



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

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

TEMA: IDENTIFICACIÓN DE PAR MOTOR Y POTENCIA EN UN MOTOR DE ENCENDIDO PROVOCADO EN FUNCIÓN DEL SISTEMA DE ESCAPE

AUTOR: MARCO ANDRÉS CARRERA LOVATO

DIRECTOR: ING. ERIK PAÚL HERNÁNDEZ RUEDA MSC.

IBARRA, 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 **Identificación de par motor y potencia en un motor de encendido provocado en función del sistema de escape** presentado por el señor **Marco Andrés Carrera Lovato** con número de cédula 1003221734, 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

A handwritten signature in blue ink, reading "Erik Paúl Hernández Rueda", with a stylized flourish at the end.

Ing. Erik Paúl Hernández Rueda 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

En cumplimiento del Art. 144 de la Ley de Educación Superior, hago la entrega del presente trabajo a la Universidad Técnica del Norte para que sea publicada en el Repositorio Digital Institucional, para lo cual pongo a disposición la siguiente información.

DATOS DE CONTACTO			
CEDULA DE IDENTIDAD:	1003221734		
APELLIDOS Y NOMBRES:	Carrera Lovato Marco Andrés		
DIRECCIÓN:	Maldonado y Peñaherrera edificio torres de San Martín		
EMAIL:	marcomecanico12@hotmail.com		
TELÉFONO FIJO		TELÉFONO MÓVIL	0987938502
TÍTULO:	Identificación de par motor y potencia en un motor de encendido provocado en función del sistema de escape		
AUTORES:			
FECHA:	15 / 05 / 2019		
SOLO PARA TRABAJOS DE GRADO			
PROGRAMA:	PREGRADO		
TÍTULO POR EL QUE OPTA	INGENIERÍA EN MANTENIMIENTO AUTOMOTRIZ		
ASESOR/DIRECTOR	Ing. Erik Paúl Hernández Rueda MSc.		

2. CONSTANCIAS

El autor manifiesta que la obra objeto de la presente autorización es original y se la desarrolló, sin violar derechos de autor de terceros, por lo tanto, la obra es original y que es el titular de los derechos patrimoniales, por lo que asume la responsabilidad sobre el contenido de la misma y saldrá en defensa de la Universidad en caso de reclamación por parte de terceros.

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

EL AUTOR:



 Marco Andrés Carrera Lovato

DEDICATORIA

Dedico este trabajo a Dios por ser la mayor inspiración en mi vida y por la culminación de esta etapa; agradezco principalmente a mi familia mi esposa por su motivación, compañeros y amigos de aula que me apoyaron en todo momento y en general a las personas que de una u otra manera me apoyaron para hacer esto posible.

Marco Andrés Carrera Lovato

AGRADECIMIENTO

A mi tutor, Ing. Paúl Hernández MSc. por el apoyo brindado durante el desarrollo de este trabajo de titulación y durante los años de estudio. Al Ing. Carlos Mafla MSc. al Ing. Ignacio Benavides MSc. A los docentes y ex docentes de la Universidad Técnica del Norte por sus enseñanzas en valores y conocimiento.

Marco Andrés Carrera Lovato

ÍNDICE DE CONTENIDOS

	PÁGINA
RESUMEN	XV
INTRODUCCIÓN	XVII
1. REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA	1
1.1 Objetivos.	1
1.1.1 Objetivos 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 Principio de funcionamiento del motor de encendido provocado.	4
1.5.2 Principios termodinámicos	5
1.6 Ciclos de funcionamiento de un motor de encendido provocado	6
1.6.1 Ciclo teórico de los motores de encendido provocado (MEP).	6
1.6.1.1 Tiempo de admisión.	7
1.6.1.2 Tiempo de compresión.	8
1.6.1.3 Tiempo de Explosión.	8
1.6.1.4 Tiempo de Escape.	9
1.6.2 Ciclo real de los motores de encendido provocado (MEP).	10
1.6.2.1 Adelanto a la apertura de la admisión (AAA)	11
1.6.2.2 Retraso al cierre de la admisión (RCA)	11
1.6.2.3 Avance al encendido	12
1.6.2.4 Adelanto a la apertura de escape (AAE)	12
1.6.2.5 Retraso al cierre de escape (RCE)	13
1.6.2.6 Cruce de válvulas	13
1.6.3 Diferencias del ciclo real y ciclo teórico.	13
1.7 Combustible	15
1.7.1 Gasolina.	15
1.7.1.1 Volatilidad	15
1.7.1.2 Poder calorífico	15
1.7.1.3 Octanaje	15
1.8 Dosificación	16
1.8.1 Factor lambda.	16

1.8.2 Tipos de mezcla.	17
1.8.2.1 Mezcla estequiométrica.	17
1.8.2.2 Mezcla rica.	17
1.8.2.3 Mezcla Pobre.	18
1.9 Curvas características	19
1.9.1 Par motor	21
1.9.2 Potencia.	22
1.9.2.1 Influencia del estado del aire en la potencia.	22
1.9.3 Consumo específico.	23
1.10 Tipos de rendimientos en el motor.	24
1.10.1 Rendimiento volumétrico (η_v).	24
1.10.2 Rendimiento térmico (η_c).	25
1.10.3 Rendimiento mecánico	25
1.11 Sistema de escape	25
1.11.1 Proceso de renovación de la carga en el motor.	27
1.11.2 Flujo en los conductos de escape	27
1.11.3 Ondas de presión en los conductos de escape	27
1.11.3.1 Ondas de compresión	27
1.11.3.2 Onda de rarefacción	27
1.11.4 Efecto de las ondas de presión	27
1.11.5 COLECTOR DE ESCAPE	28
1.11.5.1 Configuración (4-2-1)	29
1.11.5.2 Configuración 4-1	30
1.11.5.3 Escape doble	30
1.11.6 Diámetro y longitud para los conductos del múltiple de escape.	31
1.11.6.1 Longitud colector primario (P)	32
1.11.6.2 Diámetro del colector primario	32
1.11.6.3 Longitud colector secundario (Ls)	33
1.11.6.4 Diámetro del colector secundario	33
1.12 Sensor de oxígeno o sonda lambda (Λ).	34
1.12.1 Sonda lambda de dióxido de circonio	35
1.12.1.1 Calefactadas	36
1.12.1.2 No calefactadas	36
1.12.2 Sonda de titanio	37
1.13 Catalizador	38
1.13.1 Funcionamiento	39

1.13.2 Reacciones químicas en el catalizador	40
1.13.2.1 Oxidación	40
1.13.2.2 Reducción	41
1.13.3 Componentes de los gases de escape	42
1.13.4 Comparación de gases de escape antes y después del catalizador	43
1.13.4.1 Hidrocarburos no quemados (HC)	43
1.13.4.2 Monóxido de carbono (CO)	44
1.13.4.3 Óxido de nitrógeno (NO _x)	45
1.14 Silenciador (MUFFLER)	45
1.14.1 Silenciador por absorción	47
1.14.2 Silenciador por reflexión	47
1.14.3 Silenciador mixto	48
2. MATERIALES Y MÉTODOS	49
2.1 Metodología	49
2.2 Materiales y equipos	49
2.2.1 Colectores de escape	49
2.2.2 Dinamómetro de chasis	49
2.2.3 Dinamómetro inercial	50
2.2.3.1 Ficha técnica del dinamómetro	50
2.2.4 Método de aceleración libre	51
2.2.5 Ficha técnica del vehículo de prueba	51
2.2.6 Ubicación del vehículo en el dinamómetro	52
2.2.7 Pruebas de torque y potencia	53
3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN	57
3.1 Prueba dinamométrica número 1, configuración (4-1)	57
3.2 Prueba dinamométrica número 2, configuración (4-1).	58
3.3 Prueba dinamométrica número 3, configuración (4-1).	59
3.4 Prueba dinamométrica número 4, configuración (4-1).	60
3.5 Prueba dinamométrica número 5, configuración (4-1).	61
3.6 Recopilación de los datos de par motor y potencia de la configuración de escape (4-1).	62
3.7 Prueba dinamométrica número 1, configuración (4-2-1).	63
3.8 Prueba dinamométrica número 2, configuración (4-2-1).	64
3.9 Prueba dinamométrica número 3, configuración (4-2-1).	65
3.10 Prueba dinamométrica número 4, configuración (4-2-1).	66
3.11 Prueba dinamométrica número 5, configuración (4-2-1).	67
3.12 Recopilación de datos de par motor y potencia de la configuración de escape (4-2-1).	68

3.13 Comparación curvas par motor y potencia en función del sistema estándar (4-1),(4-2-1)	69
4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	73
4.1 Conclusiones	73
4.2 Recomendaciones	74
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	75
ANEXOS	81

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA NÚM.	PÁGINA
1.1 Comparación de mezclas.	16
1.2 Características del motor en función del porcentaje de mezcla.	19
1.3 Valores de longitud y diámetros para configuraciones 4-2-1 y 4-1.	34
1.6 Tipos de catalizadores	42
2.1 Ficha técnica	50
3.1 Resultados prueba 1	58
3.2 Resultados prueba 2	59
3.3 Resultados prueba 3	60
3.4 Resultados prueba 4	61
3.5 Resultados prueba 5	62
3.6 Resultados obtenidos de las pruebas realizadas con la configuración (4-1)	62
3.7 Resultados prueba 1	64
3.8 Resultados prueba 2	65
3.9 Resultados prueba 3	66
3.10 Resultados prueba 4	67
3.11 Resultados prueba 5	68
3.12 Resultados obtenidos de las pruebas realizadas con la configuración (4-2-1)	68

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA NÚM.	PÁGINA
1.1 Motor de combustión interna.	4
1.2 Diagrama del ciclo teórico motor MEP	7
1.3 Admisión	8
1.4 Compresión	8
1.5 Explosión	9
1.6 Escape.	9
1.7 Diagrama Indicado	10
1.8 Adelanto a la apertura de admisión, retraso al cierre de la admisión.	11
1.9 Expansión	12
1.10 Adelanto a la apertura de escape, retraso al cierre de escape	13
1.11 Diferencias entre el ciclo real y teórico.	14
1.12 Emisiones vs factor Lambda	17
1.13 Influencia del factor λ en el par motor y en el consumo específico de combustible.	18
1.14 Curva característica de potencia, par motor y consumo específico.	20
1.15 Par motor.	21
1.16 Curva de consumo específico	24
1.17 Diagrama del sistema de escape.	26
1.18 Ondas de presión en los conductos de escape.	28
1.19 Colector de escape.	29
1.20 Configuración de los colectores de escape.	29
1.21 Configuración 4-2-1	30
1.22 Configuración 4-1	30
1.23 Curva potencia en función de longitud y diámetro del colector de escape.	31
1.24 Colectores de escape.	32
1.25 Tensión obtenida en función de la cantidad de oxígeno.	35
1.26 Denominación de cables en sondas lambda de dióxido de circonio.	36
1.27 Sonda lambda de titanio.	37
1.28 Denominación de cables en sondas lambda de dióxido de circonio.	38
1.29 Catalizador	39
1.30 Constitución del catalizador	39
1.31 Funcionamiento del catalizador	40
1.32 Oxidación	41
1.33 Reducción	41
1.34 Composición de los gases de escape	42
1.35 Emisiones de HC, antes y después del catalizador	43
1.36 Emisiones de CO, antes y después del catalizador	44
1.37 Emisiones de NOx, antes y después del catalizador.	45
1.38 Silenciador básico	46
1.39 Silenciador	46
1.40 Silenciador por absorción	47

1.41	Silenciador por reflexión	48
2.1	Configuraciones del colector de escape	49
2.2	Ficha técnica del vehículo Suzuki SJ-413	51
2.3	Configuración (4-1)	52
2.4	Configuración (4-2-1)	52
2.5	Colocación de correas de seguridad	53
2.6	Ingreso de datos en el sistema	53
2.7	Selección del valor de la potencia	54
2.8	Ingreso del valor de la velocidad de salida	54
2.9	Principio de la aceleración	55
3.1	Curvas características torque y potencia prueba 1	57
3.2	Curvas características torque y potencia prueba 2	58
3.3	Curvas características torque y potencia prueba 3	59
3.4	Curvas características torque y potencia prueba 4	60
3.5	Curvas características torque y potencia prueba 5	61
3.6	Curvas características torque y potencia prueba 1	63
3.7	Curvas características torque y potencia prueba 2	64
3.8	Curvas características torque y potencia prueba 3	65
3.9	Curvas características torque y potencia prueba 4	66
3.10	Curvas características torque y potencia prueba 5	67
3.11	Comparación curvas de potencia	69
3.12	Comparación curvas torque	70

ÍNDICE DE ECUACIONES

ECUACIÓN	PÁGINA
NÚM	
[1.1] Factor Lambda	16
[1.2] Par motor	22
[1.3] Potencia	22
[1.4] Consumo específico	23
[1.5] Rendimiento volumétrico	25
[1.6] Rendimiento térmico	25
[1.7] Longitud colector primario	32
[1.8] Longitud colector	32
[1.9] Diámetro del colector primario	32
[1.10] Magnitud colector secundario	33
[1.11] Diámetro del colector secundario	33

ÍNDICE DE ANEXOS

ANEXO	PÁGINA
NÚM.	
1. Montaje del vehículo en el dinamómetro	82
2. Colocación de las correas de sujeción	82
3. Configuración (4-1)	83
4. Cambio del sistema de escape configuración (4-2-1)	83
5. Configuración (4-2-1)	84
6. Resultados de torque y potencia configuración (4-2-1) prueba 1	85
7. Resultados de torque y potencia configuración (4-2-1) prueba 2	86
8. Resultados de torque y potencia configuración (4-2-1) prueba 3	87
9. Resultados de torque y potencia configuración (4-2-1) prueba 4	88
10. Resultados de torque y potencia configuración (4-2-1) prueba 5	89
11. Resultados de torque y potencia configuración (4-1) prueba 1	90
12. Resultados de torque y potencia configuración (4-1) prueba 2	91
13. Resultados de torque y potencia configuración (4-1) prueba 3	92
14. Resultados de torque y potencia configuración (4-1) prueba 4	93
15. Resultados de torque y potencia configuración (4-1) prueba 5	94

RESUMEN

El proyecto tuvo como finalidad el estudiar la determinación, el análisis y comparación del par motor y potencia de un motor de encendido provocado (MEP), en función de las diferentes configuraciones del sistema de escape entre los que intervienen las configuraciones del fabricante, la configuración de escape (4-2-1) y la configuración de escape (4-1). En el desarrollo de la revisión bibliográfica se utilizó el método de investigación, el cual permitió recabar información en textos, revistas, sitios web y artículos científicos que permitieron sustentar teóricamente el presente trabajo. Para llevar a cabo la determinación del par motor y potencia se realizaron pruebas dinamométricas en un vehículo marca Suzuki Samurai SJ – 413, utilizando un dinamómetro de rodillos inercial se realizaron cinco pruebas tanto a la configuración de escape (4-2-1) y a la configuración de escape (4-1), obteniendo como resultado curvas características de par motor y potencia que permitieron determinar la variación de los mismos. Mediante un análisis estadístico básico se determinó valores promedios de par motor y potencia con la finalidad de comparar estos valores con los datos del fabricante. Como resultado de la pruebas dinamométricas ejecutadas en el vehículo Suzuki Samurai se obtuvo una potencia promedio de 52,3 hp a 5 860 rpm y un par motor de 78,0 Nm a 3 974 rpm para la configuración de escape (4-2-1), a su vez para la configuración de escape (4-1) se obtuvo un promedio de potencia de 39,4 hp a 4 798 rpm y un par motor a 67,6 Nm a 2 800 rpm, obteniendo una diferencia de potencia entre mencionadas configuraciones del 24% y en referencia al par motor una diferencia en rendimiento del 13%. Con mencionados resultados se concluye que la configuración del sistema de escape (4-2-1) generó mayor rendimiento en par motor y potencia en referencia a la configuración del sistema de escape (4-1).

ABSTRACT

The project was aimed at studying, determination, analysis and comparison of the motor torque and power of a provoked ignition engine (MEP), depending on the different configurations of the exhaust system between those involved in the manufacturer configurations, exhaust configuration (4-2-1) and exhaust configuration (4-1). In the development of the bibliographic review was used the method of investigation, which allowed to collect information in texts, magazines, websites and scientific articles that allowed to support theoretically the present work. To carry out the determination of the torque motor and power were performed torque tests in a vehicle brand Suzuki Samurai SJ – 413, using an inertial roller dynamometer were performed five Tests both the configuration of exhaust (4-2-1) and the exhaust configuration (4-1), resulting in motor torque and power curves that allowed to determine the variation of the same. By means of a basic statistical analysis, average torque and power values were determined in order to compare these values with the manufacturer's data. As a result of the tests torque executed in the vehicle Suzuki Samurai was obtained an average power of 52.3 hp at 5 860 rpm and a torque of 78.0 Nm at 3 974 rpm for the configuration of Exhaust (4-2-1), in turn for the configuration of Escape (4-1) was obtained a Average power from 39.4 hp to 4 798 rpm and a torque to 67.6 Nm at 2 800 rpm, obtaining a power difference between mentioned configurations of 24% and in reference to the torque a difference in performance of 13%. With the aforementioned results it is concluded that the configuration of the exhaust system (4-2-1) generated greater performance in torque and power in reference to the configuration of the exhaust system (4-1)

INTRODUCCIÓN

En el sector automotriz las innovaciones tecnológicas están encaminadas al mejoramiento y las prestaciones del motor, en relación a potencia, par motor, ahorro de combustible y emisiones contaminantes.

Los progresos tecnológicos son innumerables en la industria automotriz, en la actualidad no se puede pensar en el sistema de escape como un simple conducto de eliminación de gases, ya que este sistema y sus diferentes configuraciones es un conjunto integrado e inteligente determinante en el desarrollo del motor.

En la sustentación teórica del presente trabajo de investigación se hace referencia al sistema de evacuación de gases contaminantes del motor y las diferentes configuraciones de colectores de escape (4-2-1) y configuración de escape (4-1) en función de su estructura, características, diferencias y prestaciones.

Una vez conceptualizado la configuración del sistema de escape (4-2-1) y el sistema de escape (4-1), se procede a realizar pruebas en un dinamómetro de chasis inercial, con el objetivo de determinar valores de par motor y potencia de cada una de la configuraciones anteriormente detalladas, con los valores obtenidos de par motor y potencia en las pruebas dinamométricas se procede a interpretar, analizar y comparar las configuraciones (4-2-1) y (4-1), determinando mediante estos valores que sistema genera mayor par motor y potencia.

Cabe recalcar que las pruebas dinamométricas se realizan tanto a la configuración de escape (4-2-1) y la configuración de escape (4-1) bajo los mismos parámetros y normas establecidas para mencionadas pruebas.

Como parte final se redactan las conclusiones y recomendaciones de presente trabajo. En los anexos se detalla las gráficas y valores obtenidos en las pruebas dinamométricas.

1. REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA

1.1 OBJETIVOS.

1.1.1 OBJETIVOS GENERAL.

Caracterizar el par motor y potencia en un motor de encendido provocado en función del sistema de escape.

1.1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.

1. Investigar bibliográficamente acerca de la incidencia del sistema de escape en el torque y potencia de un vehículo de ciclo Otto.
2. Realizar pruebas dinamométricas con las diferentes configuraciones del sistema de escape.
3. Analizar datos del par motor y potencia.

1.2 JUSTIFICACIÓN.

En la actualidad no se puede pensar en el sistema de escape como un simple conducto de eliminación de gases ya que se ha convertido en una parte integral de la arquitectura del tren motriz involucrando el rendimiento del motor y la reducción de las emisiones (Teo, 2013, pág. 14).

La presente investigación se enfoca en la determinación del par motor y potencia real en un motor de encendido provocado, en función de las diferentes configuraciones del sistema de escape, para lo cual se realiza pruebas dinamométricas con la finalidad de obtener valores de los parámetros anteriormente mencionados, comparar con los sistemas de escape convencional y poder seleccionar el sistema más idóneo para obtener el máximo desempeño del motor.

1.3 ALCANCE.

Investigar bibliográficamente acerca de la incidencia del sistema de escape en el torque y potencia de un vehículo de ciclo Otto, se estudia las diferentes alternativas en sistemas de escape, se define las características de cada componente del sistema de escape y se realiza una tabla comparativa entre los diferentes sistemas de escape en base a parámetros físicos y económicos.

Realizar pruebas dinamométricas con las diferentes configuraciones del sistema de escape, se realiza pruebas dinamométricas con la finalidad de conocer la potencia real de un motor y se obtiene datos de potencia y par motor de los diferentes sistemas de escape.

Analizar datos del par de motor y potencia, se realiza una tabla comparativa de los valores de potencia y par motor obtenidos mediante la prueba dinamométrica, se identifica la variación de potencia y par motor con los diferentes sistemas de escape y se selecciona el mejor sistema de escape en base al análisis de resultados emitidos por el dinamómetro.

1.4 ANTECEDENTES.

En el año de 1712, fue creado el primer motor a vapor por Thomas Newcoman y mejorado por James Watt (Rei, 2013, pág. 12), a pesar que llegó como una sustitución deseada del motor de vapor, el motor de combustión interna era excesivamente ruidoso y emitía gran cantidad de gases nocivos, que generalmente recibían directamente los ocupantes del vehículo (Rivas, 2013, pág. 20).

Debido a este gran problema se han desarrollaron los primeros sistemas de evacuación de gases (sistema de escape), que al principio constaban de formas irregulares en lo referente al diseño y distribución de tuberías, las cuales tenían como finalidad de llevar los gases de la combustión del motor a la parte posterior del vehículo y enviarlos hacia la atmósfera (Rivas, 2013, pág. 21).

Los inventores de este estupendo dispositivo mecánico son los estadounidenses Milton Reeves y Marshall Reeves de Columbus Indiana, dicho invento lo patentaron el 11 de mayo de 1897 (Aranguren, 2018, pág. 10).

Las tendencias actuales del desarrollo de tecnologías de vehículos están enfocadas por los esfuerzos hacia el rendimiento del motor, explícitamente mejoras en el desarrollo del sistema de escape, con la finalidad de mejorar el confort acústico, prestaciones del motor (potencia, par motor, consumo) sin dejar de cumplir con las regulaciones ambientales vigentes (Rivas, 2013, pág. 22).

En la actualidad se han realizado varias investigaciones significativas en varios países para el diseño del sistema de escape siendo estos desarrollados para mejorar el rendimiento.

India: Realizó un estudio en el año 2008 sobre sistemas de escapes automotrices para mejorar el rendimiento del motor, basado en el análisis de transferencia de calor con la finalidad de

distribuir uniformemente el calor para mejorar la vida útil de los componentes del sistema de escape y comprender los fenómenos físicos que tienen lugar en el sistema (Vasava, 2018, pág. 32).

Suecia: Realizó su investigación en el año 2013 sobre el estudio dinámico del sistema de escape en función de distintos tipos de tubos flexibles ya sean estos con revestimiento interno o junta rígida con la finalidad de reducir la transmisión de vibraciones (Wall, 2013, pág. 12).

A medida que los vehículos se van perfeccionando, el sistema de escape también lo hace en cuanto a las prestaciones de todos sus componentes, convirtiéndose en un tema cada vez más científico y pasando hacer un tema significativo en trabajos de investigación.

No obstante, lo que se considera suficiente para un motor de serie, con frecuencia no es aceptable cuando se busca obtener las máximas prestaciones que genera un motor y lograr un alto rendimiento.

Corea en la actualidad estudia la posibilidad de implementar una válvula electrónica con la finalidad de evitar la contrapresión en el sistema de escape, basados en el análisis del flujo de los mismos, puesto que dicho fenómeno reduce significativamente el rendimiento del motor (Choe & etal, 2015, pág. 21).

La empresa alemana Eberspächer trabaja en desarrollo de productos tecnológicos del sistema de escape denominado ActiveSilence el cual permite neutralizar las ondas de sonido que genera el motor de combustión interna, a su vez su tamaño es más compacto disminuyendo su peso en un 30% en comparación al sistema de escape convencional además de reducir la presión de retorno al motor (Eberspächer, 2017, pág. 6).

1.5 MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA.

Para poner en funcionamiento el motor de combustión interna es necesario la energía mecánica, dicha energía se puede obtener utilizando la energía térmica misma que se obtiene de la quema de combustibles de naturaleza orgánica tales como los hidrocarburos. Dentro de los equipos que transforman la energía térmica en trabajo se encuentran los motores de combustión interna, los cuales consumen el 80% de la energía derivada de los hidrocarburos a nivel mundial. Los motores de combustión interna tienen como propósito producir trabajo mecánico a partir de la energía química contenida en un combustible a su vez de liberar

energía mediante la quema u oxidación del combustible dentro del motor (Hernández & Rafael, 2014, pág. 18).



Figura 1. 1 Motor de combustión interna.

(MotorGIGA, 2015, pág. 24)

1.5.1 PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DEL MOTOR DE ENCENDIDO PROVOCADO.

El motor térmico permite tener energía mecánica a partir de la energía térmica almacenada en el fluido (gasolina). Si el estado térmico se genera por el combustible dentro del motor, se tendrá un motor de combustión interna (MCI). Cuando la transmisión de trabajo se efectúa mediante el desplazamiento lineal de un émbolo, el motor se considera alternativo (Payri & Muñoz, 2011, pág. 56).

La evolución del combustible en los motores de encendido provocado (MEP), es básicamente; la admisión del fluido en el cilindro (aire-combustible), compresión del mismo, combustión y expansión, y en su última fase la expulsión de productos quemados (Payri & Muñoz, 2011, pág. 58).

