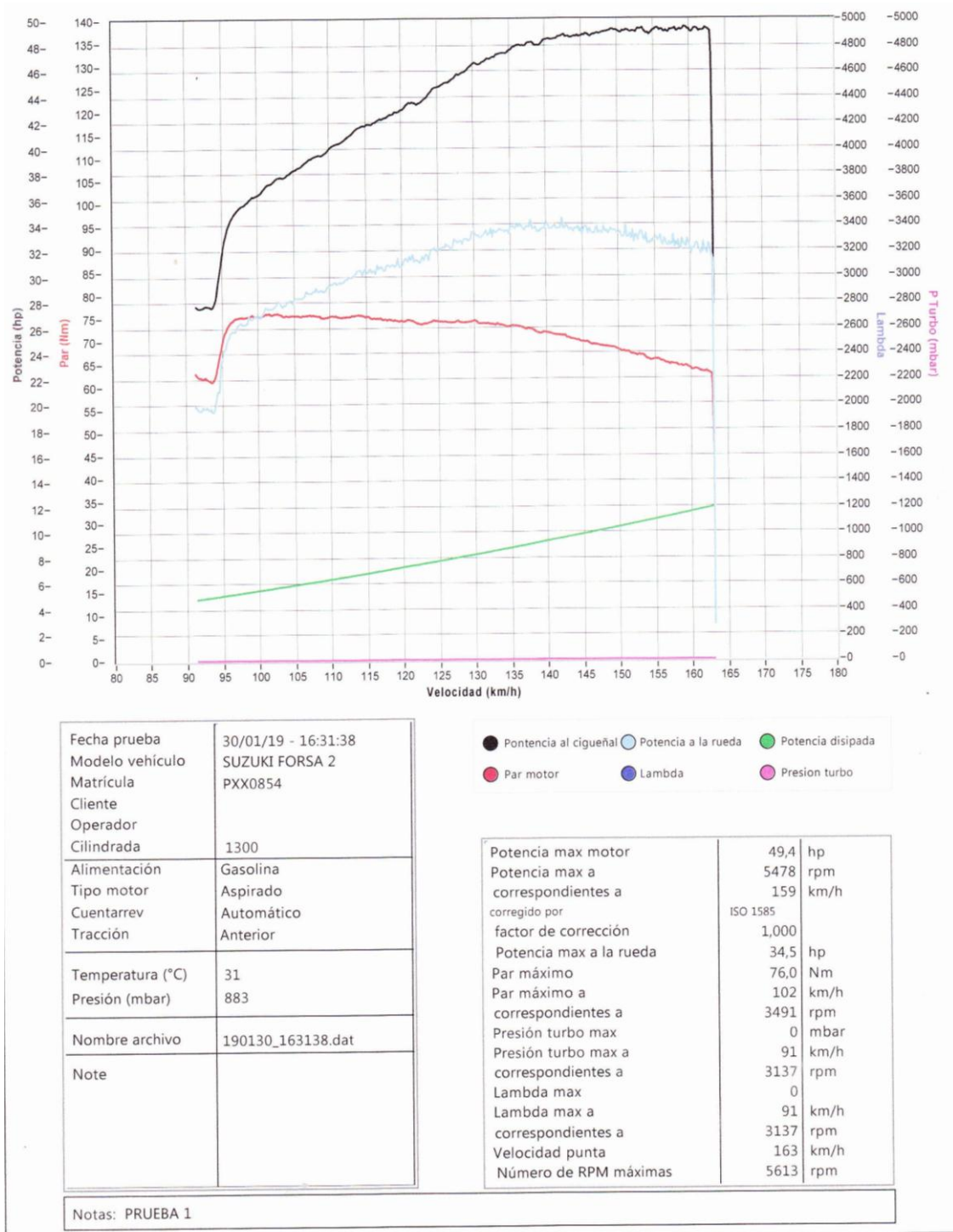


Figura AVIII.8 Resultados de torque y potencia sistema SOHC prueba 1