El funcionamiento de los motores de encendido provocado (MEP) se basa en el ciclo termodinámico denominado OTTO, es decir, son motores que tienen la capacidad de transformar la energía química de un combustible en energía mecánica, en el motor de encendido provocado se introduce una mezcla de aire combustible en un cilindro cerrado, en el cual se desplaza el pistón y en su parte superior logra comprimir la mezcla la cual se enciende mediante un chispa, obteniendo un incremento de presión en el interior de la cámara de combustión y cuyo tiempo se optimiza para la generación de energía más eficiente denominado rendimiento térmico, los gases calientes quemados a alta presión proporcionan la energía que impulsa al pistón hacia abajo, este movimiento lineal es transformado en un movimiento giratorio mediante el mecanismo biela-manivela (Griffiths & Barnard, 2012, pág. 54).

1.5.2 PRINCIPIOS TERMODINÁMICOS

Para comprender el funcionamiento de los motores de combustión interna es necesario conocer los conceptos de la termodinámica, tales como trabajo y calor los cuales son fuente de energía (Hernández & Rafael, 2014, pág. 45).

En términos mecánicos la energía se puede definir como, la capacidad para producir un trabajo en forma de movimiento. De ahí para realizar cualquier trabajo sea necesario transmitir energía de un lugar a otro (Lexus , 2001, pág. 34).

Dentro del tipo de energías que se producen en el interior de un motor de combustión interna se puede considerar la energía química, térmica y mecánica las cuales corresponden respectivamente a la capacidad de producir trabajo. El trabajo es energía mecánica en transición por lo cual no puede ser almacenada en un campo o sistema (Hernández & Rafael, 2014, pág. 48).

Un ciclo termodinámico es un proceso o conjunto de procesos que dejan nuevamente el sistema en el estado original que tenía antes de que se realizara, un sistema es una porción de espacio o cantidad de materia que se selecciona para que se desarrolle el proceso. Todo lo ajeno al sistema se conoce como alrededores y el límite real o hipotético entre su sistema y sus alrededores se denomina fronteras (Hernández & Rafael, 2014, pág. 50). Los sistemas termodinámicos generalmente se clasifican en dos categorías, los sistemas cerrados, los cuales hacen referencia que no existe transferencia de masa entre el sistema y sus alrededores y los sistemas abiertos en los cuales, si existen transferencia de masa entre el sistema y sus

alrededores, es decir, el flujo de masa que entra al sistema es igual al flujo que sale de éste (Hernández & Rafael, 2014, pág. 51).

Entre los ciclos termodinámicos que se llevan a cabo en el interior de un motor de encendido provocado se puede citar las siguientes transformaciones tales como: adiabáticas, isobáricas, isocóricas e isotérmicas, mismas que definen su funcionamiento sin flujo de calor hacia o desde el sistema, a presión constante, volumen constante y temperatura constante respectivamente

1.6 CICLOS DE FUNCIONAMIENTO DE UN MOTOR DE ENCENDIDO PROVOCADO

El motor de cuatro tiempos se denomina así, porque se requieren cuatro carreras del émbolo, es decir, dos revoluciones del motor, para realizar un ciclo completo. En los MEP, en los cuales se dispone al término de la etapa de compresión de una mezcla aire-combustible la cual es prácticamente homogénea, el proceso de combustión da inicio por una causa externa, usualmente por la chispa producida en una bujía, la cual se propaga por un frente de llama al resto de la cámara de combustión, se denomina motor de cuatro tiempos ya que se requiere de cuatro carreras del émbolo, o dos revoluciones del motor para realizar un ciclo completo el cual comprende admisión, compresión, explosión y escape (Payri & Muñoz, 2011, pág. 60).

1.6.1 CICLO TEÓRICO DE LOS MOTORES DE ENCENDIDO PROVOCADO (MEP).

Como se muestra en la figura 1.2, el diagrama se denomina teórico hipotético de presión-volumen, que se compone de dos transformaciones adiabáticas y dos isócoras además se consideran ciertas suposiciones que idealizan el proceso.

Se considera al pistón como un sistema cerrado, sin embargo, esto no es cierto ya que existe ingreso y salida de masa, además existe intercambio de calor a través de las paredes ya que el proceso no es adiabático ni irreversible (Montesinos, 2017, pág. 35). Se consideran calores específicos durante el ciclo como constantes, este parámetro no se cumple ya que varía en función de la temperatura (Montesinos, 2017, pág. 35). El eje de las abscisas (x) hace referencia al volumen dentro del cilindro, el eje de las ordenadas (y) indica la presión dentro del cilindro.

Del punto 0 al punto 1 se produce la admisión de mezcla aire combustible con un aumento de volumen a presión atmosférica. Del punto 1 al punto 2 inicia el tiempo de compresión, en el cual el aire se comprime y la presión dentro del cilindro aumenta significativamente dependiendo este valor de la relación de compresión, cabe recalcar que este proceso es adiabático. La carga comprimida se enciende a volumen constante acompañado por un aumento en la presión desde el punto 2 hasta el punto 3. Durante la carrera de potencia el volumen de la carga aumenta y la presión disminuye, este proceso está representado por la línea del punto 3 al punto 4, este proceso también es de naturaleza adiabática. En el cuarto tiempo 4-0 se abre la válvula de escape y se produce un descenso de presión, que se indica mediante la línea 4-1 por un proceso a volumen constante (isócara), a continuación, el pistón avanza al punto muerto superior y expulsa los gases producto de la combustión (Srinivasan, 2007, pág. 45).

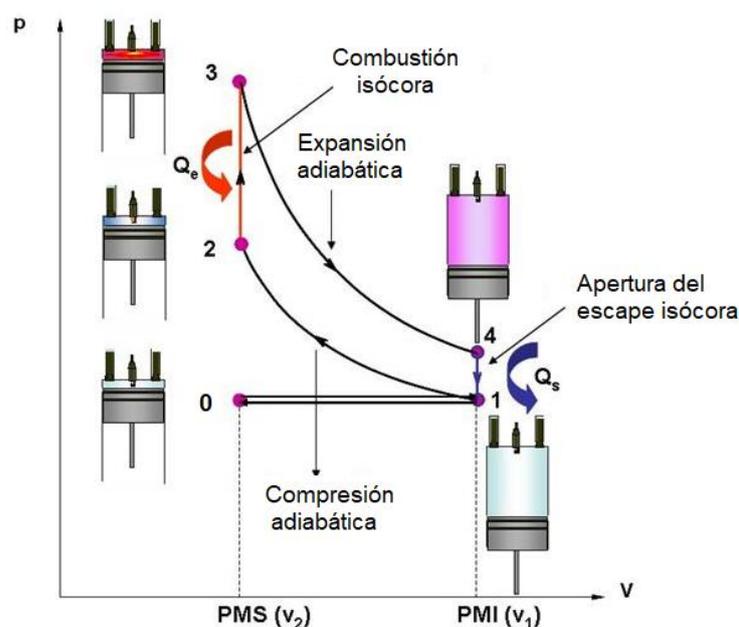


Figura 1.2 Diagrama del ciclo teórico motor MEP

(Navarro, 2012, pág. 34)

1.6.1.1 Tiempo de admisión.

Cuando el pistón inicia su carrera desde el punto muerto superior (PMS), se crea una depresión en el interior del cilindro, que permite llenar el cilindro con los gases que llegan a él a través de la válvula de admisión abierta y procedentes del sistema de formación de mezcla. Cuando el pistón llegue al punto muerto inferior (PMI), el cigüeñal habrá recorrido 180° y teóricamente la válvula de admisión de cerrará (Payri & Muñoz, 2011, pág. 54).

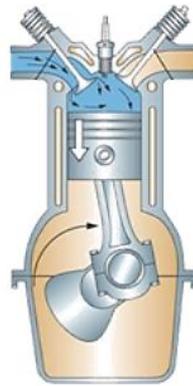


Figura 1.3 Admisión

(Ríos, 2016, pág. 22)

1.6.1.2 Tiempo de compresión.

En este ciclo el pistón empieza a desplazarse desde el punto muerto inferior (PMI) hacia el punto muerto superior (PMS) con las válvulas cerradas, el émbolo recibe un trabajo que le permite realizar la compresión adiabática de la mezcla, al final de la cual el volumen se ha reducido al de la cámara de combustión, incrementando la presión hasta un valor máximo que depende de la relación de compresión (Navarro, 2012, pág. 35).

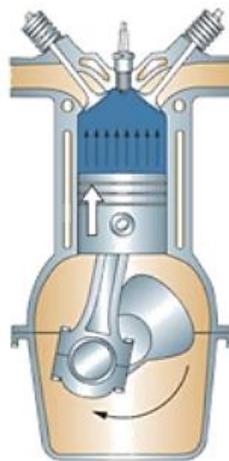


Figura 1.4 Compresión

(Ríos, 2016, pág. 23)

1.6.1.3 Tiempo de Explosión.

En este tiempo el pistón llega al punto muerto superior (PMS) y se enciende la chispa generada por la bujía, y se combustiona la mezcla comprimida a una presión elevada y se efectúa la explosión siendo este a volumen constante y aumentando su temperatura en un rango de entre $1\ 500^{\circ}\text{C}$ – $2\ 200^{\circ}\text{C}$ y una presión que oscila entre $30\ \text{Atm}$ ($440\ \text{Psi}$) – $40\ \text{Atm}$ ($587\ \text{Psi}$), liberando la energía química de la mezcla que se combustiona, a

continuación el sistema constituido por los productos de la combustión realizan la expansión adiabática hasta alcanzar el punto muerto inferior realizándose el trabajo, cabe recalcar que en este proceso la válvulas se encuentran cerradas (Navarro, 2012, pág. 36).

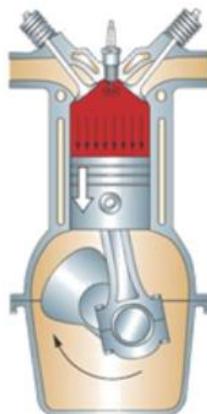


Figura 1.5 Explosión

(Ríos, 2016, pág. 24)

1.6.1.4 Tiempo de Escape.

En este tiempo la válvula de admisión permanece cerrada y la válvula de escape se abre disminuyendo rápidamente la presión con un proceso isocórico, es decir, a volumen constante, donde el pistón asciende al punto muerto superior eliminando los gases de escape, completando así un ciclo de trabajo donde el cigüeñal ha girado 720° , la fase de admisión y escape constituyen principalmente la renovación de la carga del motor (Navarro, 2012, pág. 37).

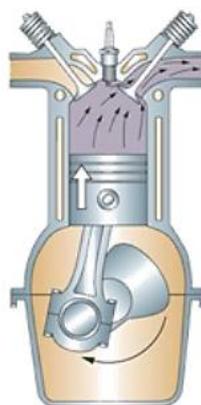


Figura 1.6 Escape.

(Ríos, 2016, pág. 25)

Los fenómenos de compresibilidad e inercia del fluido que circula por el motor conducen, para optimizar el proceso de renovación de la carga y dado el elevado régimen de los

motores, a la apertura de la válvula de admisión antes del punto muerto superior (PMS) y al cierre después del punto muerto inferior (PMI), así como la apertura de la válvula de escape antes del PMI y al cierre después del PMS. Por otra parte, la combustión de la mezcla comprimida en el cilindro no es instantánea, sino que requiere un determinado tiempo, por lo que la chispa debe saltar en la bujía antes de que el pistón alcance el punto muerto superior (Payri & Muñoz, 2011, pág. 56).

En la práctica, para un ciclo real, la combustión teórica a volumen constante no se puede realizar ni tampoco sería aconsejable hacerlo por el golpe brusco que ello significa y las cargas sobre los componentes del motor, para aproximarse al proceso teórico, es necesario que se produzca el encendido antes de que el pistón llegue al punto muerto superior (Navarro, 2012, pág. 39).

1.6.2 CICLO REAL DE LOS MOTORES DE ENCENDIDO PROVOCADO (MEP).

El ciclo real de un motor de encendido provocado refleja las condiciones efectivas de funcionamiento del motor y se presenta en un diagrama P-V al cual se le denomina Diagrama Indicado como se muestra en la figura 1.7.

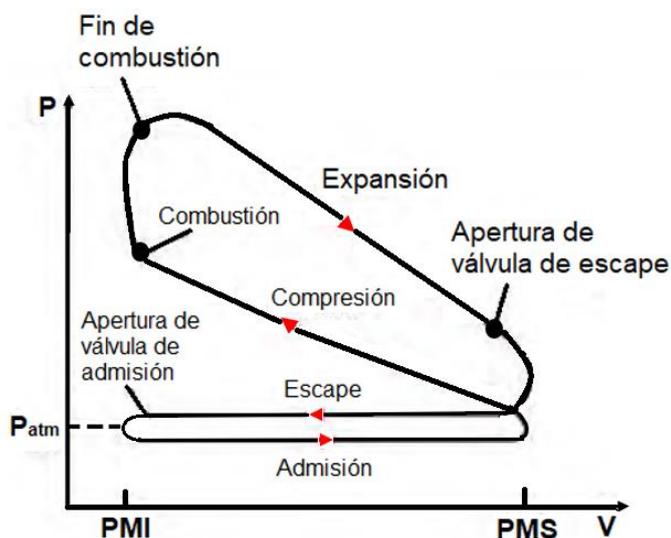


Figura 1.7 Diagrama Indicado

(Montesinos, 2017, pág. 85)

En el ciclo teórico no se consideran las pérdidas de energía que se producen por la fricción entre el émbolo y cilindro en forma de calor, cuando el pistón se desplaza en el ciclo de expansión y compresión, mencionada pérdida de energía es la más considerable en comparación con la pérdida de llenado en el ciclo de admisión de la carga, las pérdidas

Como se muestra en la figura 1.8, el tiempo de compresión se acorta en el ciclo real, es decir, este tiempo inicia cuando termina el retraso al cierre de admisión, el pistón ha iniciado la carrera ascendente y antes de alcanzar el PMS enciende la chispa en la bujía denominado avance al encendido (AE) (Iglesias, 2013, pág. 62).

1.6.2.3 Avance al encendido

Este adelanto consigue compensar el tiempo necesario para que al final de la combustión el movimiento del pistón en su fase de trabajo sea mínimo (Montesinos, 2017, pág. 87).

El trabajo inicia cuando se produce la explosión de la mezcla, es decir, antes de que el pistón llegue al punto muerto superior, consiguiendo así la máxima presión de los gases quemados, superior a 60 bar, produciéndose en el PMS. Las dos válvulas se encuentran cerradas, la presión de los gases desplaza el pistón desde el punto muerto superior al punto muerto inferior transformándose en trabajo mecánico. La válvula de escape se abre antes de que el pistón llegue al PMI (Iglesias, 2013, pág. 63).

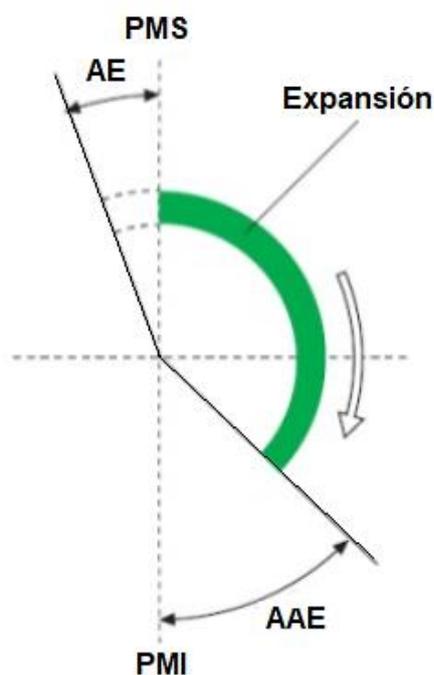


Figura 1.9 Expansión

(Iglesias, 2013, pág. 63)

1.6.2.4 Adelanto a la apertura de escape (AAE)

Esta cota de distribución consigue que la presión interna disminuya, y cuando se inicie el escape la válvula este completamente abierta, evitando de esta manera el estrangulamiento

y pérdida de energía necesaria para realizar el barrido de los gases (Montesinos, 2017, pág. 88).

1.6.2.5 Retraso al cierre de escape (RCE)

Consigue una mejor evacuación de los gases quemados, evitando así que los gases residuales queden en el interior del cilindro impidiendo la entrada de gases frescos (Montesinos, 2017, pág. 88).

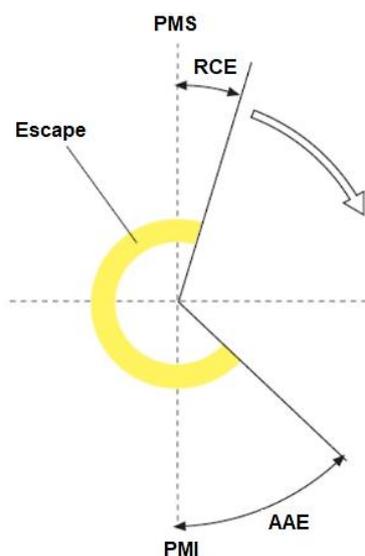


Figura 1.10 Adelanto a la apertura de escape, retraso al cierre de escape

(Iglesias, 2013, pág. 45)

1.6.2.6 Cruce de válvulas

Este tiempo está comprendido entre las cotas de adelanto a la apertura de admisión (AAA) y retraso al cierre de escape (RCE), es decir, cuando las válvulas de admisión y escape se encuentran simultáneamente abiertas, en conclusión este cruce valvular optimiza la evacuación de los gases quemados y hace que ingrese una mezcla de aire más pura posible (Hernández & Rafael, 2014, pág. 62).

1.6.3 DIFERENCIAS DEL CICLO REAL Y CICLO TEÓRICO.

El proceso de ignición del combustible no es instantáneo, y la chispa salta antes de que el pistón alcance el PMS para optimizar el proceso de combustión. Ya que si lo hiciera justo cuando llega al PMS la combustión se daría cuando el pistón este descendiendo por lo que se pierde trabajo útil. La pérdida de trabajo se reduce al anticipar la chispa antes de que llegue al PMS (Montesinos, 2017, pág. 90).

Durante la admisión y el escape no se realizan a presión constante, como se considera en el ciclo teórico, existiendo una pérdida de energía debido al rozamiento del fluido al desplazarse (Montesinos, 2017, pág. 90).

Por estos motivos la curva del diagrama del ciclo Otto real se presente con curvas más suavizadas que el diagrama del ciclo ideal y, por ende, al considerar todas las irreversibilidades, el trabajo indicado que realiza el motor sepa inferior que el trabajo teórico que presentaría considerando un ciclo Otto ideal (Montesinos, 2017, pág. 91).

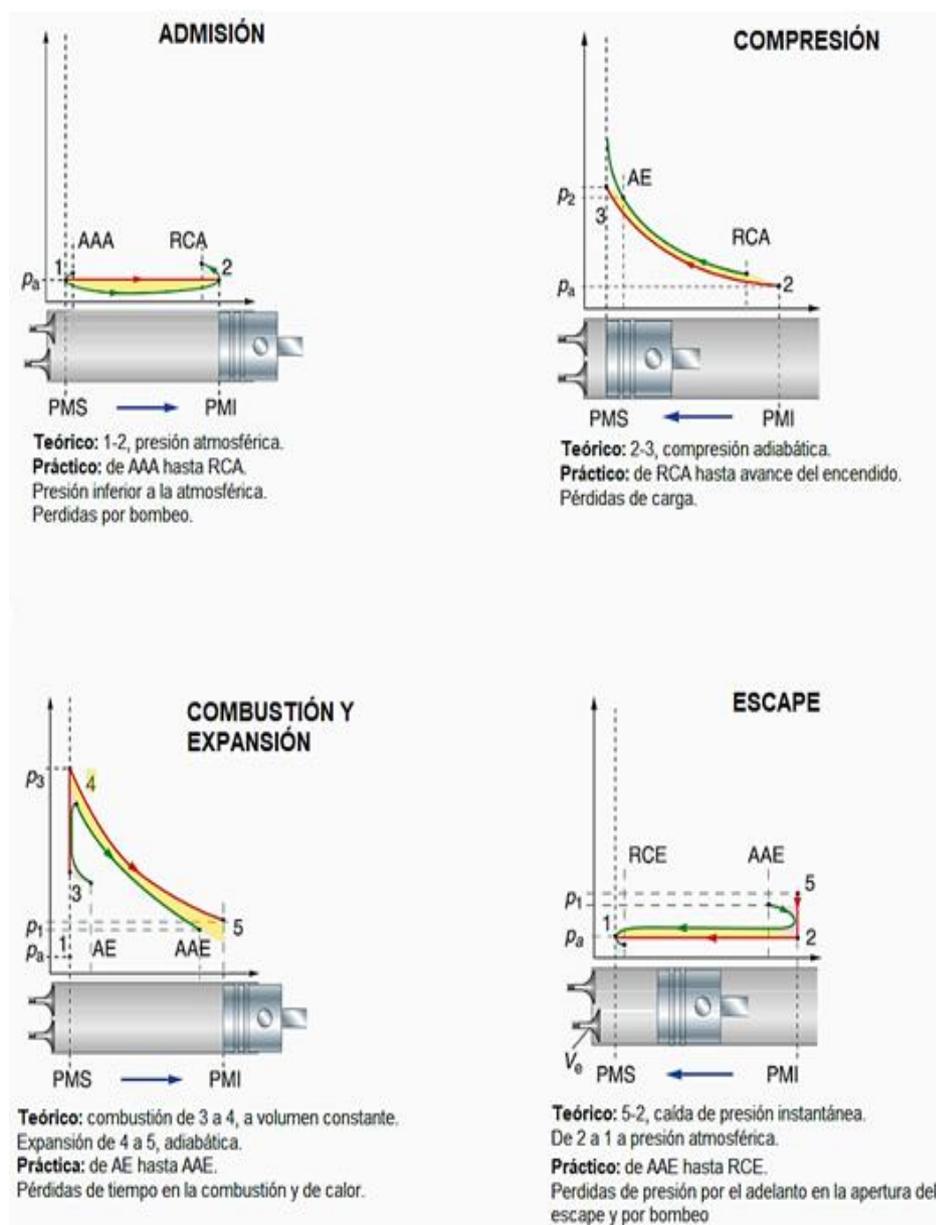


Figura 1.11 Diferencias entre el ciclo real y teórico.

(Sanz, Motores, 2017, pág. 35)

1.7 COMBUSTIBLE

Los combustibles derivados del petróleo son empleados en la automoción, siendo por tanto de origen mineral, el proceso para su obtención es por destilación fraccionaria del cual se extraen los llamados hidrocarburos, a su vez se obtiene los denominados carburantes, entre los cuales se encuentra la gasolina que son empleados en los motores de ciclo Otto (Pérez, 2017, pág. 97).

1.7.1 GASOLINA.

Es el subproducto más volátil y, por tanto, el que primero se destila a una temperatura de 200°C aproximadamente, está formada por un gran número de hidrocarburos, a los cuales se le añaden diversos aditivos para mejorar sus características dentro de sus componentes algunos de ellos son tóxicos para el ser humano, entre los cuales se puede citar el plomo, azufre, benceno, por lo que sus porcentajes máximos están limitados de acuerdo a la Norma Técnica Ecuatoriana INEN 093 y sus propiedades se detallan a continuación: (Pérez, 2017, pág. 98).

1.7.1.1 Volatilidad

Es la facilidad con la que el combustible se vuelve vapor en condiciones determinadas, el combustible debe tener un punto de destilación bajo para permitir un buen arranque en frío (Parada & Villalva, 2016, pág. 14).

1.7.1.2 Poder calorífico

Es la capacidad de producir trabajo, mediante la transformación de su energía química en energía calorífica, las gasolinas comerciales en nuestro país oscilan entre 40 065KJ/Kg y 38 626 KJ/Kg para la gasolina extra y super respectivamente, cuando menos masa se necesita para liberar la energía se dice que tiene un mayor poder calorífico (Parada & Villalva, 2016, pág. 15).

1.7.1.3 Octanaje

El índice de octano es uno de los factores que influyen en el rendimiento de un motor condicionando incluso su diseño y fabricación. Cuanto mayor sea el número de octano más elevado podrá ser el ángulo de avance al encendido que soporte el motor, influyendo en un mayor rendimiento al incrementarse la presión media efectiva. Así mismo la relación de compresión también depende del índice de octano del combustible que se utilice pudiendo ser tanto más alto cuanto mayor sea el índice de octano permitiendo con esto obtener un

rendimiento térmico mucho más elevado, el índice de octano en las gasolinas de nuestro país oscila entre 87 octanos para el combustible extra y 92 octanos para el combustible super (Pérez, 2017, pág. 63).

1.8 DOSIFICACIÓN

La mezcla de aire-combustible que alimenta los motores de ciclo Otto deben ajustarse a características perfectamente definidas. La dosificación de la mezcla o dosado es la relación entre la cantidad de combustible y aire presente en la mezcla. Esta proporción influye en la rapidez de la combustión y la proporción considerada ideal es *1gr* de gasolina por cada *14.7 gr* de aire en peso o *1 l* de gasolina por cada *10000 l* de aire en volumen. En teoría la dosificación ideal da como resultado una combustión rápida y completa de la mezcla, aunque en realidad la máxima velocidad de combustión se consigue con una mezcla ligeramente rica, pero para obtener un rendimiento óptimo del motor se ha de aprovechar toda la energía del combustible, para ello se debe quemar por completo, lo cual se consigue con un ligero exceso de aire. En cuanto a la homogeneidad de la mezcla significa que esté presente la misma composición en todos sus puntos (Pardiñas & Feijoo, 2018, pág. 45).

1.8.1 FACTOR LAMBDA.

Es el que determina con total precisión, si la dosificación de la mezcla es o no estequiométrica. Se define como el cociente entre la masa de aire aspirada por el motor y la masa de aire necesaria para quemar el combustible introducido (Pérez, 2017, pág. 69).

El factor lambda según (Pérez, 2017):

$$\lambda = \frac{\text{masa de aire aspirada}}{\text{masa de aire precisa para la combustión}} \quad [1.1]$$

Tabla 1.1 Comparación de mezclas.

λ	MEZCLA	AIRE	COMBUSTIBLE
< 1	Rica	Insuficiente	Exceso
= 1	Estequiométrica	Equilibrio	Equilibrio
> 1	Pobre	Exceso	Insuficiente

Fuente: (Chalá & Nacato, 2008, pág. 58)

1.8.2 TIPOS DE MEZCLA.

La mezcla depende de la proporción aire-combustible que se encuentre en la cámara de combustión y se definen tres tipos de mezcla.

1.8.2.1 Mezcla estequiométrica.

En este tipo de mezcla tanto el oxígeno como el combustible se queman en su totalidad de tal manera que no exista sobrantes de dichos componentes. La proporción ideal para este tipo de mezcla es de 14.7 gr de aire por 1gr de combustible (Pardiñas & Feijoo, 2018, pág. 47).

1.8.2.2 Mezcla rica.

Esta relación hace referencia en la que el aire contenido en la mezcla es insuficiente para quemar todo el hidrocarburo. En esta situación al no haber oxígeno suficiente, un porcentaje de la mezcla no se quema de forma completa, en consecuencia a parte del dióxido de carbono natural de la mezcla, también aparece el monóxido de carbono (CO), la cantidad de (CO) que produce una combustión rica es proporcional al exceso de hidrocarburo (gasolina) presente en la mezcla, una consecuencia es la condensación de gasolina entre los electrodos de la bujía impidiendo la presencia de oxígeno en este punto, imposibilitando el ignición de la combustión (Pardiñas & Feijoo, 2018, pág. 48).

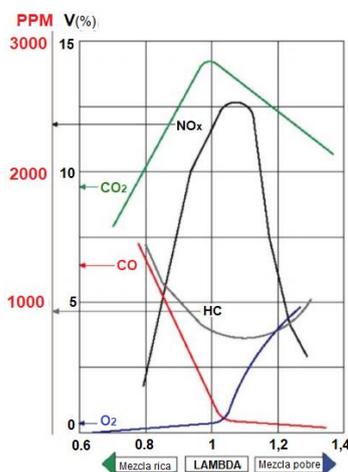


Figura 1.12 Emisiones vs factor Lambda

(Chalá & Ñacato, 2008, pág. 59)

En la figura 1.12, se muestra la variación de los productos de la combustión en función de la mezcla rica, valores de lambda menores a 1.

El valor del dióxido de carbono (CO₂), aumenta progresivamente hasta que lambda llegue a 1, en cuanto al valor del monóxido de carbono (CO), disminuye progresivamente hasta que

llegue a 1, en relación al valor de los óxidos nitrosos (NO_x), aumenta progresivamente hasta que λ llegue a 1, en tanto al valor de los hidrocarburos (HC), disminuye progresivamente hasta que λ llegue a 1 y el valor del oxígeno (O_2), aumenta progresivamente hasta que λ llegue a 1 (Aliaga, 2016, pág. 63).

1.8.2.3 Mezcla Pobre.

En esta relación, la gasolina presente en la composición es insuficiente para quemar todo el oxígeno, es decir, al no quemarse toda la mezcla, el rendimiento del motor disminuirá. En mezclas muy pobres, puede ocasionar que se apague la llama, finalizando prematuramente la combustión con la consiguiente emisión de hidrocarburos sin quemar (Pardiñas & Feijoo, 2018, pág. 52).

En la figura 1.12, se muestra la variación de los productos de la combustión en función de mezcla pobre, valores de λ mayores a 1.

El valor del dióxido de carbono (CO_2), disminuye progresivamente cuando λ se aleja de 1, en tanto al valor del monóxido de carbono (CO), disminuye progresivamente cuando λ se aleja de 1, se puede apreciar que los valores de los óxidos nitrosos (NO_x), disminuye progresivamente cuando λ se aleja de 1, en relación al valor de los hidrocarburos (HC), aumenta progresivamente cuando λ se aleja de 1 y el valor del oxígeno (O_2), aumenta progresivamente cuando λ se aleja de 1 (Chalá & Ñacato, 2008, pág. 53).

La mezcla que mayor par desarrolla gracias a la expansión de los gases producidos durante su combustión es ligeramente rica; mientras que la mezcla que menor consumo relativo específico (relación entre la gasolina consumida y la potencia desarrollada por el motor) la mezcla es ligeramente pobre (Pardiñas & Feijoo, 2018, pág. 56).

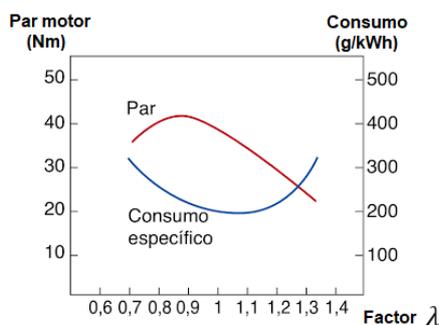


Figura 1.13 Influencia del factor λ en el par motor y en el consumo específico de combustible.

(Pardiñas & Feijoo, 2018, pág. 57)

Características en el funcionamiento del motor en función del porcentaje de mezcla.

Tabla 1.2 Características del motor en función del porcentaje de mezcla.

MEZCLA	%	CARACTERÍSTICAS
POBRE	1.05 - 1.15	Consumo mínimo con ligera pérdida de potencia.
	1.15 - 1.30	Disminución considerable de potencia con aumento de consumo por pérdida de rendimiento y sobrecalentamiento.
	> 1.30	El motor no funciona, no se propaga la llama.
ESTEQUIOMÉTRICA	0.95 - 1.05	Conducción normal (régimenes de crucero)
RICA	< 0.75	El motor se apaga y la mezcla no inflama por lo que el motor deja de funcionar.
	0.75 - 0.85	Mezcla demasiado rica, que, en uso instantáneo, proporciona incrementos de potencia.
	0.85 - 0.95	Potencia máxima en régimen continuo (pendiente, adelantamientos).

Fuente:(Chalá & Nacato, 2008, pág. 54)

1.9 CURVAS CARACTERÍSTICAS

Las curvas características de un motor definen sus prestaciones en sus distintos estados de funcionamiento, es decir, a diferentes cargas y revoluciones, todo motor está identificado por sus características constructivas y de funcionamiento (potencia útil, par motor y consumo específico), todas ellas representativas de la energía que es capaz de desarrollar, del aprovechamiento útil de la misma en su aplicación a vehículos de tracción, las características de funcionamiento identifican al motor en referencia al aprovechamiento del trabajo que realiza, estas características quedan perfectamente definidas mediante representaciones gráfica (curvas características), obtenidas como resultado de los ensayos efectuados sobre el motor en el banco de pruebas. En los ensayos se determinan los valores de potencia desarrollada por el motor para cada régimen de giro en función de sus tres variables de funcionamiento como: grado de alimentación, número de revoluciones y par motor (Sánchez, 2012, pág. 29).

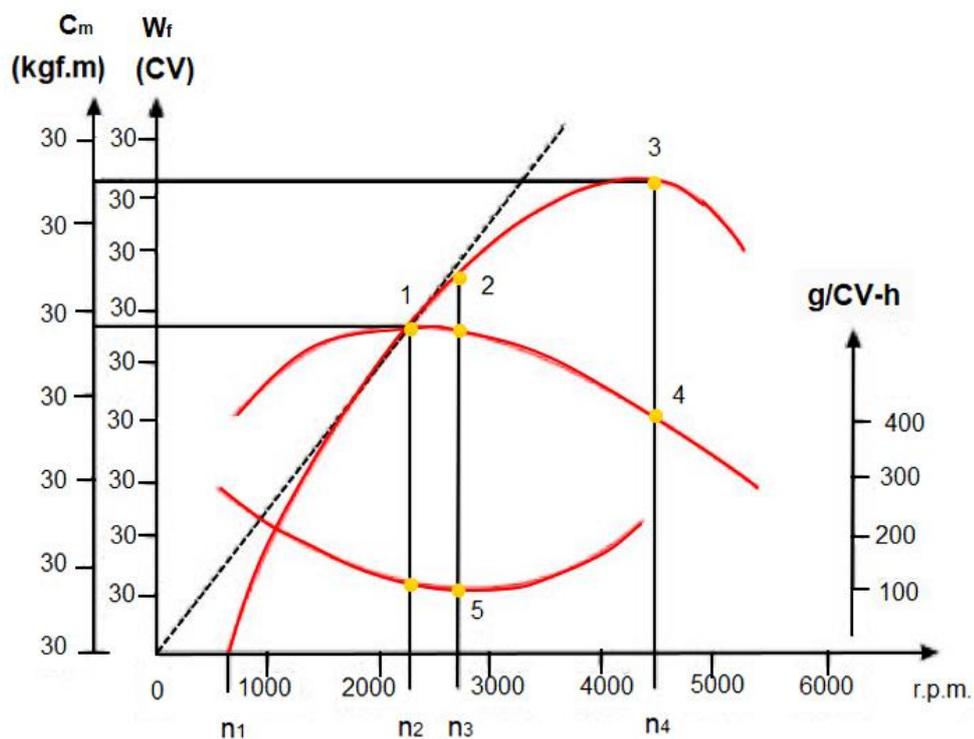


Figura 1.14 Curva característica de potencia, par motor y consumo específico.

(Sánchez, 2012, pág. 32)

Donde:

- 1: Par máximo
- 2: Potencia de mínimo consumo.
- 3: Potencia máxima
- 4: Par correspondiente a máxima potencia
- 5: Mínimo consumo
- n_1 : régimen mínimo
- n_2 : régimen óptimo
- n_3 : régimen de mínimo consumo.
- n_4 : régimen de potencia máxima.

Como se observa en la figura 1.14, en la curva de potencia (3), la potencia se incrementa a medida que aumentan las revoluciones por minuto del motor, hasta llegar a un punto en el que ya no aumenta más. Ese punto indica la potencia máxima que puede entregar el motor a la velocidad máxima o nominal, y es la velocidad máxima permitida por el fabricante del motor, en esta curva la potencia puede estar indicada en unidades de *KW*, *HP* según el país de origen de la información (Alvarado, 2004, pág. 74).

En la curva de torque, es decir, con la fuerza que gira el cigüeñal, puede observarse que el torque aumenta su valor en función del aumento de las revoluciones del motor, si las revoluciones del motor siguen aumentando el torque comienza a descender. Cuando el motor obtiene revoluciones máximas, el torque presenta un valor bajo, es decir, que el torque máximo del motor no ocurre cuando esté trabajando al máximo de su potencia, las unidades de torque pueden especificarse en $lf \cdot ft$ o también $N \cdot m$ o $Kg \cdot m$ (Alvarado, 2004, pág. 75).

Con respecto a la curva de consumo específico de combustible puede observarse que tiene un mínimo a cierta velocidad del motor y que a menor o mayor velocidad dentro de un cierto rango el consumo de combustible aumenta, entonces de acuerdo a la curva la velocidad más económica para la operación de ese motor se encuentra entre los puntos n_2 , n_3 y esa velocidad coincide cuando el motor entrega su máximo torque (fuerza máxima), las unidades de consumo de combustible se expresan en $g \cdot KW$ (Alvarado, 2004, pág. 75).

1.9.1 PAR MOTOR

Es el momento de fuerza que ejerce un motor sobre un eje de transmisión de potencia, cuando se aplica una fuerza a cierta distancia (a través de un brazo rígido) da lugar a un par (producto de la fuerza por la distancia), que lo hace girar. En un motor, la fuerza aplicada por los gases de la combustión al pistón es transmitida por la biela al cigüeñal, y cuanto mayor es la distancia entre el eje de giro de la biela y el eje de giro del cigüeñal, mayor es el par obtenido en el eje motriz, la fuerza recibida por el cigüeñal varía por la presión media de los gases y por los diferentes ángulos que la biela describe en su movimiento desde el punto muerto superior al punto muerto inferior (Sánchez, 2012, pág. 35).

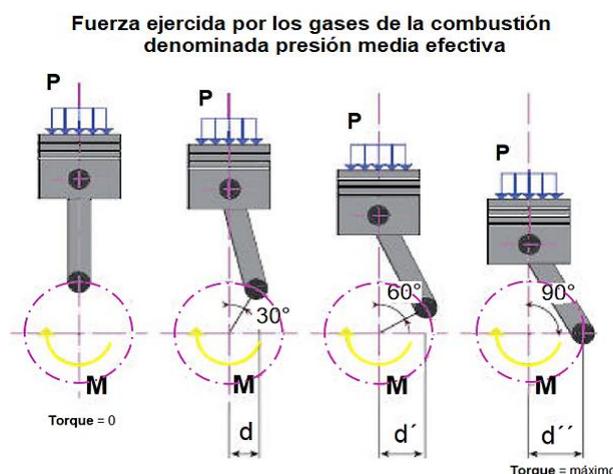


Figura 1.15 Par motor.

(Sánchez, 2012, pág. 36)

Su fórmula según (Sánchez, 2012, pág. 37).

$$M = F \times d \quad [1.2]$$

Donde:

M : par motor [N. m].

F : fuerza [N].

d : distancia al eje de giro [m].

1.9.2 POTENCIA.

Potencia es la capacidad de realizar un trabajo en un tiempo determinado, es decir, la potencia está relacionada con la rapidez de una máquina en realizar un trabajo. Su fórmula según (Alvarado, 2004, pág. 80).

$$P = \frac{\omega}{t} \quad [1.3]$$

Donde:

P : Potencia [KW]

ω : Velocidad angular

t : tiempo

1.9.2.1 Influencia del estado del aire en la potencia.

Cuanto más pesado (más denso, más frío) es el aire que rodea al motor, más aire se aspira o se sobrealimenta y mayor es la potencia del motor según Heinz Karl por cada 100 m de altitud ganada, la potencia del motor disminuye aproximadamente un 1% el aire frío se precalienta en las tuberías de aspiración según el tipo de motor, el precalentamiento del aire reduce la potencia del motor. El aire húmedo contiene menos oxígeno que el aire seco y por tanto resulta en una potencia menor del motor (Heinz, 2005, pág. 87).

1.9.3 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. 75).

Según fórmula según (Herrera, 2016, pág. 76).

$$CE: \frac{mc}{pf} \left[\frac{g}{kw \cdot h} \right] \quad [1.4]$$

Donde:

mc: flujo másico del combustible.

pf: potencia al freno.

La curva de consumo completa el conjunto de las curvas características del motor estando en relación con las revoluciones por minuto del motor, el consumo específico es la cantidad de combustible consumido por unidad de trabajo desarrollado por el motor, se puede expresar en; $g/CV \cdot h$ o $g/KW \cdot h$, teóricamente el consumo específico del combustible debe ser igual a cualquier número de revoluciones, siendo independiente de la cilindrada del motor. Si un motor gira más rápido consume más combustible al igual que proporciona mayor cantidad de trabajo, es decir, si un motor tiene mayor cilindrada aumenta su consumo de combustible, pero también es más potente. En la práctica esto no es así ya que la riqueza de la mezcla varía según las necesidades del motor, a bajo número de revoluciones debido a la poca depresión que se origina en la admisión, el llenado de los cilindros es menor y los gases de escape mayores, en este caso es indispensable enriquecer la mezcla con la finalidad de aprovechar el aire, en consecuencia como el trabajo producido es bajo, el consumo específico es alto (CEAC, 2004, pág. 39).

El consumo específico del combustible disminuye cuando el motor trabaja a velocidades medias de giro (velocidad de crucero), en este caso la riqueza de la mezcla estará por debajo de la relación estequiométrica. A altas revoluciones, las explosiones suceden con mucha más

rapidez y la temperatura en la cámara de combustión se eleva excesivamente, una mezcla rica arde con menor temperatura preservando la detonación, el consumo real de un automóvil, se suele expresar en litros por cada 100 Km, influyen algunas causas para el consumo específico del combustible entre las cuales se pueden citar la resistencia a la marcha, peso del vehículo, la forma de conducir, entre otras (CEAC, 2004, pág. 40).

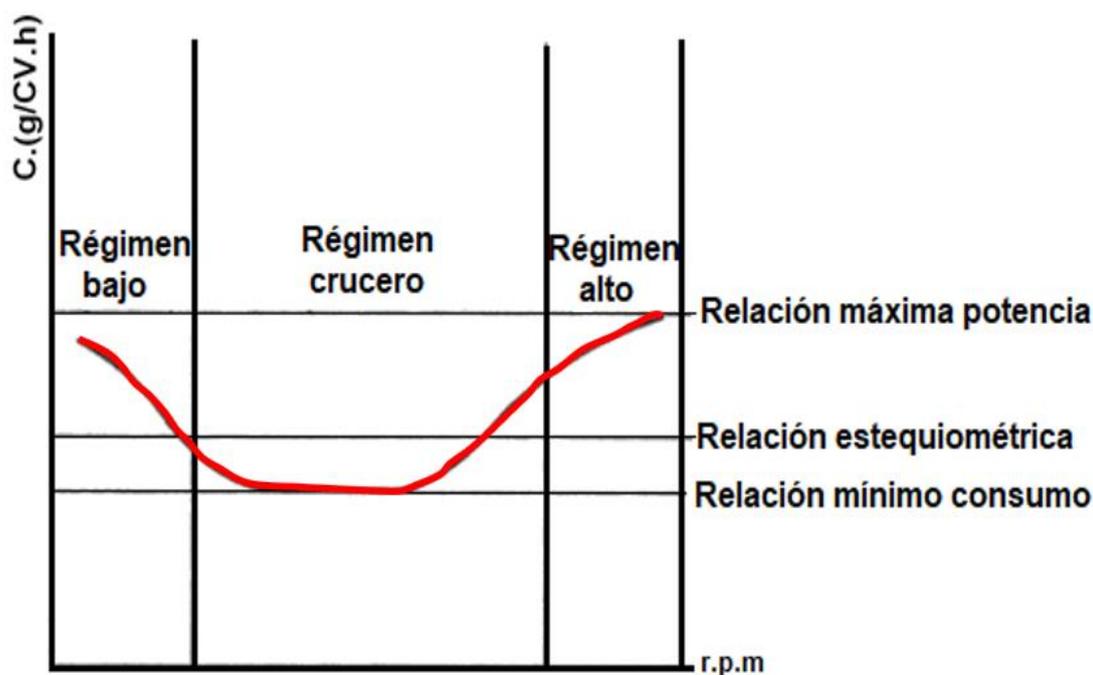


Figura 1.16 Curva de consumo específico

(CEAC, 2004, pág. 40)

1.10 TIPOS DE RENDIMIENTOS EN EL MOTOR.

El rendimiento es la capacidad de una máquina para transformar el máximo de energía que recibe en trabajo minimizando las pérdidas, es decir, el rendimiento de una máquina mide la capacidad de la misma para aprovechar al máximo el combustible que recibe (Pardiñas & Feijoo, 2018, pág. 98).

1.10.1 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. 97).

Su fórmula según (Torres & Ayala, 2017, pág. 97).

$$\eta_v = \frac{\text{flujo másico real}}{\text{flujo másico teórico}} \quad [1.5]$$

1.10.2 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, Motores, 2017, pág. 75).

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

$$\eta_c = \frac{P}{m_t \times Q} \quad [1.6]$$

Donde:

η_c = rendimiento térmico

P = Potencia efectiva

m_t = unidad de tiempo

Q = Poder calorífico combustible

1.10.3 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. 98).

1.11 SISTEMA DE ESCAPE

Al abrir la válvula de escape, los gases quemados salen del cilindro a gran velocidad y elevada temperatura (900°C) aproximadamente. El circuito de escape es el conjunto de

elementos que participan en la evacuación de gases quemados desde el motor hacia la atmósfera, todos los elementos situados en contacto con la evacuación de los gases deben estar diseñados para soportar altas temperaturas y no sufrir dilataciones extremas (Águeda & etal, 2010, pág. 83).

El sistema de escape de un motor alternativo tiene dos funciones claramente referenciadas, por un parte es el responsable de la evacuación de los gases quemados, evitando o atenuando las contrapresiones de escape y a su vez el encargado de reducir a niveles aceptables el ruido que produce el proceso debido a las ondas de presión que se genera en el flujo de gases, el sistema de escape influye directamente sobre el funcionamiento del motor si es demasiado libre el motor aumenta su potencia, es decir, el cilindro se vacía mejor después de cada explosión. Si está demasiado obstruido el motor denota falta de potencia (Payri & Muñoz, 2011, pág. 95).

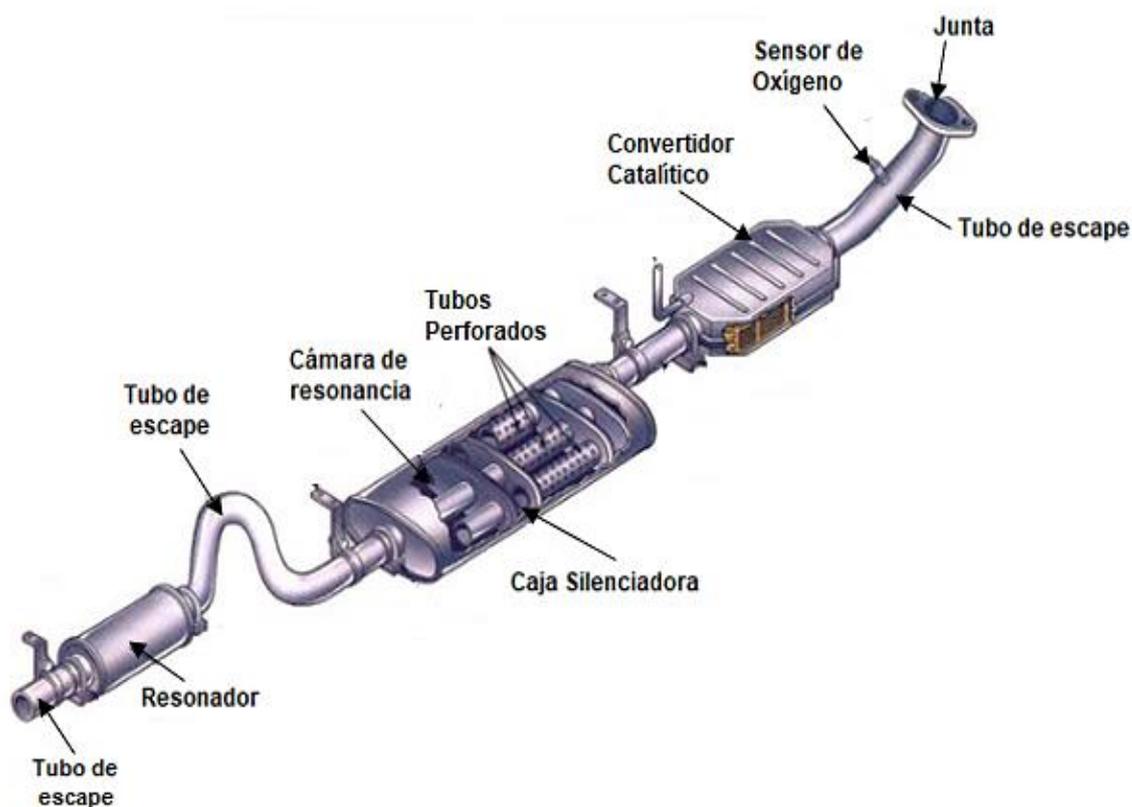


Figura 1.17 Diagrama del sistema de escape.

(Barbadillo, 2011, pág. 11)

1.11.1 PROCESO DE RENOVACIÓN DE LA CARGA EN EL MOTOR.

Este proceso de renovación consiste, en evacuar los gases quemados del ciclo anterior y reemplazarlos con carga fresca para ser quemada en el ciclo siguiente. La evacuación de los gases quemados se realiza durante la carrera de escape, el posterior llenado de los cilindros de carga fresca durante la carrera de admisión. Los fenómenos físicos más relevantes en el proceso de renovación de carga son: los rozamientos, la comprensibilidad del flujo, efectos de inercia del flujo, efectos de ondas, transmisión de calor (Payri & Muñoz, 2011, pág. 98). Se puede afirmar que todos los elementos que hay en la línea de admisión y escape del motor van a tener gran influencia en el proceso de renovación de la carga (Payri & Muñoz, 2011, pág. 99).

1.11.2 FLUJO EN LOS CONDUCTOS DE ESCAPE

El flujo en los conductos de admisión y escape son de carácter no estacionario, cuyo origen se encuentra en el flujo inducido a través de las válvulas por los procesos de llenado y vaciado de los cilindros (Payri & Desantes, 2011, pág. 74).

1.11.3 ONDAS DE PRESIÓN EN LOS CONDUCTOS DE ESCAPE

Las ondas de presión que circulan por los conductos de escape pueden ser de dos tipos: ondas de compresión u ondas de rarefacción (Payri & Desantes, 2011, pág. 74).

1.11.3.1 Ondas de compresión

Es aquella en la que las partículas se desplazan en el mismo sentido de la propagación de la onda, es decir, esta onda empuja las partículas en su recorrido (Payri & Desantes, 2011, pág. 75).

1.11.3.2 Onda de rarefacción

En esta onda la velocidad de las partículas tiene sentido contrario a la propagación de la onda, es decir, esta onda succiona las partículas, cabe recalcar que la onda de rarefacción es el resultado de la reflexión de la onda de compresión en el extremo del conducto abierto del escape (Payri & Desantes, 2011, pág. 75).

1.11.4 EFECTO DE LAS ONDAS DE PRESIÓN

La onda de rarefacción reflejada puede producir dos tipos de beneficios en el motor, si la onda reflejada llega durante el cruce de válvulas puede producir un efecto de succión que ayude a evacuar los gases del cilindro, por otra parte, si la onda de rarefacción llega durante la carrera de escape reducirá la presión en la válvula y por ende el trabajo de bombeo. Se dice que el colector de escape esta sintonizado cuando la onda de rarefacción llega durante

el cruce de las válvulas, lo cual incide directamente en el mejoramiento hasta un 5% del rendimiento volumétrico (Payri & Desantes, 2011, pág. 78).