ANEXO VIII

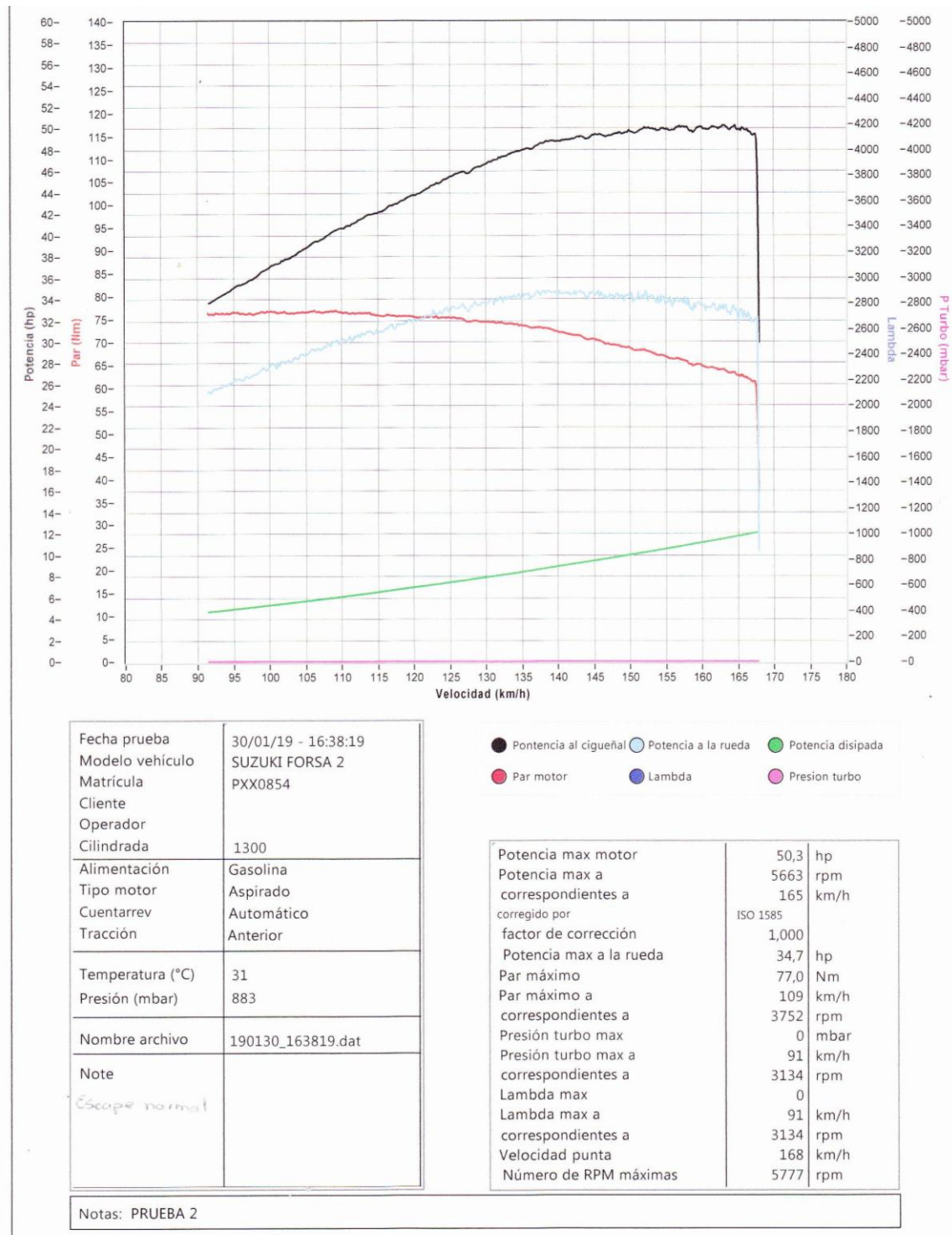


Figura AIX.9 Resultados de torque y potencia sistema SOHC prueba 2