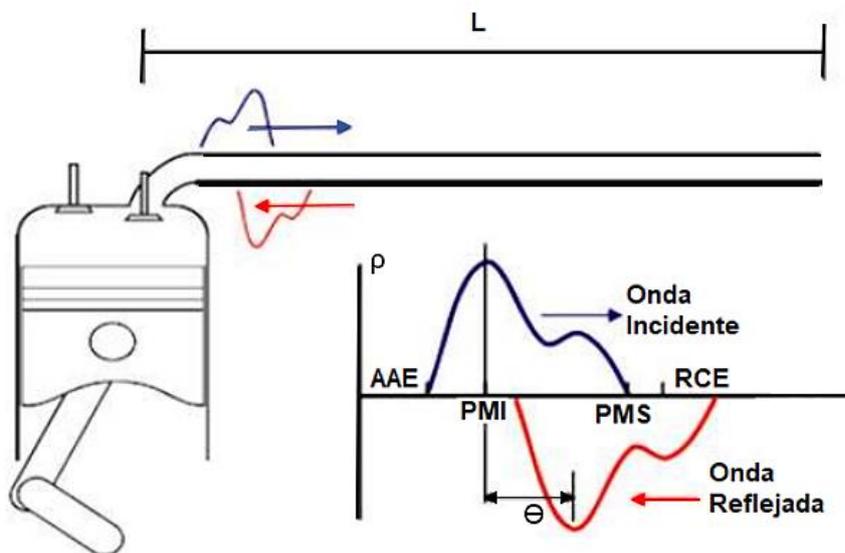


Figura 1.18 Ondas de presión en los conductos de escape.

(Tarquino & Rivas, 2014, pág. 23)

Como se puede apreciar en la figura 1.18, cuando la válvula de escape empieza a abrirse, ponen en contacto a dos recintos con una enorme diferencia de presión, una cámara de combustión repleta de gas que aún continúa su proceso de expansión, y un colector que tiene una presión próxima a la ambiental. Esta brusca diferencia crea una onda de presión la cual se desplaza por el sistema de escape a una velocidad superior a la de los propios gases, esta onda tendrá dos opciones según a lo que se enfrente, es decir, volver como una onda prácticamente igual (menor por amortiguamiento y otras pérdidas) si se encuentra con un final cerrado, o volver como una onda invertida (onda de depresión) si se encontrara con un final abierto como puede ser el final del escape, la magnitud de estas ondas de presión depende de lo brusca que sea la maniobra de apertura de la válvula que comunica a los dos recintos, es decir, a altas revoluciones y con un perfil de leva de escape muy agresivo (rápida alzada de la válvula de escape), la onda de presión creada será mucho mayor (Cabrera, 2016, pág. 59).

1.11.5 COLECTOR DE ESCAPE

Este elemento es el encargado de evacuar los gases quemados tras la combustión hacia la línea de escape, su aspecto es similar al colector de admisión, pero los materiales son diferentes debido a las altas temperaturas que pueden alcanzar. Su fabricación suele ser de

fundición de hierro para motores de producción en serie, para motores de competición se fabrican con tubos soldados de acero inoxidable con el fin de poder adoptar geometrías más complejas (González, 2012, pág. 75).



Figura 1.19 Colector de escape.

(González, 2012, pág. 76)

Existen 3 tipos de configuraciones para colectores de escape utilizados en la industria automotriz entre los cuales se puede citar, la configuración (4-2-1), la configuración (4-1) y el denominado escape doble, en la figura 1.20, se ilustran las diferentes configuraciones mencionadas.

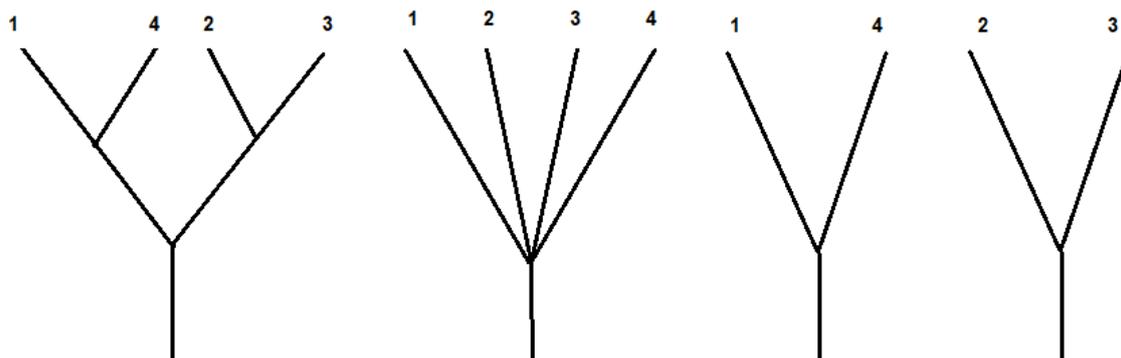


Figura 1.20 Configuración de los colectores de escape.

(Tarquino & Rivas, 2014, pág. 26)

1.11.5.1 Configuración (4-2-1)

Esta configuración consiste en la unión de dos pares de colectores y al final sus salidas se unen en un solo conducto para unirse al silenciador, esta configuración también es conocida como 3Y por la forma de sus uniones en esta configuración se crean dos ondas de presión lo cual hacen que se obtengan la potencia máxima, esta configuración es óptima en baja y

medias revoluciones y tiene un desempeño para ganar velocidad en cortas distancias (Tarquino & Rivas, 2014, pág. 28).



Figura 1.21 Configuración 4-2-1

(Tarquino & Rivas, 2014, pág. 29)

1.11.5.2 Configuración 4-1

En la disposición 4-1 los cuatro tubos primarios de los colectores de escape se encuentran en forma cónica y converger con el diámetro del silenciador, en esta configuración se crea una sola onda de presión concretamente con mayor amplitud, la cual actuará en un solo intervalo de revoluciones, generalmente esta configuración 4-1 es apto para motores que trabajan a altas revoluciones del motor, este tipo de disposiciones es implementado más comúnmente en motores de competencia (González, 2012, pág. 30).



Figura 1.22 Configuración 4-1

(Tarquino & Rivas, 2014, pág. 31)

1.11.5.3 Escape doble

La configuración de este tipo de escape consiste básicamente en la unión de cada par de colectores conectado hacia un silenciador este tipo de configuración consta de dos silenciadores para cada salida de los dos colectores (Tarquino & Rivas, 2014, pág. 32).

1.11.6 DIÁMETRO Y LONGITUD PARA LOS CONDUCTOS DEL MÚLTIPLE DE ESCAPE.

El diámetro del tubo del colector fija la velocidad del gas de escape a través de la tubería. Un tubo de gran diámetro, en relación con el tamaño del cilindro reducirá la velocidad del gas, debido a que los motores generalmente producen un par máximo a una velocidad promedio. El diámetro del tubo del colector a su vez influye a que rpm se producirá el par máximo, por lo tanto un tamaño de tubería grande mueve las rpm a las que se produce el par máximo más allá del rango de revoluciones, cambiando la longitud de las tuberías para balancear la curva de potencia del motor alrededor del punto del par máximo, agregar longitud a la tuberías aumenta la potencia a bajas revoluciones, las tuberías más cortas dan aumento en la potencia a alta velocidad, sin embargo habrá un pequeño cambio en el número de par máximo como se muestra en la figura 1.23, en la cual se hace referencia a la longitud y diámetro del colector de escape (Graham, 2006, pág. 62).

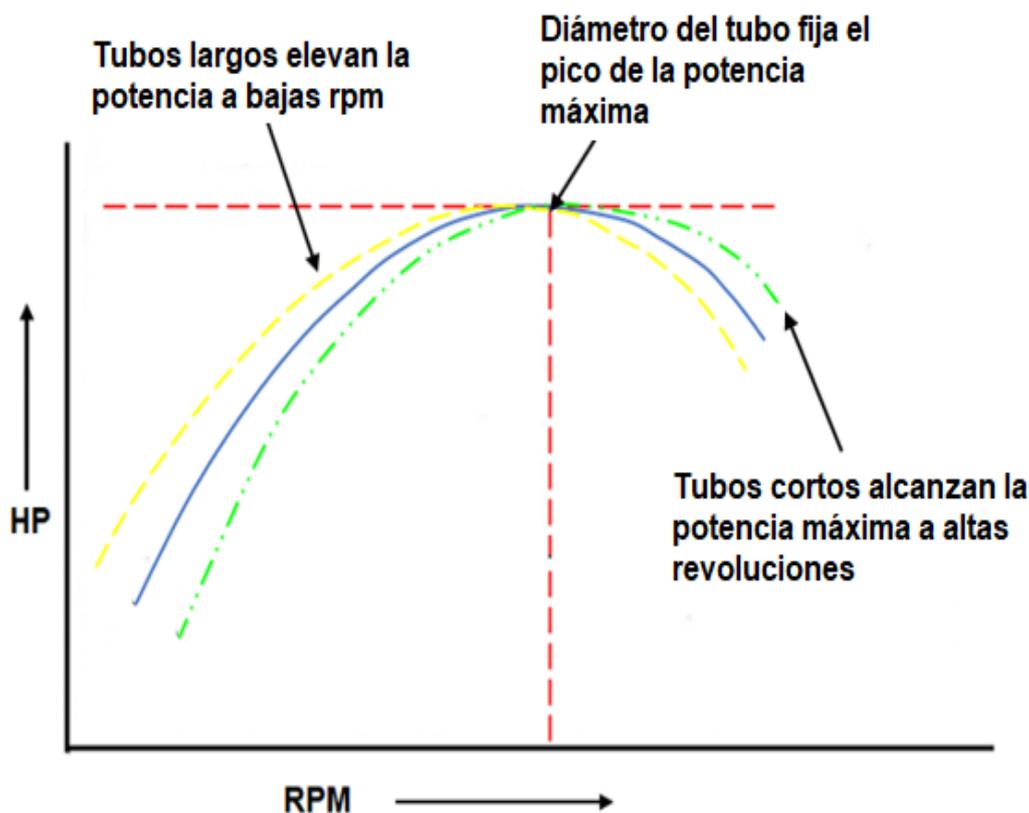


Figura 1.23 Curva potencia en función de longitud y diámetro del colector de escape.

(Graham, 2006, pág. 63)

Para determinar la longitud y diámetros de los conductos del colector escape de las configuraciones 4-2-1 se describe a continuación las siguientes fórmulas.

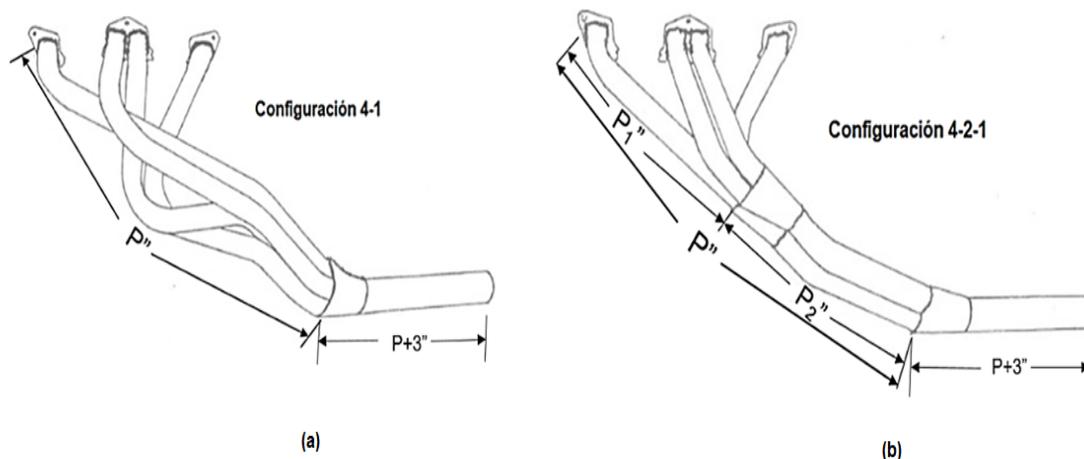


Figura 1.24 Colectores de escape.

(Graham, 2006, pág. 65)

1.11.6.1 Longitud colector primario (P)

Determinación de la longitud del colector primario según (Graham, 2006, pág. 66).

$$P = \frac{850 \times ED}{rpm} - 3 \quad [1.7]$$

Donde:

P: Longitud del colector primario [in].

ED: $180^\circ + AAE + RCE$.

rpm: revoluciones por minuto máximo del motor.

$$P_2 = P - P_1 \quad [1.8]$$

Como se puede apreciar en la figura 1.24 (b), existen dos tramos de tubería debido a su configuración, para determinar la longitud de P_1 , se tiene la condición que su longitud deber ser ≥ 15 in (Tarquino & Rivas, 2014, pág. 35).

1.11.6.2 Diámetro del colector primario

Determinación del diámetro del colector primario según (Graham, 2006, pág. 67).

$$ID = \sqrt{\frac{CC}{(P+3) \times 25}} \times 2.1 \quad [1.9]$$

Donde:

ID: Diámetro del colector primario (in).

cc: volumen del cilindro (cm³).

P: longitud primaria (in),

1.11.6.3 Longitud colector secundario (Ls)

Determinación de la longitud del colector secundario según (Graham, 2006, pág. 68).

$$Ls = P + 3 \quad [1.10]$$

Donde:

Ls: Longitud colector secundario (in).

P: longitud del colector primario (in).

3: constante (in).

1.11.6.4 Diámetro del colector secundario

Determinación del diámetro del colector secundario según (Graham, 2006, pág. 69).

$$IDS = \sqrt{ID^2 \times 2} \times 0.93 \quad [1.11]$$

Donde:

IDS: Diámetro del conducto secundario (in).

ID: Diámetro del colector primario (in).

Nota: Si los colectores son curvos, se debe adicionar el 10% a la longitud y al diámetro (Tarquino & Rivas, 2014, pág. 38).

Como se muestra en la tabla 1.3, se obtienen valores para el tubo primario y tubo secundario tanto en diámetros y longitudes para la configuración 4-2-1 y valores de diámetro y longitud para la configuración 4-1 en función de la cilindrada unitaria, desde 250 cc hasta 1000 cc para motores de 4 cilindros (todos los valores expresados en la tabla 1.3, corresponden a diámetros externos).

Tabla 1.3 Valores de longitud y diámetros para configuraciones 4-2-1 y 4-1.

Cilindrada unitaria (cc)	CONFIGURACIÓN 4-2-1		CONFIGURACIÓN 4-1
	Longitud primaria (in)	Longitud secundaria (in)	Longitud primaria (in)
250	1.25 a 1.375 \emptyset 12 a 18 longitud	1.5 a 1.625 \emptyset 15 a 24 longitud	1.24 a 1.375 \emptyset 15 a 30 longitud
325	1.375 a 1.5 \emptyset	1.625 a 1.75 \emptyset	1.375 a 1.5 \emptyset
400	1.5 a 1.625 \emptyset	1.75 a 1.875 \emptyset	1.5 a 1.625 \emptyset
500	1.625 a 1.75 \emptyset	1.875 a 2.0 \emptyset	1.625 a 1.75 \emptyset
600	1.75 a 1.875 \emptyset	1.875 a 2.125 \emptyset	1.625 a 1.75 \emptyset
700	1.875 a 2.0 \emptyset	2.0 a 2.125 \emptyset	1.75 a 1.875 \emptyset
800	1.875 a 2.0 \emptyset	2.0 a 2.125 \emptyset	1.75 a 1.875 \emptyset
900	1.875 a 2.125 \emptyset	2.0 a 2.25 \emptyset	1.875 a 2.0 \emptyset
1000	1.875 a 2.125 \emptyset	2.0 a 2.25 \emptyset	1.875 a 2.0 \emptyset

Fuente: (Graham, 2006, pág. 71)

1.12 SENSOR DE OXÍGENO O SONDA LAMBDA (Λ).

En los primeros sistemas de inyección, tanto mecánico como electrónicos se habían tomado como exactas las regulaciones de cada sistema, pero algunos factores pueden variar la calidad de la combustión, lo cual implica que el motor no entregue su mejor potencia y genere una emisión de gases contaminantes al ambiente (Guarella & etal, 2011, pág. 56).

El sensor de oxígeno tiene la función de detectar la presencia de mayor o menor cantidad de oxígeno en los gases de escape, de tal manera que cualquier variación en el número de moléculas calculadas como perfectas o tomadas como referenciales, serán un indicador de mal funcionamiento que implica la falta o el exceso de combustible en la combustión, este sensor informa a la unidad electrónica de control mediante voltaje si la mezcla es rica o

pobre. Su funcionamiento empieza en cuanto su temperatura llega a los 300°C , y antes de alcanzar dicha temperatura este sensor no es conductivo y se lo conoce con el nombre de Open Loop o lazo abierto, es decir, el sensor de oxígeno no funciona, la unidad electrónica de control usa un valor predeterminado de $0,45\text{ V}$. Los valores de tensión que envía el sensor de oxígeno a la unidad electrónica de control están en función de los tipos de mezcla entre las cuales se puede citar, si existe mezcla pobre, tiene un valor de tensión que oscila entre $0,1\text{V} - 0,45\text{ V}$, caso contrario si la mezcla es rica, los valores de tensión varían del valor de tensión para una mezcla estequiométrica, será de $0,45\text{ V}$ (González, 2012, pág. 64):

Como se puede observar en la figura 1.25, los valores correspondientes para los tres tipos de mezclas.

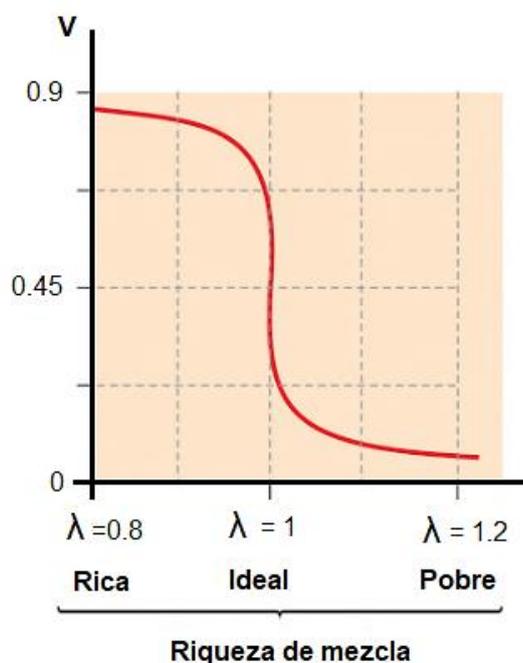


Figura 1.25 Tensión obtenida en función de la cantidad de oxígeno.

(Barrera & Ros, 2016, pág. 73)

Según su forma de trabajar, se distinguen dos tipos de sondas lambda.

1.12.1 SONDA LAMBDA DE DIÓXIDO DE CIRCONIO

Esta sonda contiene un electrolito sólido que proporciona una tensión eléctrica. Esta tensión eléctrica se obtiene por comparación de dos atmósferas, es decir, entre los gases de escape y los gases del exterior y es sensible a la concentración de oxígeno en los gases de escape. Las mezclas ricas en combustible producen una tensión alta y las mezclas pobres producen una

tensión baja. El material del sensor se activa siempre que se encuentre a una temperatura de 300°C. Dentro de la sonda lambda de dióxido de circonio se existen dos tipos (Guarella & etal, 2011, pág. 58):

1.12.1.1 Calefactadas

Este tipo de sonda lambda incorpora un elemento calefactor que le permite alcanzar la temperatura de trabajo (10 segundos), con independencia de los gases de escape, consiguiendo reducir a la mitad las emisiones de la fase crítica de arranque en frío (Albero, 2017, pág. 24).

1.12.1.2 No calefactadas

Fueron las primeras sondas en equiparse en los vehículos, su trabajo inicia a una temperatura mayor a los 350°C, gracias al calor de los gases de escape por tal motivo va junto al motor (Albero, 2017, pág. 25).

SONDA LAMBDA DE DIÓXIDO DE CIRCONIO	
	<p>Sonda de un solo cable:</p> <p>Cable negro: Señal a la ECU</p> <p>Masa en carcasa de sonda a través de escape.</p>
	<p>Sonda de dos cables:</p> <p>Cable negro: Señal a la ECU</p> <p>Cable gris: Tierra a través de la ECU.</p>
	<p>Sonda de tres cables:</p> <p>Cable negro: Señal a la ECU</p> <p>2x Cables blancos: Sistema de calentamiento (12 si va a la batería o 5V si reciben voltaje a través de la ECU).</p> <p>Tierra carcasa de sonda a través del sistema de escape.</p>
	<p>Sonda de cuatro cables:</p> <p>Cable negro: Señal a la ECU</p> <p>2x Cables blancos: Sistema de calentamiento (12 si va a la batería o 5V si reciben voltaje a través de la ECU).</p> <p>Cable gris: Tierra a través de la ECU.</p>

Figura 1.26 Denominación de cables en sondas lambda de dióxido de circonio.
(Oskarsson, 2014, pág. 95)

1.12.2 SONDA DE TITANIO

Este tipo de sonda está constituida, por un elemento cerámico de dióxido de titanio, su funcionamiento es resistivo, por este motivo el material del sensor se encuentra sumergido en los gases de escape, sin necesitar la presencia de aire exterior para proporcionar una señal por comparación. Las sondas lambda de titanio siempre incluyen un calefactor, a alta temperatura, la resistencia de este material es sensible a la variación de la concentración de oxígeno en los gases de escape (Albero, 2017, pág. 27).

Para una mezcla rica, la resistencia baja a valores mínimos a $1\ 000\ \Omega$ y para una mezcla pobre sube a valores máximos hasta $100\ 000\ \Omega$ como se muestra en la figura 1.26, este tipo de sonda lambda no genera voltaje, solo varia su resistencia interna. La temperatura operativa de este tipo se encuentra entre 200°C y 700°C . La unidad electrónica de control alimenta la sonda lambda con una tensión fija y lee la respuesta de la sonda lambda a través de un circuito divisor de tensión (Albero, 2017, pág. 28).

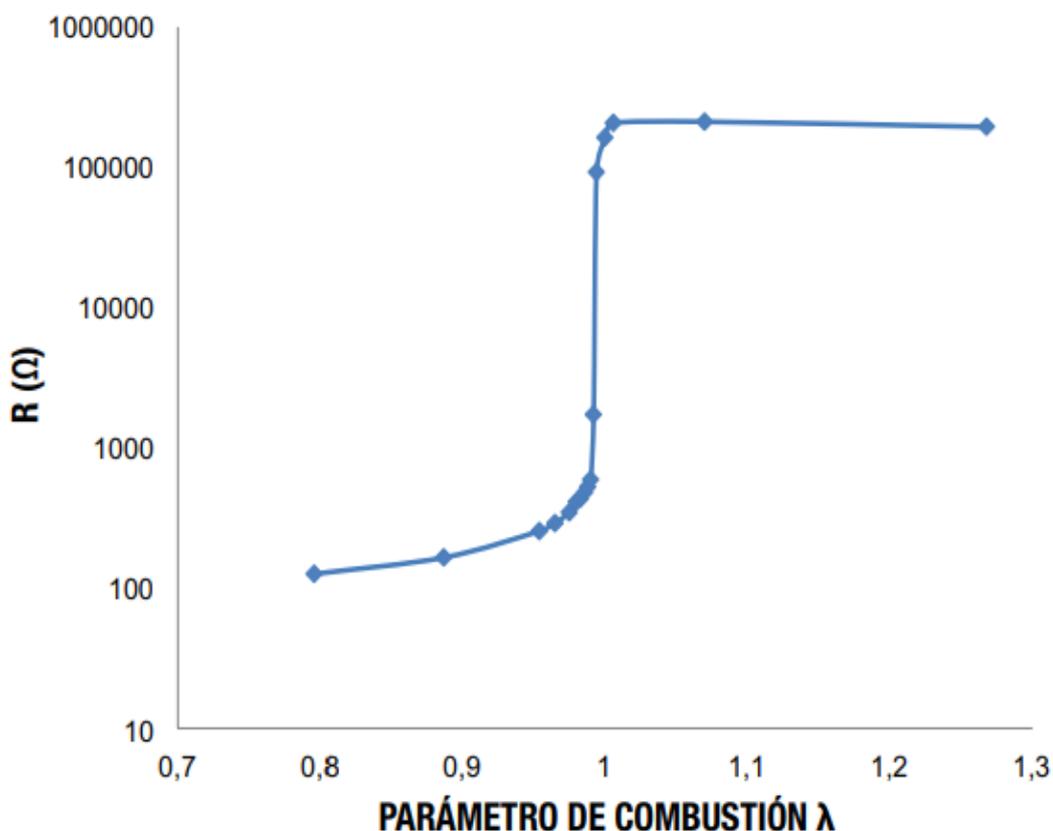


Figura 1.27 Sonda lambda de titanio.

(Albero, 2017, pág. 28)

Estos tipos de sondas siempre están calentadas y pueden tener dos configuraciones diferentes de hilos.

ONDA LAMBDA DE TITANIO	
	<p>Sonda de tres cables:</p> <p>Salida 1-5V</p> <p>Cable rojo o gris: elemento calentador (+).</p> <p>Cable negro: tierra de señal ECU.</p> <p>Cable blanco: elemento calentador (-).</p>
	<p>Sonda de cuatro cables:</p> <p>Salida 1-5V</p> <p>Cable rojo o gris: elemento calentador (+).</p> <p>Cable blanco: elemento calentador (-).</p> <p>Cable negro: tierra de señal ECU.</p> <p>Cable amarillo: señal a la ECU (+).</p>

Figura 1.28 Denominación de cables en sondas lambda de dióxido de circonio.

(Oskarsson, 2014, pág. 98)

1.13 CATALIZADOR

El catalizador tiene la misión de disminuir los elementos contaminantes que se encuentran contenidos en los gases de escape, mediante la técnica de la catálisis antes de que abandonen el sistema de escape y se viertan a la atmosfera. El catalizador no es un filtro, sino un reactor químico en el cual se produce las reacciones de conversión entre los gases y metales preciosos incluidos en él. El catalizador es un recipiente de acero inoxidable, en su interior se encuentra un soporte cerámico con celdas en forma de panales impregnado de resina con elementos nobles como platino (Pr), paladio (Pd) y rodio (Rh), mediante una reacción química (oxidación) estos metales son capaces de transformar los gases de escape contaminantes en gases no polucionantes, cabe recalcar que su uso es obligatorio desde el año de 1 993 para vehículos a gasolina (Ferrer & Checa, 2010, pág. 52).

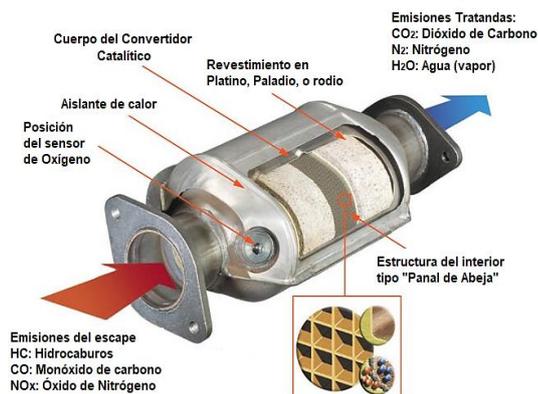


Figura 1.29 Catalizador

(Rondo, 2010 , pág. 10)

1.13.1 FUNCIONAMIENTO

El catalizador se encuentra situado después del múltiple de escape, los gases producidos por la combustión van directo al catalizador y son evacuados a través del tubo de escape en menos de una décima de segundo (0,1 segundos), es decir, es el tiempo que tarda el catalizador en transformar las moléculas de los gases tóxicos en gases inofensivos para la salud y el medio ambiente, está constituido por una estructura de acero inoxidable la cual contiene dos bloques cerámicos, mismos que están constituidos por miles de micro conductos, uno de ellos está compuesto por platino y rodio, el segundo bloque de platino y paladio, los cuales tienen como finalidad hacer reaccionar los gases tóxicos y volver a combinarlos, todo esto sin alterarse ni oxidarse, obteniendo de esta reacción gases inofensivos para la salud. Para un buen desempeño en la transformación de estos gases la clave está en maximizar la zona de contacto entre el gas y los metales, por lo cual cuentan con 70 micro conductos por centímetro cuadrado, como se puede apreciar en la figura 1.28 (Oskarsson, 2014, pág. 48).

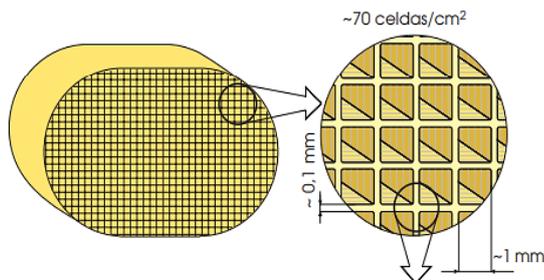


Figura 1.30 Constitución del catalizador

(AS-LS, 2017, pág. 23)

La transformación de los gases tóxicos a no tóxicos es más eficiente cuando el catalizador alcanza una temperatura de alrededor de 750°C , misma temperatura alcanzada por los gases de escape. Cuando los gases tóxicos salen del colector de escape e ingresan al catalizador se producen reacciones químicas las cuales también generan calor, las moléculas de óxido de nitrógeno (NOX), monóxido de carbono (CO) y residuos de combustibles (HC) ingresan al catalizador los micro conductos los absorben, cuando llegan al primer bloque formado por platino y rodio, las moléculas de óxido de nitrógeno son las primeras en reaccionar, estos metales hacen que las moléculas se separen reteniendo uno de sus átomos, los átomos libres se unen entre ellos y vuelven a combinarse obteniendo como resultado moléculas de Oxígeno (O) y nitrógeno (N), estas moléculas pasan al segundo bloque el cual está formado por platino y paladio, los metales separan el oxígeno y debido a la alta temperatura fuerza a las moléculas de monóxido de carbono (CO) a combinarse con el oxígeno obteniendo Dióxido de carbono (CO_2), y los hidrocarburos (HC) se combina con el oxígeno (O) obteniendo agua (H_2O) y dióxido de carbono (CO_2), teóricamente el catalizador elimina el 99% de los gases tóxicos del motor, como se muestra en la figura 1.29 (Oskarsson, 2014, pág. 51)

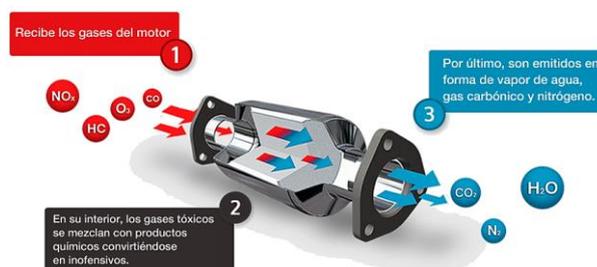


Figura 1.31 Funcionamiento del catalizador

(Tubosil, 2016, pág. 5)

1.13.2 REACCIONES QUÍMICAS EN EL CATALIZADOR

Si los catalizadores funcionan bien en su interior se producen dos reacciones químicas principales:

1.13.2.1 Oxidación

Se produce añadiendo oxígeno a los compuestos químicos, en esta reacción el monóxido de carbono (CO) y los hidrocarburos sin quemar (HC) se transforman en dióxido de carbono (CO_2) y agua (H_2O) las reacciones de oxidación que tiene lugar en el interior del catalizador se aceleran por la presencia de los metales preciosos platino y paladio. Para posibilitar la

reacción de oxidación, la proporción aire combustible debe ser pobre, lo que significa que la mezcla que se quemará en los cilindros tendrá más aire del necesario para quemarse correctamente. Si la mezcla no es pobre o si el platino o el paladio no están en contacto en la cantidad adecuada con los gases de escape, no se producirán correctamente las reacciones de oxidación, incrementando los niveles de CO y HC contenidos en los gases de escape (Oskarsson, 2014, pág. 54).

En la figura 1.30 se puede mostrar la oxidación que se produce en el interior del catalizador.

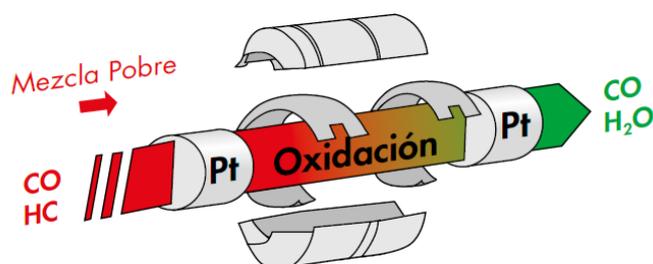


Figura 1.32 Oxidación

(Oskarsson, 2014, pág. 54)

1.13.2.2 Reducción

Este tipo de reacción química consiste en separar el oxígeno de un compuesto para crear un nuevo compuesto o molécula, esta reducción se acelera con la presencia de rodio y requieren mezclas ricas de aire combustible, las reacciones de reducción son un método para transformar las moléculas de NOX en nitrógeno (N₂) y en dióxido de carbono (CO₂), y en ciertos casos agua (H₂O) (Oskarsson, 2014, pág. 55).



Figura 1.33 Reducción

(Oskarsson, 2014, pág. 56)

A continuación, se muestra una tabla con los diferentes tipos de catalizadores y sus características de funcionamiento.

Tabla 1.4 Tipos de catalizadores

Tipos	2 vías	3 vías con toma de aire	3 vías con sonda lambda
Gases que puede transformar	CO – HC	CO-HC-NO _x	CO-HC-NO _x
	CO ₂ – H ₂ O	CO ₂ -N ₂ -H ₂ O	CO ₂ – N ₂ - H ₂ O
Tipo de mezcla	Pobre	Rica	Estequiométrica
Reacción Química	Oxidación	Oxidación-Reducción	Oxidación- Reducción
Número de monolitos/ material	1/ Platino y Paladio	2/ Platino, Paladio y Rodio	1/ Platino, Paladio y Rodio
Observaciones	Realiza el proceso de reducción mediante agentes externos EGR	La entrada de aire ubicada entre los dos monolitos con la finalidad de añadir oxígeno para ayudar hacer la mezcla pobre.	La reacción química se realiza en el mismo monolito. La sonda lambda controla el tipo de mezcla en base a la gestión del motor.

Fuente: (Oskarsson, 2014, pág. 57)

1.13.3 COMPONENTES DE LOS GASES DE ESCAPE

Como se puede mostrar en la figura 1.32, se representa la composición de los gases de escape luego de las reacciones que se producen en el interior del catalizador.

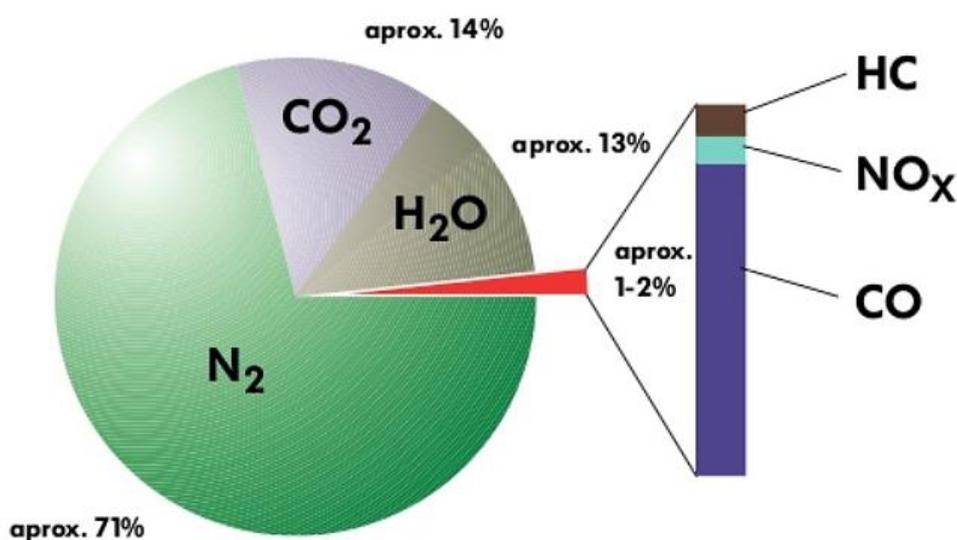


Figura 1.34 Composición de los gases de escape

(Kagelmacher, 2013, pág. 17)

1.13.4 COMPARACIÓN DE LOS GASES DE ESCAPE ANTES Y DESPUÉS DEL CATALIZADOR EN FUNCIÓN DE LA Sonda LAMBDA.

1.13.4.1 Hidrocarburos no quemados (HC)

Estos hidrocarburos son compuestos orgánicos formados por átomos de hidrógeno y carbono, los niveles de HC varían respecto a la relación aire- combustible (Aliaga, 2016, pág. 63).

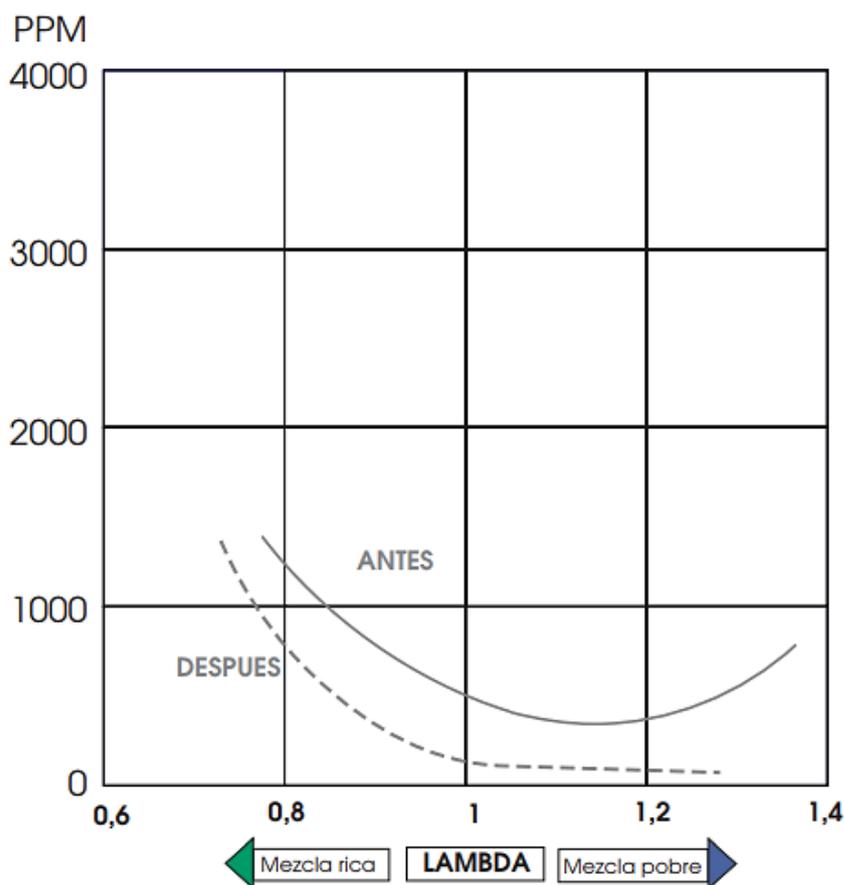


Figura 1.35 Emisiones de HC, antes y después del catalizador

(AS-LS, 2017, pág. 45)

Como se puede apreciar en la figura 1.33, las emisiones de HC más bajas se generan cuando lambda esta alrededor de 1.1, debido a que no existe una combustión perfecta en el motor, la cantidad de HC del motor depende primordialmente del diseño de la cámara de combustión, de la calidad de la combustión y del control de la mezcla aire – combustible. Es decir, si la mezcla de combustible es demasiado pobre o demasiado rica las emisiones de HC aumentan, después de la reacción química producida en el interior del catalizador se obtiene

una disminución aceptable de hidrocarburos como se muestra en la figura anterior (línea discontinua) (Aliaga, 2016, pág. 47).

1.13.4.2 Monóxido de carbono (CO)

El monóxido de carbono (CO), es un subproducto de los gases de escape formado en una mezcla rica, este subproducto es la unión de un átomo de carbono y un átomo de oxígeno en el cual el carbono procede del combustible de los HC en la cámara de combustión y el oxígeno del aire aspirado (Aliaga, 2016, pág. 48).

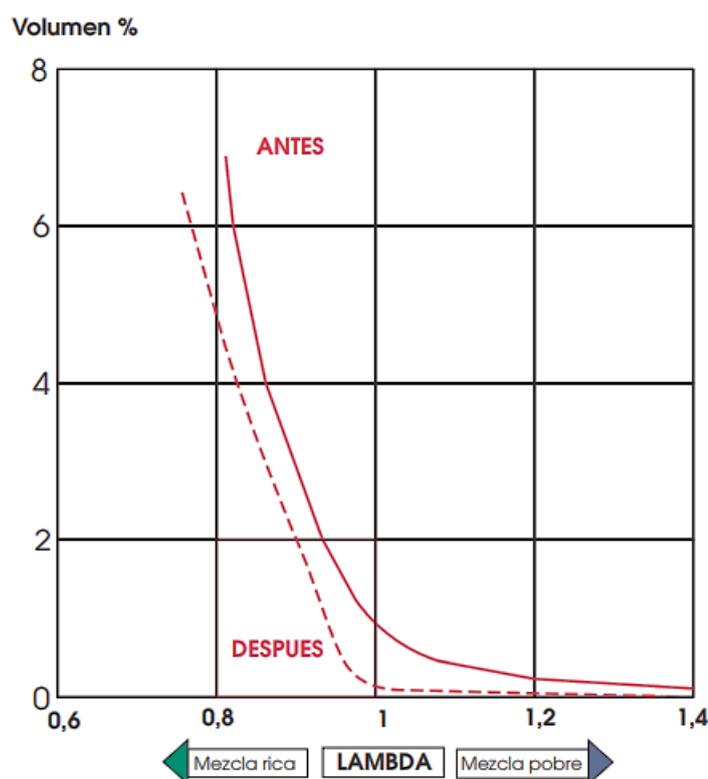


Figura 1.36 Emisiones de CO, antes y después del catalizador

(AS-LS, 2017, pág. 49)

El nivel de CO se acerca a una disminución cuando el factor lambda es aproximadamente 1,05 y mantiene este nivel mientras la mezcla se vuelve más pobre, el CO es un buen indicador para saber si la mezcla es rica o pobre, además de su importancia para el cumplimiento de las normas ambientales, después del proceso catalítico el porcentaje de volumen del CO disminuye considerablemente en comparación a la curva emitida antes del catalizador, como se muestra en la figura anterior representada por una línea discontinua (Aliaga, 2016, pág. 50).

1.13.4.3 Óxido de nitrógeno (NO_x)

Las altas temperaturas producidas en la cámara de combustión se da cuando lambda tiene un valor aproximado a 1.1, lo que genera la formación de alta concentración de NO_x, el NO_x no es un indicador del rendimiento o eficiencia del motor, como se puede mostrar en la figura 1.35, la comparación antes y después del catalizador influye en la cantidad de PPM emitida a la atmósfera (Aliaga, 2016, pág. 50).

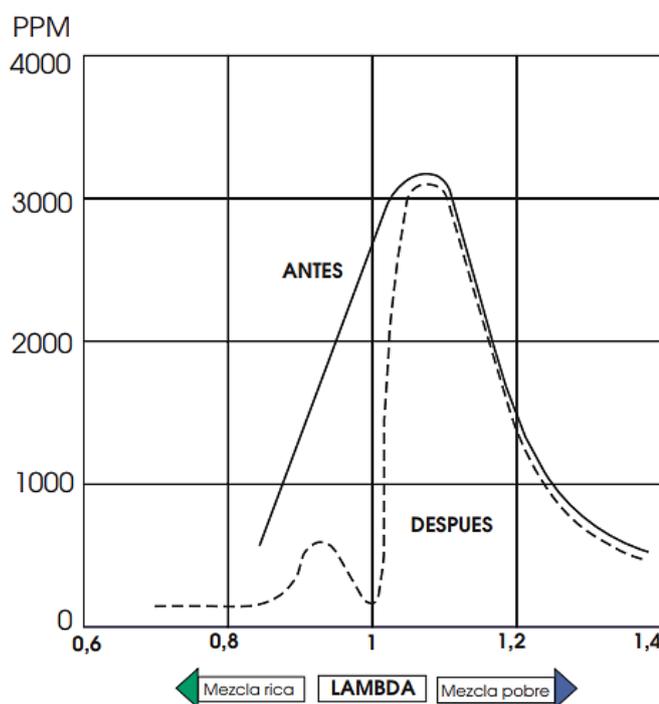


Figura 1.37 Emisiones de NO_x, antes y después del catalizador.

(AS-LS, 2017, pág. 50)

1.14 SILENCIADOR (MUFFLER)

Una de las normas establecidas en diferentes países respecto al uso de automóviles es la regulación del sonido generado por la emisión de gases de escape luego del proceso de combustión efectuado en los motores. Por esta razón los automóviles vienen equipados con silenciadores (Muffler), los silenciadores deben reducir la pulsación de la presión de los gases de escape e intentar hacerla lo más inaudible posible (Arce, 2014, pág. 87).

Los primeros silenciadores estaban compuestos básicamente por un tubo de acero dentro, del cual se colocaba un tubo de menor diámetro con varias perforaciones, mismo que era recubierto con lana de acero antes del ensamblaje. En esta configuración el flujo de gases de

escape que circula por el tubo interior se desvía por las perforaciones logrando que la energía sonora sea absorbida por la lana de acero y transformándose en energía calorífica, la cual a su vez es disipar a través del cuerpo del silenciador, este tipo de silenciador fue comúnmente utilizado debido a su fácil fabricación y su bajo costo como se muestra en la figura 1.36 (Arce, 2014, pág. 88).



Figura 1.38 Silenciador básico

(Arce, 2014, pág. 89)

El silenciador tiene la función de mitigar el ruido de los motores, el sonido de un motor viaja por el aire en forma de ondas, al ingresar estas ondas en el silenciador las debilita debido a que estas ondas atraviesan varios conductos de diferente longitud, es decir, cuanto más distancia recorran las ondas estas pierden energía y generan menos ruido, las cámaras de expansión al igual que las ondas sonoras son de diferente tamaño como se puede apreciar en la figura 1.37 y se describen a continuación los tipos de silenciadores (Bosch, 2005, pág. 16) .

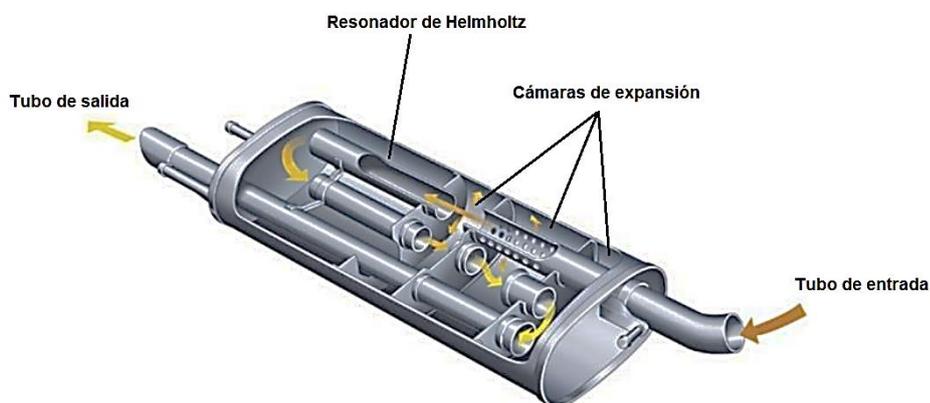


Figura 1.39 Silenciador

(Arce, 2014, pág. 91)

1.14.1 SILENCIADOR POR ABSORCIÓN

El nombre de estos silenciadores procede de la metodología utilizada para controlar el nivel del ruido. Las altas frecuencias se atenúan gracias al material que recubre el tubo recto perforado que cruza de lado a lado por la parte interna del silenciador, este diseño de silenciador es especialmente eficaz para eliminar altas frecuencias y otorga bajos niveles de contrapresión, en cambio las bajas frecuencias no son absorbidas con este diseño de silenciador (Oskarsson, 2014, pág. 79).

El material absorbente está compuesto normalmente de lana mineral de fibras largas o fibras de vidrio con una densidad de relleno de 100 a 150 g/l, la amortiguación depende de la densidad del relleno, el grado de absorción de ruido del material, como se puede apreciar en la figura 1.38 (Bosch, 2005, pág. 23).



Figura 1.40 Silenciador por absorción

(Oskarsson, 2014, pág. 82)

1.14.2 Silenciador por reflexión

Este tipo de silenciador utiliza el principio de reflexión para controlar las bajas frecuencias, este silenciador trabaja bajo el principio de cancelación de ondas, es decir, cuando se encuentran dos ondas sonoras iguales y opuestas, el impacto provoca la cancelación de las

mismas. Para que tenga lugar la reflexión en el interior del silenciador, es esencial su diseño en el interior de este tipo de silenciador incluye diferentes cámaras separadas por baffles conectados por tubos perforados (Oskarsson, 2014, pág. 84).

Debido a una mayor resistencia al flujo de gases de escape de este diseño, la contrapresión es mayor, por tanto, es normal que su uso implique una mayor pérdida de potencia (Oskarsson, 2014, pág. 84).



Figura 1.41 Silenciador por reflexión

(Oskarsson, 2014, pág. 85)

1.14.3 Silenciador mixto

El diseño de este tipo de silenciador se basa en una combinación del de absorción y del de reflexión, como resultado los silenciadores mixtos pueden controlar todos los rangos de frecuencias audibles (altas y bajas). Más del 80% de los silenciadores producidos en el sector automovilístico son mixtos (Oskarsson, 2014, pág. 86).

2. MATERIALES Y MÉTODOS

2.1 METODOLOGÍA

El propósito de la investigación fue determinar los valores de par motor y potencia, utilizando el método de aceleración libre para un motor de encendido provocado (mep), en función del sistema de escape (configuración 4-1) y su variación con la configuración (4-2-1). En el desarrollo de esta investigación se usó el método investigativo referente a los sistemas de escape y sus posibles configuraciones, seguidamente se detalla los equipos utilizados en el desarrollo de este estudio, además, del procedimiento de las pruebas de torque y potencia realizadas en el vehículo Suzuki Samurai SJ-413.

2.2 MATERIALES Y EQUIPOS

A continuación, se detallan los materiales y equipos que se utilizaron para la investigación.

2.2.1 COLECTORES DE ESCAPE

Este elemento es el encargado de evacuar los gases quemados de la combustión hacia la línea de escape. En la figura 2.1, se muestra las configuraciones 4-1 y 4-2-1 utilizadas en este estudio, sus características y prestaciones se encuentran descritas en el capítulo I.



Figura 2.1 Configuraciones del colector de escape

(Tarquino & Rivas, 2014, pág. 31)

2.2.2 DINAMÓMETRO DE CHASIS

El dinamómetro de chasis mide la potencia del motor sin la necesidad de desmontarlo del vehículo, los ensayos se realizan poniendo en marcha las ruedas de tracción sobre un par de rodillos, los resultados obtenidos serán representados de forma gráfica mediante curvas, esta

herramienta resulta particularmente útil pues permite observar y probar en su conjunto los elementos que integran el automóvil, ya que los resultados de las pruebas obtenidas reflejan de manera más cercana el comportamiento que tendrá el vehículo en condiciones reales de operación (Salazar, 2016, pág. 6).

2.2.3 DINAMÓMETRO INERCIAL

El dinamómetro de inercia es empleado para estimar la potencia y par de torsión de un motor, su principio de funcionamiento se basa en la estimación de la energía necesaria para acelerar una masa inercial conocida en un intervalo de tiempo, lo que da como resultado la potencia requerida y a partir de este dato se estima el par motor. Esto se logra mediante la medición constante de la velocidad de giro (Cerecero, 2012, pág. 15).

2.2.3.1 Ficha técnica del dinamómetro

Las pruebas de torque y potencia se realizaron en un dinamómetro Vamag y sus especificaciones técnicas de detalla en la tabla 2.1.

Tabla 2.1 Ficha técnica

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)|

2.2.4 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).

2.2.5 FICHA TÉCNICA DEL VEHÍCULO DE PRUEBA

En la figura 2.2, se describe las principales especificaciones técnicas y características del vehículo de prueba, emitidos por el fabricante.

DATOS GENERALES DEL VEHÍCULO (Datos del fabricante)		
Marca	Suzuki	Vehículo de prueba 
Potencia Máxima	62 hp @ 6 000 RPM	
Torque	100 Nm @ 3 500 RPM	
Peso	950 kg	
Cilindraje	1 324 cc	
Cilindros	4 en línea	
Modelo	Samurai SJ-413	
Año	1986	
Categoría	Vehículo utilitario	
Combustible	Gasolina	
Posición del motor	Delantero/ Longitudinal	
Relación de compresión	8,9:1	

Figura 2.2 Ficha técnica del vehículo Suzuki SJ-413

(Suzuki 88, 2012, pág. 1)

2.2.6 UBICACIÓN DEL VEHÍCULO EN EL DINAMÓMETRO

Previo al inicio de las pruebas en el dinamómetro, se verificó que el vehículo de prueba se encuentre operando correctamente y sin ningún defecto, con la finalidad de asegurar el funcionamiento adecuado del vehículo durante las pruebas y así obtener resultados óptimos de par motor y potencia. Como se aprecia en la figura 2.3, se encuentra instalada la configuración de escape (4-1).



Figura 2.3 Configuración (4-1)

Cabe recalcar que la configuración (4-2-1), es implementada en el mismo vehículo como se muestra en la figura 2.4, con la finalidad de determinar la variación del par motor y potencia de los sistemas mencionados, los procedimientos descritos posteriormente se realizaron para los dos sistemas.



Figura 2.4 Configuración (4-2-1)

Seguidamente se describe el procedimiento a seguir para el correcto montaje del vehículo en el dinamómetro, se inició ubicando las ruedas motrices del vehículo sobre los rodillos del dinamómetro y comprobar que los neumáticos se encuentren alineados con la línea de marcha del equipo, posteriormente se procedió a colocar las correas de sujeción de seguridad, permitiendo de esta manera que el vehículo quede anclado durante el tiempo de prueba.



Figura 2.5 Colocación de correas de seguridad

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, una vez concluido el proceso de montaje del vehículo en el dinamómetro se procede a realizar las pruebas de torque y potencia

2.2.7 PRUEBAS DE TORQUE Y POTENCIA

Antes de dar inicio a las pruebas en el dinamómetro, se debe ingresar datos de las especificaciones técnicas del vehículo de prueba en el software Vamag. Para determinar los límites de funcionamiento según el año de fabricación y su cilindraje como se puede observar en la figura 2.6.

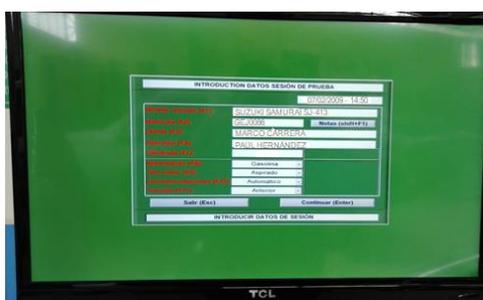


Figura 2.6 Ingreso de datos en el sistema

Seguidamente del ingreso de los datos del vehículo en el menú principal se procedió a seleccionar la escala de potencia mostrada en el software, para la selección de este parámetro se debe tomar en consideración la potencia del vehículo de prueba y elegir la opción más cercana siendo ésta la opción F1 de 121 hp.

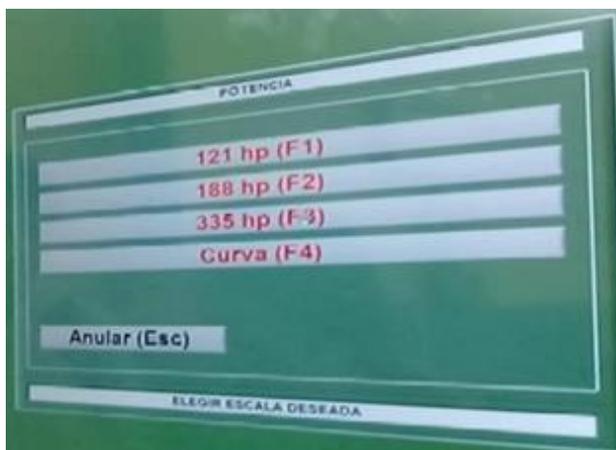


Figura 2.7 Selección del valor de la potencia

A continuación, se sincronizó el número de revoluciones de la rueda con los rodillos del dinamómetro, se comprobó la relación de transmisión misma que debe tener la relación 1:1 y la velocidad de salida en la cual da inicio a las gráficas de torque y potencia es de 50 km/h. Como se indica en la figura 2.8.

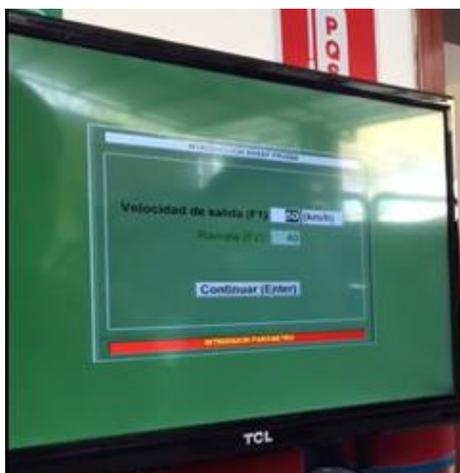


Figura 2.8 Ingreso del valor de la velocidad de salida

Se aceleró el vehículo de manera progresiva, hasta llegar a la relación de transmisión 1:1 (penúltima marcha), como se muestra en la figura 2.9, la velocidad de salida está representada por una línea vertical de color verde (50 km/h) y la velocidad del vehículo representada por una línea vertical roja la cual avanza progresivamente, cuando la línea roja supere la velocidad de salida se debe presionar el pedal del acelerador a fondo, en ese

momento inicia el proceso de las gráficas de torque y potencia hasta llegar a una velocidad máxima promedio de 117.2 km/h.

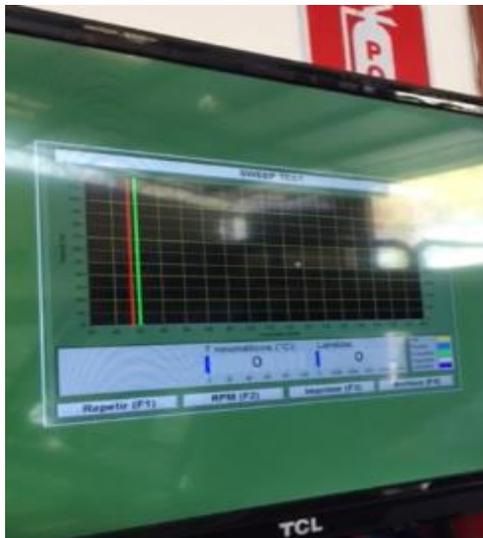


Figura 2.9 Principio de la aceleración

3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

En el presente capítulo, se analizó los valores y curvas características obtenidas de las pruebas dinamométricas en función de las configuraciones de escape descritas con anterioridad, se realizaron un total de 5 pruebas por cada configuración de escape, con los resultados obtenidos se realizó un análisis estadístico y se determinó que configuración de escape genera mayor rendimiento en cuanto a par motor y potencia.

3.1 PRUEBA DINAMOMÉTRICA NÚMERO 1, CONFIGURACIÓN (4-1)

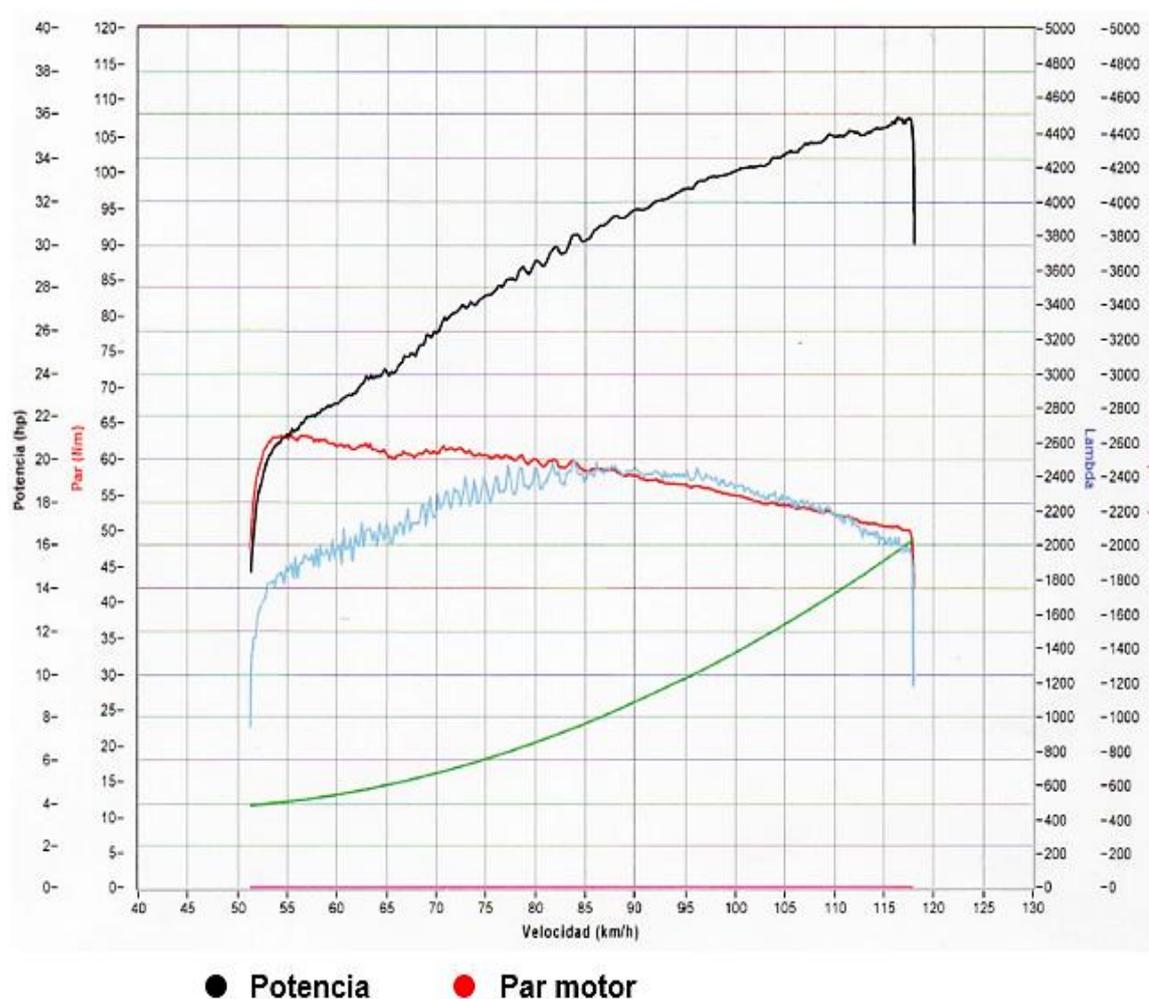


Figura 3.1 Curvas características torque y potencia prueba 1

En la figura 3.1, se puede ver las diferentes curvas características tanto de la potencia como del par motor, mismos que fueron obtenidos como resultado de la prueba realizada en el dinamómetro, a su vez su adquirió un valor máximo del par motor de 63,0 Nm a 2401 rpm, lo cual indica que es la mayor fuerza que entrega el motor, la curva tiende a decaer ya que

el torque es una variable dependiente de la calidad de la explosión. Por otra parte, la potencia inicia con un valor mínimo de 15 hp a 2 215 rpm, aumentando progresivamente la velocidad lo cual permitió adquirir una potencia máxima de 35,9 hp a 5044 rpm.

A continuación, se detallan los valores máximos de torque, potencia, revoluciones y velocidad alcanzados en la prueba 1.

Tabla 3.1 Resultados prueba 1

	Valor	Velocidad	RPM
Potencia	35,0 hp	116 km/h	5 044 rpm
Torque	63,0 Nm	55 km/h	2 401 rpm

3.2 PRUEBA DINAMOMÉTRICA NÚMERO 2, CONFIGURACIÓN (4-1)

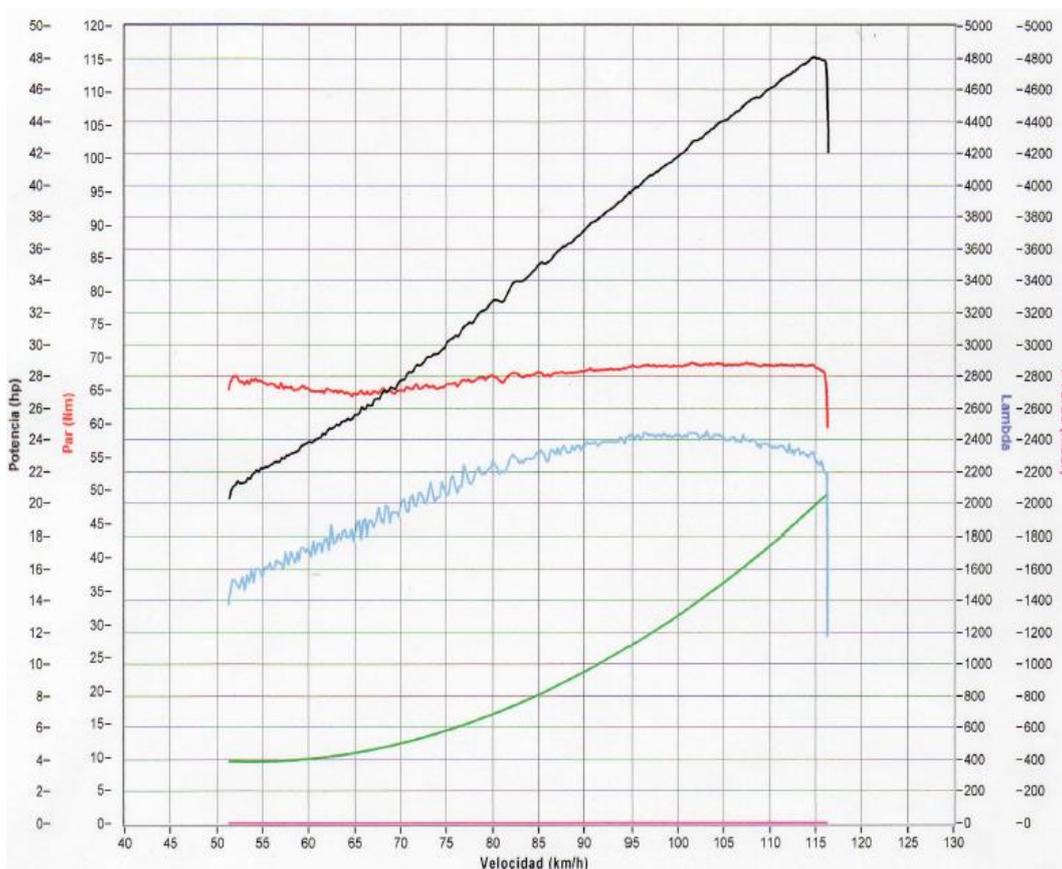


Figura 3.2 Curvas características torque y potencia prueba 2

De los valores obtenidos en la figura 3.2, se puede observar que la curva de par motor empieza siendo ascendente hasta llegar a las revoluciones de 4 397 rpm donde el motor rinde

el par máximo de 69,0 Nm, en tanto la curva de potencia asciende vertiginosamente hasta alcanzar una potencia máxima de 48,1 hp a 4 967 rpm, en mencionada prueba se alcanzó una velocidad de punta de 116 km/h.

Posteriormente se especifican los datos máximos de torque, potencia, revoluciones y velocidad alcanzados en la prueba 2.

Tabla 3.2 Resultados prueba 2

	Valor	Velocidad	RPM
Potencia	48,1 hp	115 km/h	4 967 rpm
Torque	69,0 Nm	102 km/h	4 397 rpm

3.3 PRUEBA DINAMOMÉTRICA NÚMERO 3, CONFIGURACIÓN (4-1)

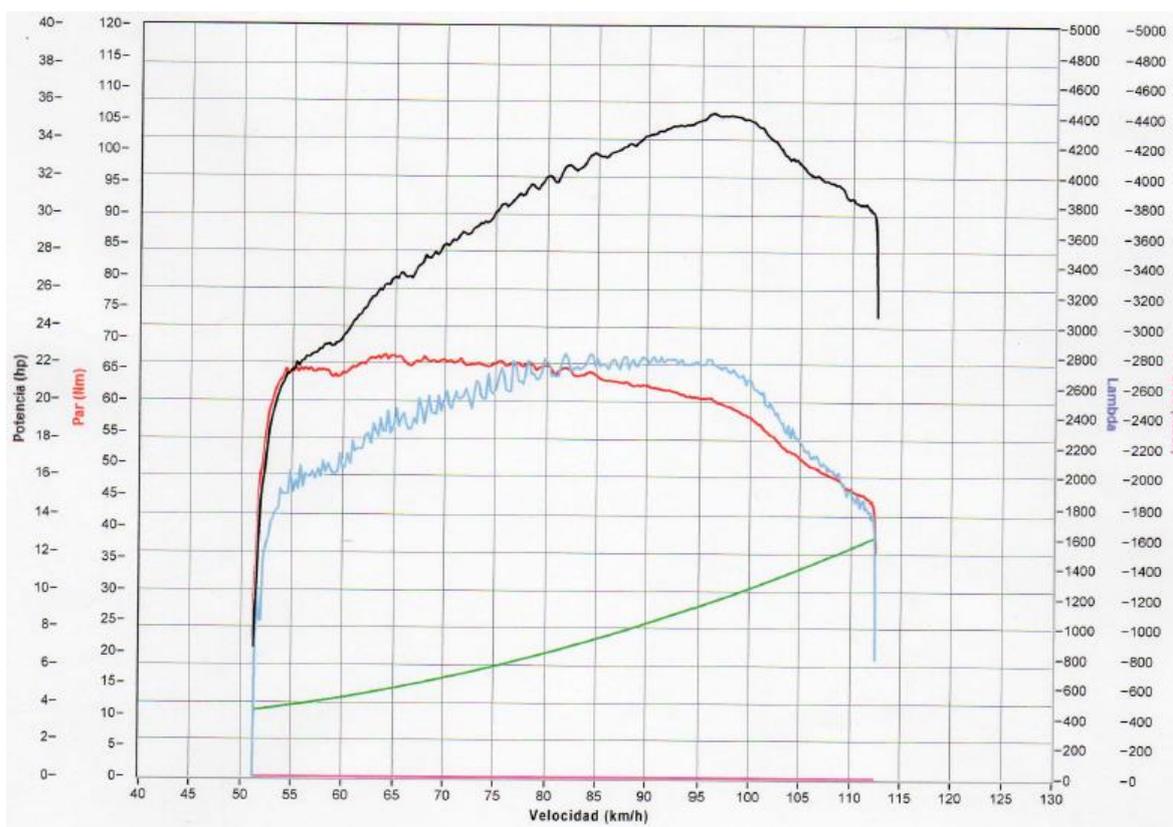


Figura 3.3 Curvas características torque y potencia prueba 3

Los valores alcanzados determinan que el torque inicia su curva característica de manera ascendente hasta alcanzar un valor máximo de 67,0 Nm correspondiente a 2 772 rpm, superado este número de revoluciones el torque decae ya que ha mayor número de

revoluciones se genera más explosiones en menor tiempo lo que implica que la carga y vaciado del cilindro no se realice completamente en cada ciclo y por tanto se pierda fuerza de explosión, con respecto a la potencia su curva empieza ascender en función del régimen de giro del motor alcanzado su potencia máxima de 35,4 hp a 4 160 rpm, la velocidad de punta alcanzada en esta prueba fue de 113 km/h.

En la tabla 3.3, se indican los valores de torque y potencia máximos que se obtuvieron en la prueba 3.

Tabla 3.3 Resultados prueba 3

	Valor	Velocidad	RPM
Potencia	35,4 hp	96 km/h	4 160 rpm
Torque	67,0 Nm	64 km/h	2 772 rpm

3.4 PRUEBA DINAMOMÉTRICA NÚMERO 4, CONFIGURACIÓN (4-1)

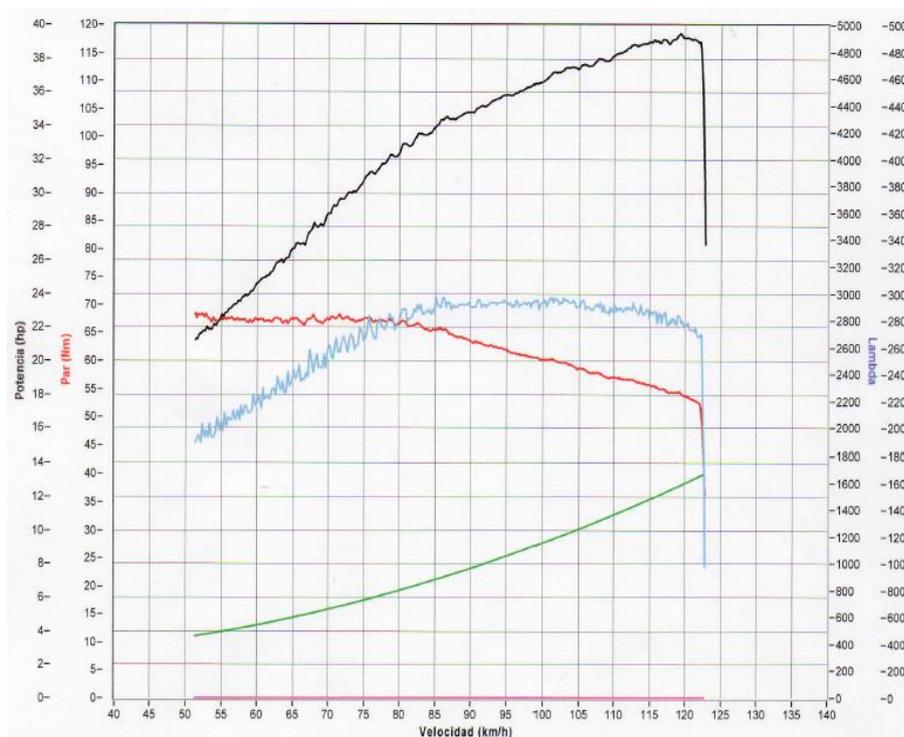


Figura 3.4 Curvas características torque y potencia prueba 4

Como se puede apreciar en la figura 3.4, los valores de torque reflejan su pico más alto con un valor correspondiente a 68,0 Nm a 2 216 rpm, es decir, el máximo trabajo que realiza el motor por cada vuelta del cigüeñal, y tiende a decaer debido a que la combustión ya no es

óptima, con relación a la potencia inicia un período ascendente desde los 21 hp a 2 216 rpm hasta alcanzar un valor máximo de 39,5 hp a 5 164 rpm.

En la siguiente tabla 3.4, se muestran los valores máximos obtenidos de torque y potencia que se realizaron en la prueba 4.

Tabla 3.4 Resultados prueba 4

	Valor	Velocidad	RPM
Potencia	39,5 hp	119 km/h	5 164 rpm
Torque	68,0 Nm	51 km/h	2 216 rpm

3.5 PRUEBA DINAMOMÉTRICA NÚMERO 5, CONFIGURACIÓN

(4-1)

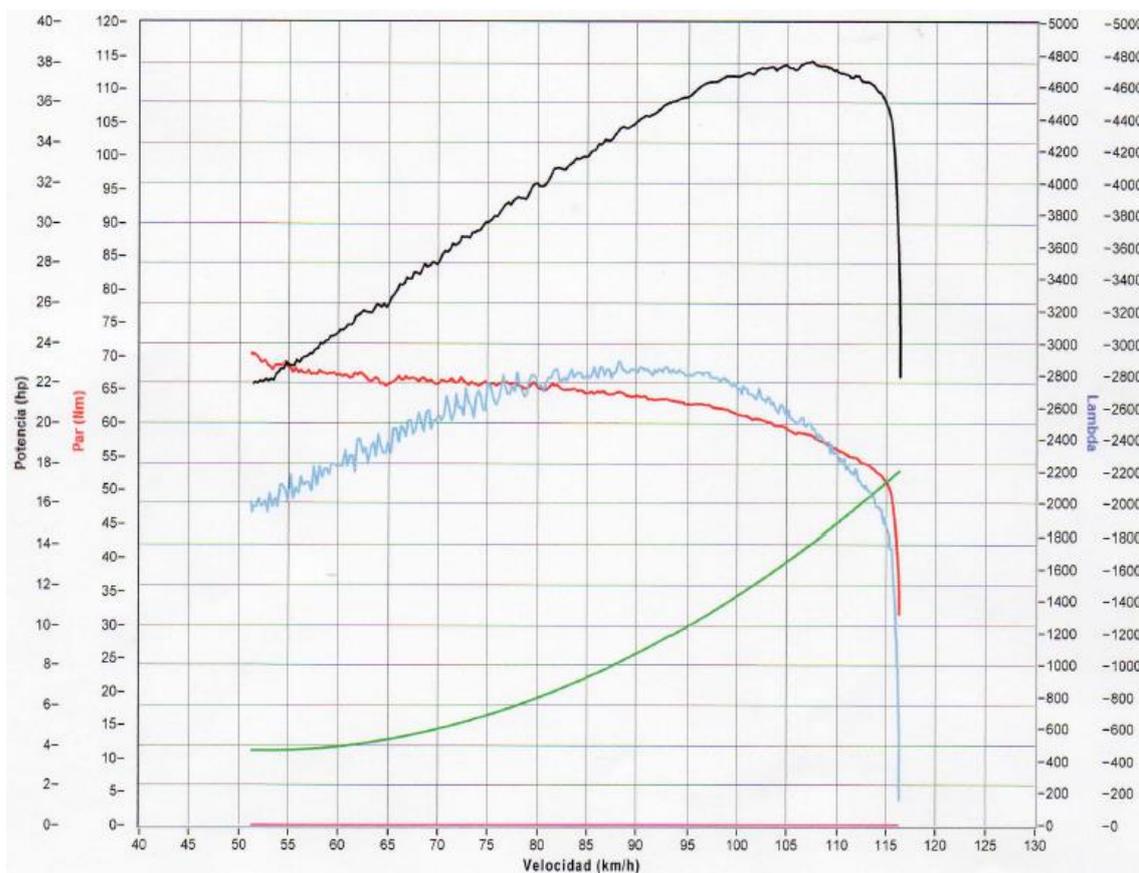


Figura 3.5 Curvas características torque y potencia prueba 5

En la figura 3.5, se puede visualizar como la curva de par motor tiene un valor máximo de 71,0 Nm a 2 216 rpm y decae progresivamente por factores que afectan al torque entre las cuales se puede mencionar que la fracción de tiempo para cada combustión se reduce debido

al aumento de régimen de giro del motor, lo cual conlleva a desarrollar una potencia máxima de 38,1 hp a 4 659 rpm alcanzado una velocidad de punto en esta prueba de 116 km/h.

A continuación, se detallan en la tabla 3.5, los valores máximos obtenidos de torque, potencia, revoluciones y velocidad alcanzados en la prueba 5.

Tabla 3.5 Resultados prueba 5

	Valor	Velocidad	RPM
Potencia	38,1 hp	108 km/h	4 659 rpm
Torque	7,0 Nm	51 km/h	2 216 rpm

3.6 RECOPIACIÓN DE LOS DATOS DE PAR MOTOR Y POTENCIA DE LA CONFIGURACIÓN DE ESCAPE (4-1).

A continuación, se realiza una tabla de los valores obtenidos de torque y potencia con el objetivo de determinar el promedio de los diferentes resultados que arrojó las pruebas dinamométricas para este sistema.

Tabla 3.6 Resultados obtenidos de las pruebas realizadas con la configuración (4-1)

	Potencia	RPM	Velocidad	Par motor	RPM	Velocidad
Prueba 1	35,9 hp	5 044 rpm	116 km/h	63,0 Nm	2 401 rpm	55 km/h
Prueba 2	48,1 hp	4 967 rpm	115 km/h	69,0 Nm	4 397 rpm	102 km/h
Prueba 3	35,4 hp	4 160 rpm	96 km/h	67,0 Nm	2 772 rpm	64 km/h
Prueba 4	39,5 hp	5 164 rpm	119 km/h	68,0 Nm	2 216 rpm	51 km/h
Prueba 5	38,1 hp	4 659 rpm	108 km/h	71,0 Nm	2 216 rpm	51 km/h
Promedio	39,4 hp	4 798,8 rpm	110,8 km/h	67,6 Nm	2 800,4 rpm	64,6 km/h

Una vez culminadas las pruebas dinamométricas y recopilados los datos de cada una de ellas se refleja una variación en los valores de potencia y par motor, obteniendo como resultado que el valor más alto de potencia se registró en la prueba número 2, obteniendo un valor de 48,1 hp, simultáneamente se alcanza un par máximo de 69,0 Nm debido a la calidad óptima de las explosiones en el motor, como se muestra en la tabla 3.6.

3.7 PRUEBA DINAMOMÉTRICA NÚMERO 1, CONFIGURACIÓN (4-2-1)

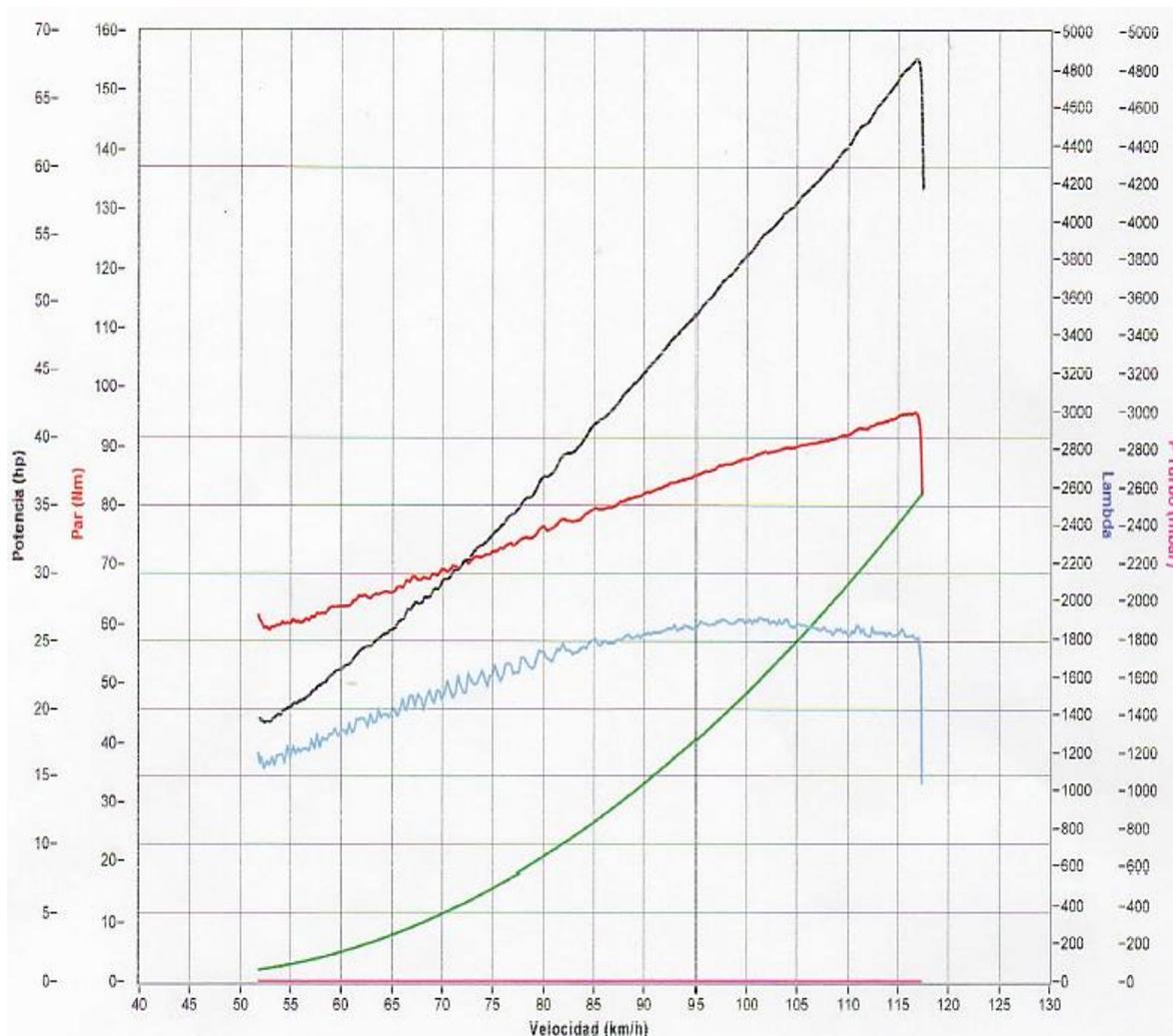


Figura 3.6 Curvas características torque y potencia prueba 1

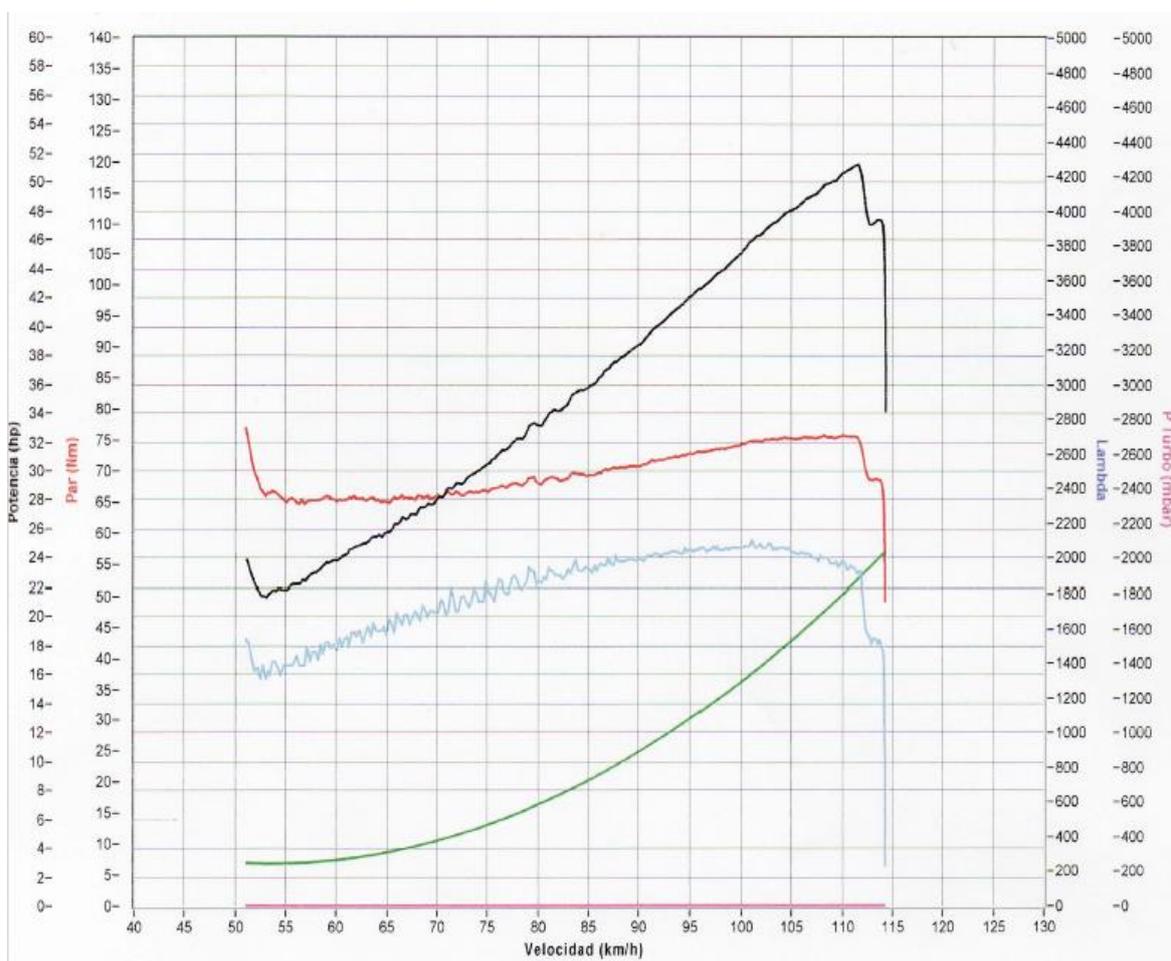
Como se puede apreciar en la figura 3.6, la curva característica del par motor inicia con un valor de 63 Nm a 2 237 rpm, obteniendo con la configuración (4-2-1) un aumento prolongado en el par motor de 96,0 Nm a 5 056 rpm, debido a que su diseño es de longitudes cortas, en cuanto a la potencia inicia con un valor bajo de 19 hp a 2 237 rpm, adquiriendo un aumento de potencia en función de la velocidad hasta obtener una potencia máxima de 67,9 hp a 5 056 rpm, dicha configuración genera menor esfuerzo en el motor, evacuando los gases con mayor rapidez e incrementando la potencia.

En la siguiente tabla 3.7, se especifican los datos máximos obtenidos de par motor, potencia con sus respectivas rpm y velocidad alcanzados en la prueba 1.

Tabla 3.7 Resultados prueba 1

	Valor	Velocidad	RPM
Potencia	67,9 hp	117 km/h	5 056 rpm
Torque	96,0 Nm	117 km/h	5 056 rpm

3.8 PRUEBA DINAMOMÉTRICA NÚMERO 2, CONFIGURACIÓN (4-2-1)

**Figura 3.7** Curvas características torque y potencia prueba 2

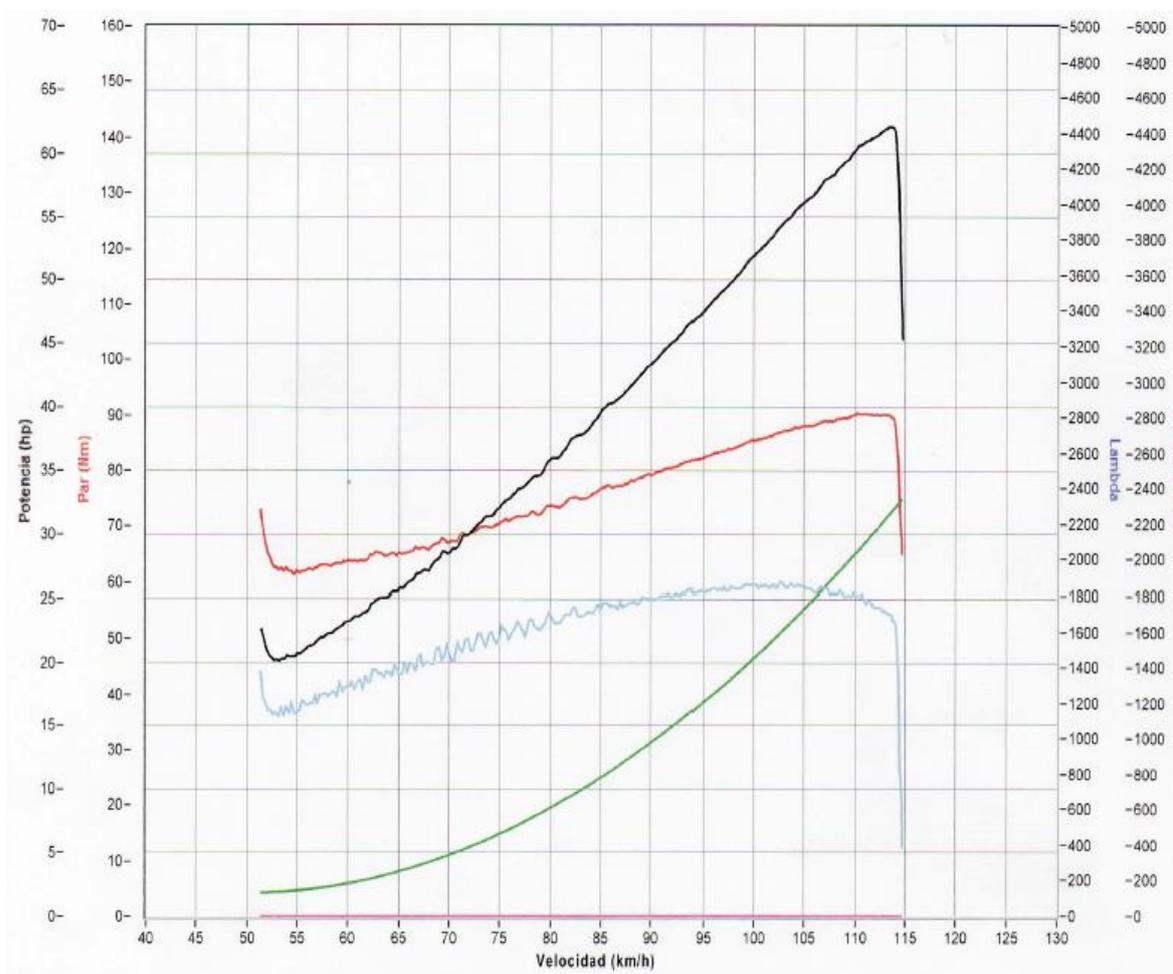
En el desarrollo de la prueba número 2, muestra un par máximo de 77,0 Nm a 2 210 rpm lo que justifica que la configuración (4-2-1) responde bien en bajas revoluciones en cuanto al torque y la potencia alcanza su valor máximo de 51,2 hp durante la aceleración a 4 839 rpm.

Como se puede mostrar en la tabla 3.8, se detallan los valores máximos alcanzados en la prueba 2, referentes al par motor y potencia.

Tabla 3.8 Resultados prueba 2

	Valor	Velocidad	RPM
Potencia	51,2 hp	112 km/h	4 839 rpm
Torque	77,0 Nm	51 km/h	2 210 rpm

3.9 PRUEBA DINAMOMÉTRICA NÚMERO 3, CONFIGURACIÓN (4-2-1)

**Figura 3.8** Curvas características torque y potencia prueba 3

En la figura 3.8, se representa el comportamiento de la curva de torque la cual inicia su trayectoria con un valor mínimo de 72 Nm a 2 212 rpm y alcanzando su valor máximo de 90,0 Nm a 4 774 rpm, con respecto a la curva característica de la potencia esta asciende drásticamente hasta alcanzar un valor máximo de 62,1 hp a 4 920 rpm, considerando que en esta prueba el número de revoluciones máximas alcanzadas es de 4 974 rpm con una velocidad de punta de 115 km/h.

A continuación, se especifican los valores máximos de torque, potencia, revoluciones y velocidad alcanzados en la prueba 3.

Tabla 3.9 Resultados prueba 3

	Valor	Velocidad	RPM
Potencia	62,1 hp	114 km/h	4 920 rpm
Torque	90,0 Nm	110 km/h	4 774 rpm

3.10 PRUEBA DINAMOMÉTRICA NÚMERO 4, CONFIGURACIÓN (4-2-1)

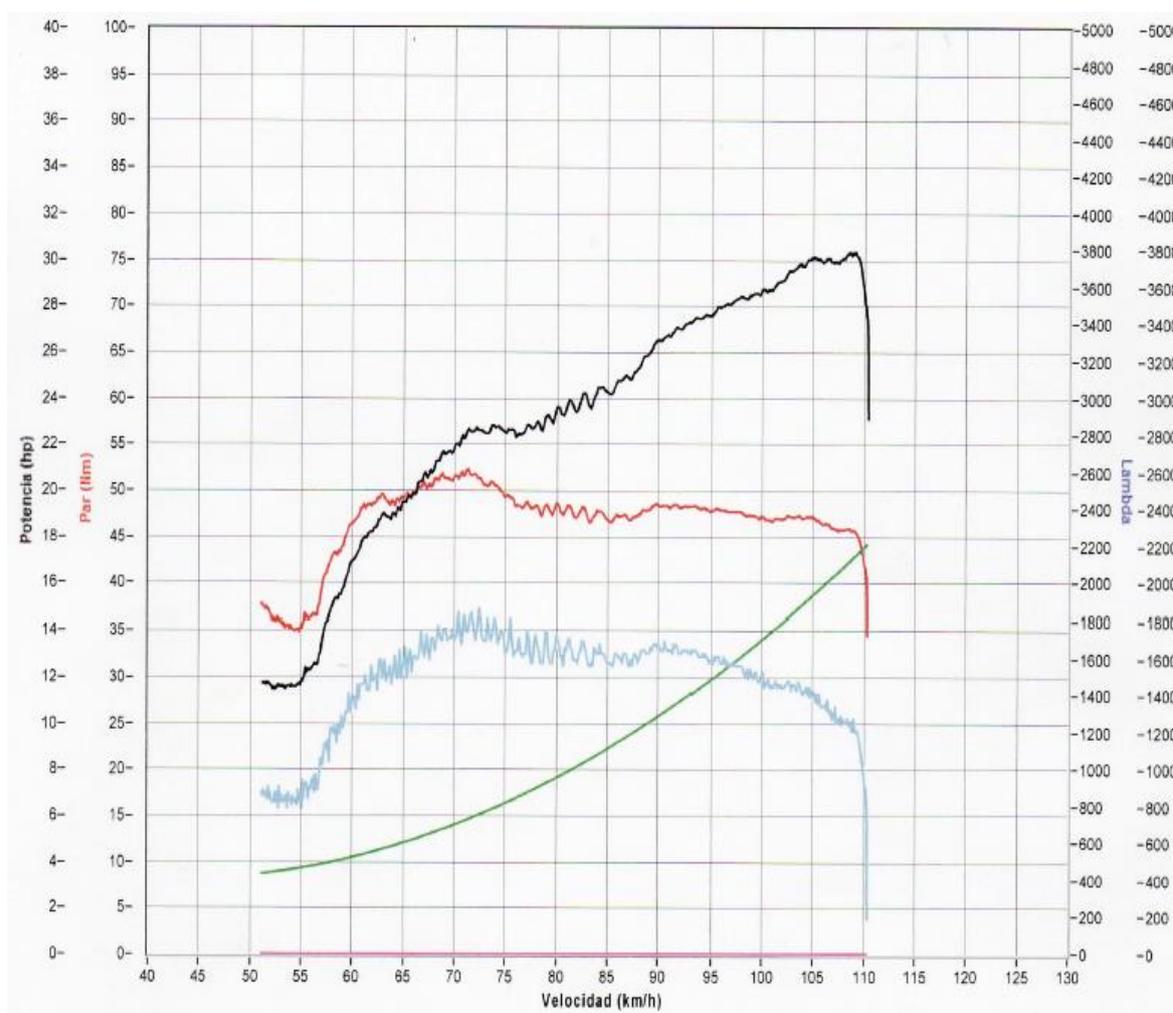


Figura 3.9 Curvas características torque y potencia prueba 4

En la gráfica 3.9, se obtiene un par máximo de 90,0 Nm a 110 km/h validando que esta configuración (4-2-1) obtiene el par máximo a un rango medio de revoluciones, por otra

parte, se puede apreciar en la gráfica que la potencia alcanza un valor máximo de 30,3 hp a 4 730 rpm.

En la siguiente tabla 3.10, se indican los datos obtenidos de torque y potencia que se realizaron en la prueba 4.

Tabla 3.10 Resultados prueba 4

	Valor	Velocidad	RPM
Potencia	30,3 hp	109 km/h	4 730 rpm
Torque	52,0 Nm	71 km/h	3 085 rpm

3.11 PRUEBA DINAMOMÉTRICA NÚMERO 5, CONFIGURACIÓN (4-2-1)

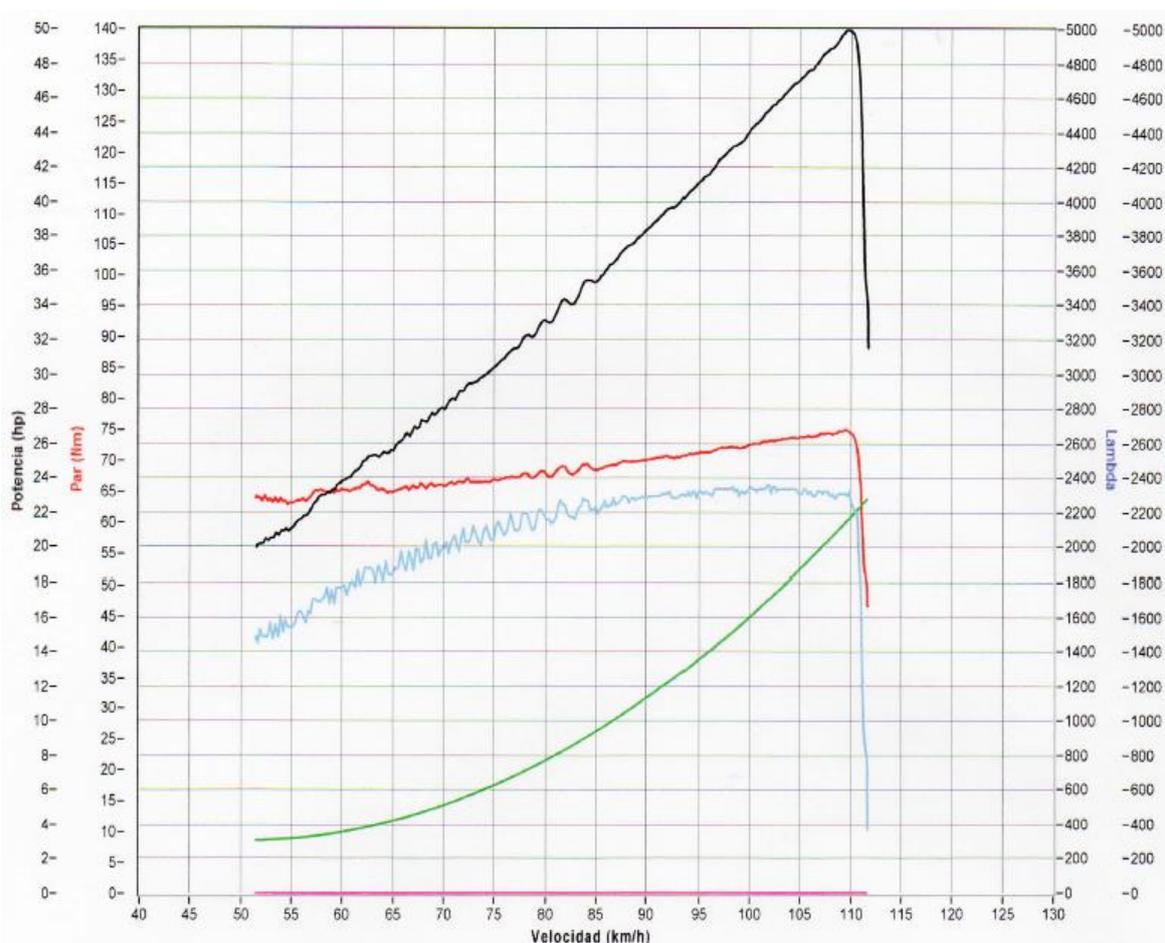


Figura 3.10 Curvas características torque y potencia prueba 5

En la figura 3.10, se puede observar el comportamiento de la curva de par motor a diferentes regímenes describiendo una trayectoria ascendente hasta alcanzar un valor de 75,0 Nm a 4

745 rpm, debido al diseño del colector de escape, en referencia a la potencia esta alcanza un valor máximo de 50,0 hp a 4 755 rpm en función de la velocidad.

Como se puede ver en la tabla 3.11, se muestran los valores máximos obtenidos en la prueba 5, referentes al par motor y potencia con sus respectivas rpm y velocidades.

Tabla 3.11 Resultados prueba 5

	Valor	Velocidad	RPM
Potencia	50,0 hp	110 km/h	4 755 rpm
Torque	75,0 Nm	110 km/h	4 745 rpm

3.12 RECOPIACIÓN DE LOS DATOS DE PAR MOTOR Y POTENCIA DE LA CONFIGURACIÓN DE ESCAPE (4-2-1).

Seguidamente, se realiza una tabla de los valores máximos obtenidos del par motor y potencia, con la finalidad de obtener el promedio de los diferentes resultados de las pruebas realizadas en el dinamómetro en este sistema.

Tabla 3.12 Resultados obtenidos de las pruebas realizadas con la configuración (4-2-1)

	Potencia	RPM	Velocidad	Par motor	RPM	Velocidad
Prueba 1	67,9 hp	5 056 rpm	117 km/h	96,0 Nm	5 056 rpm	117 km/h
Prueba 2	51,2 hp	4 839 rpm	112 km/h	77,0 Nm	2 210 rpm	51 km/h
Prueba 3	62,1 hp	4 920 rpm	114 km/h	90,0 Nm	4 774 rpm	110 km/h
Prueba 4	30,0 hp	4 730 rpm	109 km/h	52,0 Nm	3 085 rpm	71 km/h
Prueba 5	50,0 hp	4 755 rpm	110 km/h	75,0 Nm	4 745 rpm	110 km/h
Promedio	52,3 hp	4 860 rpm	112,4 km/h	78 Nm	3 974 rpm	91,8 km/h

Posterior a la culminación de las pruebas dinamométricas y recopilación de valores en cada una de ellas se demuestra una variación de datos en la potencia y par motor, consiguiendo como resultado que el valor más alto de la potencia se registró en la prueba número 1, con un valor de 67,9 hp, a su vez se consigue un par máximo de 96,0 Nm debido a que la configuración (4-2-1), en su diseño del colector de escape posee longitudes pequeñas,

mismas que sirven para alcanzar el par motor y potencia a altas revoluciones como se muestra en la tabla 3.12.

3.13 COMPARACIÓN DE CURVAS CARACTERÍSTICAS DE PAR MOTOR Y POTENCIA EN FUNCIÓN DEL SISTEMA DE CONFIGURACIÓN ESTÁNDAR (4-1) y (4-2-1).

Como se puede apreciar en la figura 3.11, están representadas las curvas características correspondientes a la potencia de cada configuración del sistema de escape, con la finalidad de comprender de mejor manera las trayectorias que obtuvieron dichas curvas en las pruebas realizadas, cabe recalcar que las pruebas dinamométricas fueron realizadas con las configuraciones (4-1) y (4-2-1) en el mismo vehículo.

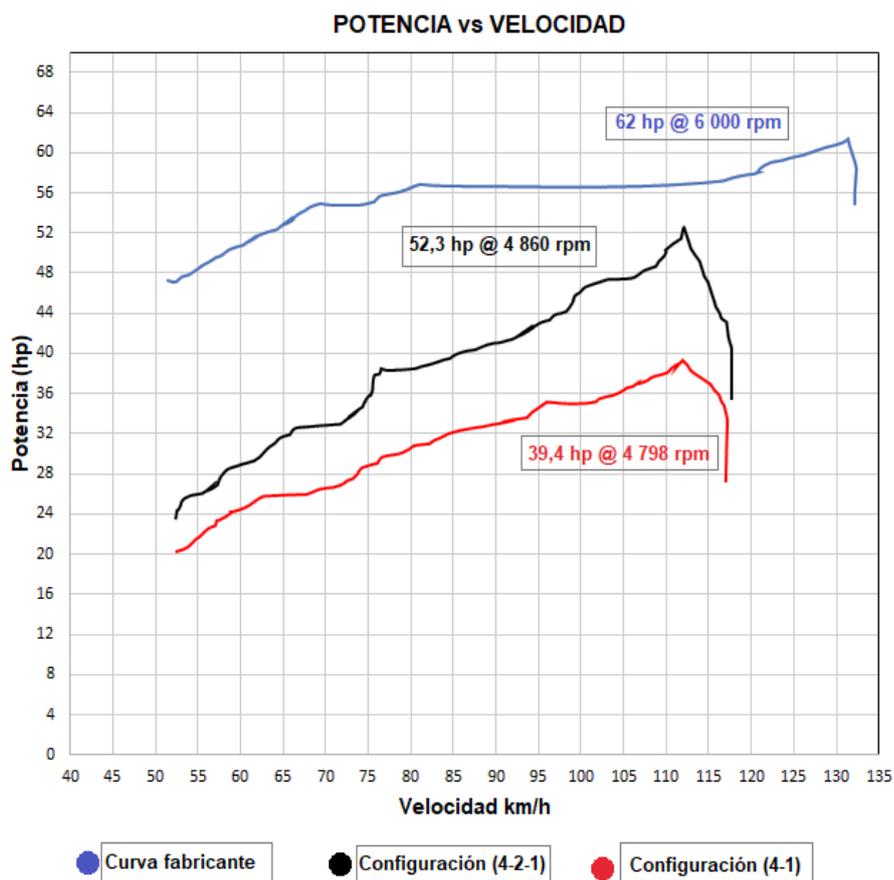


Figura 3.11 Comparación curvas de potencia

En la figura 3.11, se muestra las curvas correspondientes de potencia del fabricante y de las configuraciones de escape (4-2-1) y (4-1).

Como se puede apreciar en la figura 3.11, la configuración (4-1) alcanza una potencia máxima de 39,4 hp a 4 798 rpm. En tanto la configuración (4-2-1) obtuvo una potencia

máxima de 52,3 hp a 4 860 rpm, determinando que la configuración (4-2-1) obtiene un mejor rendimiento con una diferencia en potencia de 12,9 hp equivalente al 24% en relación a la configuración (4-1).

En relación a los datos del fabricante (configuración estándar) ésta obtiene un mejor rendimiento con una diferencia de potencia 9,7 hp equivalente al 15,64% en relación a la configuración (4-2-1).

La configuración (4-1) tiene una merma en su potencia de 22,6 hp equivalente al 36,45% en relación a la potencia emitida por el fabricante.

Como se puede observar en la figura 3.12, están representadas las curvas correspondientes al torque de cada configuración del sistema de escape, con el objetivo de comprender las trayectorias que obtuvieron dichas curvas en las pruebas realizadas, cabe mencionar que las pruebas dinamométricas fueron realizadas con las configuraciones (4-1) y (4-2-1) en el mismo vehículo.

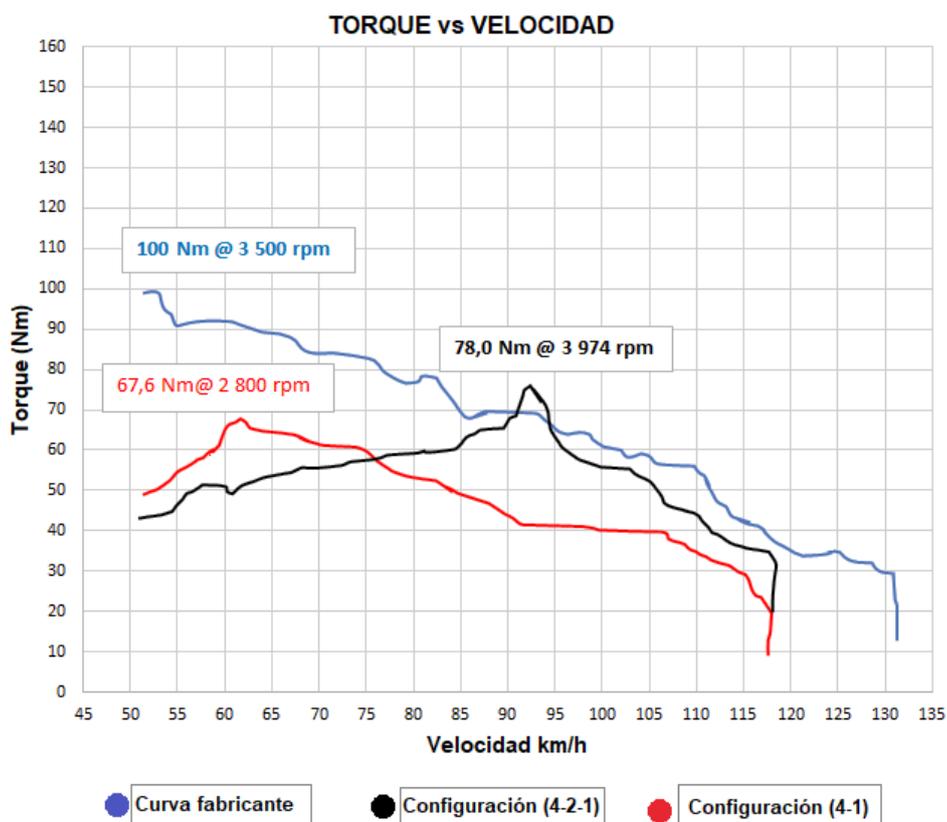


Figura 3.12 Comparación curvas torque

En la figura 3.12, se representan las curvas características de torque tanto del fabricante como las configuraciones de escape (4-1) y (4-2-1).

La configuración (4-1) alcanzo un torque máximo de 67,6 Nm @ 2 800 rpm, mientras que el par máximo alcanzado por la configuración (4-2-1) es de 78,0 Nm @ 3 974 rpm, obteniendo como resultado que la configuración (4-2-1) generó un mayor torque con una variación de 10,4 Nm lo que equivale al 13,3% en rendimiento.

Haciendo referencia al par motor del fabricante muestra un valor de 100 Nm @ 3 500 rpm los valores obtenidos en las pruebas para la configuración (4-2-1) son de 78,0 Nm @ 3 774 rpm, evidenciando así una pérdida de torque correspondiente al 22%.

De igual manera los valores obtenidos para la configuración (4-1) son de 67,6 Nm @ 2 800 rpm en comparación con los datos del fabricante, esta configuración (4-1) indica una reducción de 32,4 Nm, determinando de esta manera una pérdida de par motor correspondiente al 32,4%.

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1 CONCLUSIONES

- ✓ Con la implementación del sistema de escape en los motores de ciclo otto se obtiene una reducción del 15,64 % en potencia y un 22% en relación al par motor debido, a la restricción de los gases de escape en su evacuación hacia la atmósfera.
- ✓ La potencia y el par motor obtenido en las pruebas dinamométricas por las configuraciones de escape (4-2-1) y (4-1) fueron de 52,3 hp, 78,0 Nm y 39,4 hp, 67,6 Nm respectivamente, con lo cual se puede concluir que se obtiene una mayor potencia y par motor utilizando la configuración de escape (4-2-1).
- ✓ La configuración de escape (4-2-1), alcanzó una velocidad de punta en las pruebas dinamométricas de 113,6 km/h, en tanto la configuración de escape (4-1) alcanzó una velocidad de punta de 117,2 km/h, obteniendo de esta manera una diferencia de velocidad de punta del 3%.

4.2 RECOMENDACIONES

- ✓ Se recomienda investigar sobre la incidencia de la longitud primaria tanto para la configuración de escape (4-2-1) y (4-1) en la evacuación de los gases de escape.
- ✓ Se recomienda realizar pruebas dinamométricas con las distintas configuraciones de escape a diferentes altitudes.
- ✓ Se recomienda investigar sobre la influencia de las ondas de presión en los sistemas de escape ya que inciden directamente en el rendimiento del par motor y potencia de un motor ciclo Otto.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. Águeda, E., & etal. (2010). *Elementos amovibles*. Madrid: Paraninfo.
2. Albero, F. (2017). *Información Técnica FAE*. Obtenido de <http://www.fae.es/files/product/pdf/info-tecnica-sonda-lambda-14.pdf>
3. Aliaga, R. (2016). *Tesis*. Obtenido de Motores de combustión interna.: http://tesis.pucp.edu.pe/repositorio/bitstream/handle/123456789/7368/ALIAGA_RONALDO_CONSUMO_COMBUSTIBLE_EMISIONES_VEHICULO_ANEXOS.pdf?sequence=2
4. Alvarado, A. (2004). *Maquinaria y mecanización*. Costa Rica: Editorial Universidad Estatal a Distancia.
5. Aranguren, Á. (5 de Enero de 2018). *Motor y racing*. Obtenido de <https://www.motoryracing.com/coches/noticias/el-tubo-de-escape-su-historia-y-funcionamiento/>
6. Arce, D. (Julio de 2014). *Silenciador regulable con control inalámbrico* . Obtenido de http://tesis.pucp.edu.pe/repositorio/bitstream/handle/123456789/5576/ARCE_DIEGO_SILENCIADOR_REGULABLE_CONTROL_INALAMBRICO.pdf?sequence=1
7. AS-LS. (2017). *Catalizadores y filtros de partículas* . Obtenido de https://www.as-sl.com/pdf/info_catalizador.pdf
8. Ávila, A. (2016). *Tesis*. Obtenido de <http://repositorio.uide.edu.ec/bitstream/37000/1023/1/T-UIDE-035.pdf>
9. Barbadillo, F. (2011). *Tecnomovil*. Obtenido de <http://fbelectronica.com/Formacion-1/Curso-FSI.htm>
10. Barrera, O., & Ros, J. (2016). *Sistemas eléctricos y de seguridad y confortabilidad* . Madrid: Paraninfo .
11. Bosch, R. (2005). *Manual de la técnica del automóvil*. Alemania: ISBN.

12. Cabrera, J. (2016). *Diseño del sistema de escape de un motor de combustión de 4 tiempos para la competición MotoStudent*. Obtenido de Tesis :
<http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/90645/fichero/jose+cabrera+munuera+.pdf>
13. Cargua, F., & Castelo, J. (2017). *Tesis*. Obtenido de
<http://bibdigital.epn.edu.ec/handle/15000/17118>
14. CEAC. (2004). *Manual CEAC del automóvil*. Barcelona: Grupo Ceac.
15. Cerecero, M. (2012). Diseño de un dinamómetro de chasis para vehículos de hasta 3 500kg de peso bruto vehicular. *Universidad Nacional Autónoma de México*. México, México.
16. Chalá, F., & Ñacato, J. (Mayo de 2008). *Tesis*. Obtenido de
[biddigital.epn.edu.ec/bitstream/15000/627/1/CD-1537%282008-06-09-12-11-56%29.pdf](http://bibdigital.epn.edu.ec/bitstream/15000/627/1/CD-1537%282008-06-09-12-11-56%29.pdf)
17. Choe, M., & etal. (Septiembre de 2015). Flow analysis on formation of back-pressure in exhaust system applying electronic-variable valve. *Indian Journal of science and technology*, 5.
18. Eberspächer. (2017). *Eberspächer*. Obtenido de
<https://www.eberspaecher.com/en/products/exhaust-technology/innovations.html>
19. Ferrer, J., & Checa, G. (2010). *Mantenimiento mecánico preventivo del vehículo*. Madrid: Editex.
20. González, D. (2012). *Motores térmicos y sus sistemas auxiliares*. Madrid: Paraninfo.
21. Graham, B. (2006). *Four stroke performance tuning*. California: Haynes Publishing.
22. Griffiths, J., & Barnard, J. (2012). *Flame and combustion*. Great Britain: Blackie academic and professional.
23. Guarella, J., & etal. (28 de Septiembre de 2011). *Sensores y actuadores en motores*. Obtenido de https://webcache.googleusercontent.com/search?q=cache:-La2Lf6W8AoJ:https://www.ing.unlp.edu.ar/catedras/M0639/descargar.php%3Fsec%3D0%26id%3DM0639%26id_inc%3D2903+&cd=2&hl=es&ct=clnk&gl=ec
24. Heinz, K. (2005). *Manual de la técnica del automóvil*. . Alemania: GMBH.

25. Hernández, A. R. (2014). *Caracterización de un motor de combustión interna con dos tipos de combustible*. Obtenido de <https://www.imt.mx/archivos/Publicaciones/PublicacionTecnica/pt417.pdf>
26. Hernández, A., & Rafael, M. (2014). *Caracterización de un motor de combustión interna con dos tipos de combustible*. Obtenido de <https://www.imt.mx/archivos/Publicaciones/PublicacionTecnica/pt417.pdf>
27. Herrera, C. (2016). *Tesis*. Obtenido de <http://repositorio.uide.edu.ec/bitstream/37000/1013/1/T-UIDE-031.pdf>
28. Iglesias, A. (18 de Marzo de 2013). *SlideShare*. Obtenido de <https://es.slideshare.net/aicvigo1973/motor-de-gasolina-otto-de-4-tiempos>
29. Kagelmacher, E. (9 de Septiembre de 2013). *SlideShare*. Obtenido de <https://es.slideshare.net/estebankagelmacher/gases-y-normas>
30. Lexus . (2001). *Enciclopedia de física*. Lima: S. Marmol S.A.
31. Montesinos, A. (2017). *Tesis*. Obtenido de Propuesta de metodología para el análisis exergético de un motor de encendido por chispa. : http://tesis.pucp.edu.pe/repositorio/bitstream/handle/123456789/9163/MONTESINOS_ALAN_ANALISIS_EXERGETICO_MOTOR.pdf?sequence=8
32. MotorGIGA. (2015). *Motor a gasolina*. Obtenido de <https://motorgiga.com/hummer/fotos/foto-h2-hummer-motores-gasolina/171085>
33. Navarro, A. (08 de Noviembre de 2012). *Ciclo OTTO*. Obtenido de <http://navarrof.orgfree.com/Docencia/Termodinamica/CiclosGeneracion/ciclosdepotencia.htm>
34. Oskarsson, O. (Enero de 2014). *Control de emisiones*. Obtenido de <http://www.lacomunidadeltaller.es/wp-content/uploads/2014/01/Todo-Sobre-el-sistema-de-Escape-3.pdf>
35. Parada, E., & Villalva, R. (2016). *Tesis*. Obtenido de <http://dspace.esPOCH.edu.ec/bitstream/123456789/5229/1/65T00187.pdf>
36. Pardiñas, J., & Feijoo, R. (2018). *Sistemas auxiliares del motor*. Madrid: Editex S.A.

37. Payri, F., & Desantes, M. (2011). *Motores de combustión interna alternativos*. Barcelona: Reverté.
38. Payri, F., & Muñoz, M. (2011). *Motores de combustión interna alternativos*. Madrid : Fundación general U.P.M.
39. Pérez, M. (2017). *Sistemas auxiliares del motor* . Madrid: Paraninfo.
40. Rei, M. (2013). *Muy Historia* . Obtenido de <https://www.muyhistoria.es/curiosidades/preguntas-respuestas/quien-invento-la-maquina-de-vapor-581523355689>
41. Ríos, Y. (2016). *Historia del motor de combustión*. Obtenido de Slide Player : <https://slideplayer.es/slide/10438326/>
42. Rivas, E. (2013). *Universidad autónoma de Nariño*. Obtenido de <https://luisarteaga.wikispaces.com/SISTEMA+DE+ESCAPE>
43. Rondo, S. (24 de Agosto de 2010). *Triatmono* . Obtenido de <http://triatmono.info/2010/08/24/catalytic-converter-hubungannya-dengan-penurunan-performance/>
44. Salazar, C. (Marzo de 2016). Estudio para la implementación de un dinamómetro de chasis modelo X tracción dos ruedas. *Universidad Internacional del Ecuador*. Guayaquil, Ecuador .
45. Sánchez, M. (2012). *Mantenimiento de motores térmicos de dos y cuatro tiempos*. Málaga: IC Editorial.
46. Sanz, S. (2017). *Motores*. EDITEX.
47. Soriano, M., & Porras, A. (2014). *Distribución del motor de 4 tiempos* . Obtenido de <http://www3.gobiernodecanarias.org/medusa/ecoescuela/recursosdigitales/2014/11/20/distribucion-del-motor-de-4-tiempos/>
48. Srinivasan, S. (2007). *Automotive Engines*. New York : McGraw Hill.
49. Suzuki 88. (2012). Obtenido de <https://suzuki88.webcindario.com/SJ-prueba.htm>
50. Tarquino, E., & Rivas, D. (Noviembre de 2014). *Tesis*. Obtenido de <https://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/7207/1/UPS-CT004057.pdf>

51. Teo, A. (2013). *QuickHonda*. Obtenido de <http://www.quickhonda.net/exhaust.htm>
52. Torres, I., & Ayala, R. (2017). *Tesis*. Obtenido de <http://dspace.esPOCH.edu.ec/bitstream/123456789/7007/1/65T00239.pdf>
53. Tubosil. (2016). *El catalizador* . Obtenido de <http://www.tubosilescapes.com.ar/catalizadores.htm>
54. Vamag. (13 de Marzo de 2017). *Manual de Operación y Mantenimiento* . Italia: CE.
55. Vasava, M. (2018). *International journal of innovative research in science, engineering and technology*. Obtenido de www.rroij.com/open-access/a-review-on-heat-transfer-analysis-in-automotive-exhaust-system.php?aid=50245
56. Wall, J. (2013). *Dynamics study of an automobile exhaust system*. Obtenido de <https://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:837346/FULLTEXT01.pdf>

ANEXOS

ANEXO I

PRUEBAS REALIZADAS EN EL DINAMÓMETRO



Figura AI.1 Montaje del vehículo en el dinamómetro

ANEXO II



Figura AII.2 Colocación de las correas de sujeción

ANEXO III



Figura AIII.3 Configuración (4-1)

ANEXO IV

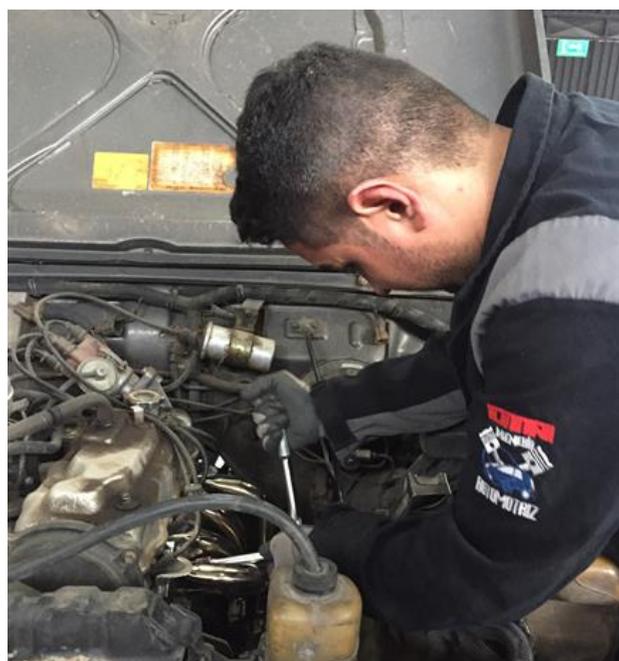
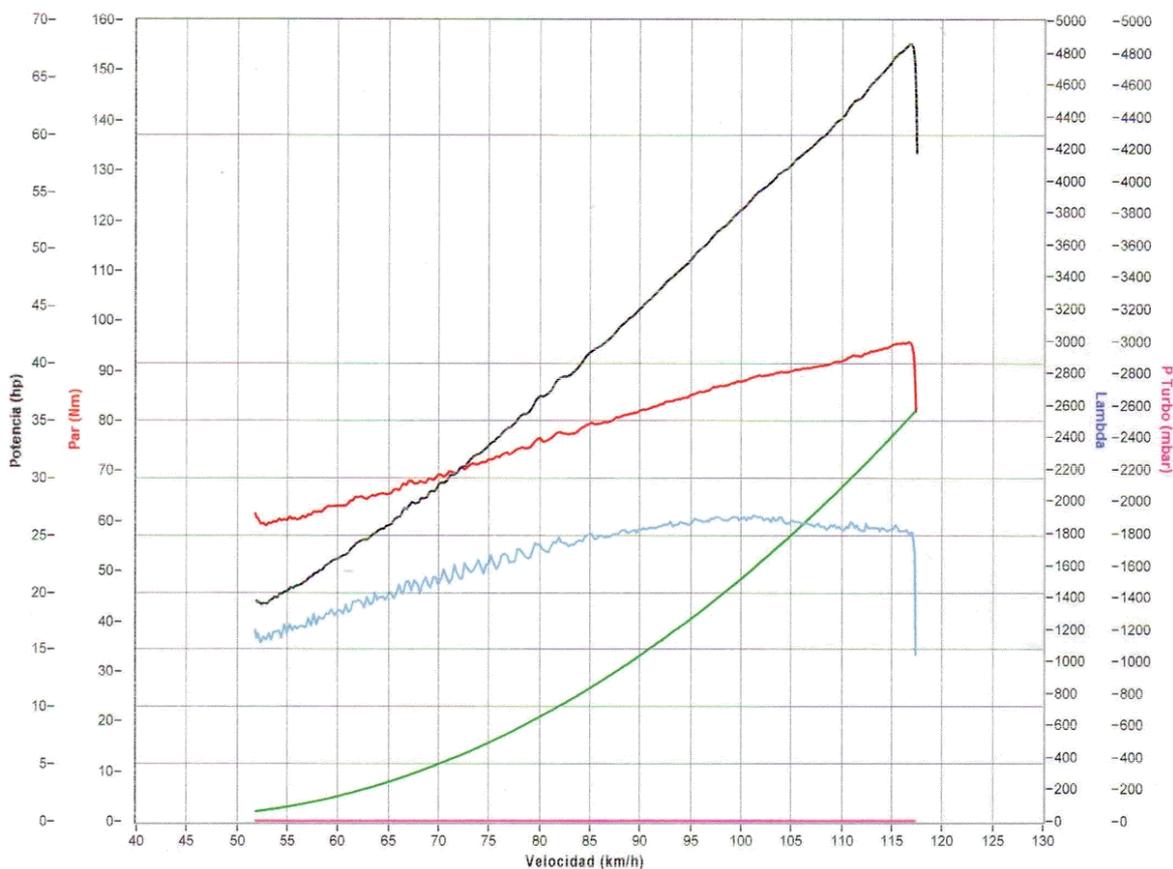


Figura AIV.4 Cambio del sistema de escape configuración (4-2-1)

ANEXO V**Figura AV.5 Configuración (4-2-1)**

ANEXO VI

RESULTADOS DE LAS PRUEBAS CONFIGURACIÓN (4-2-1)



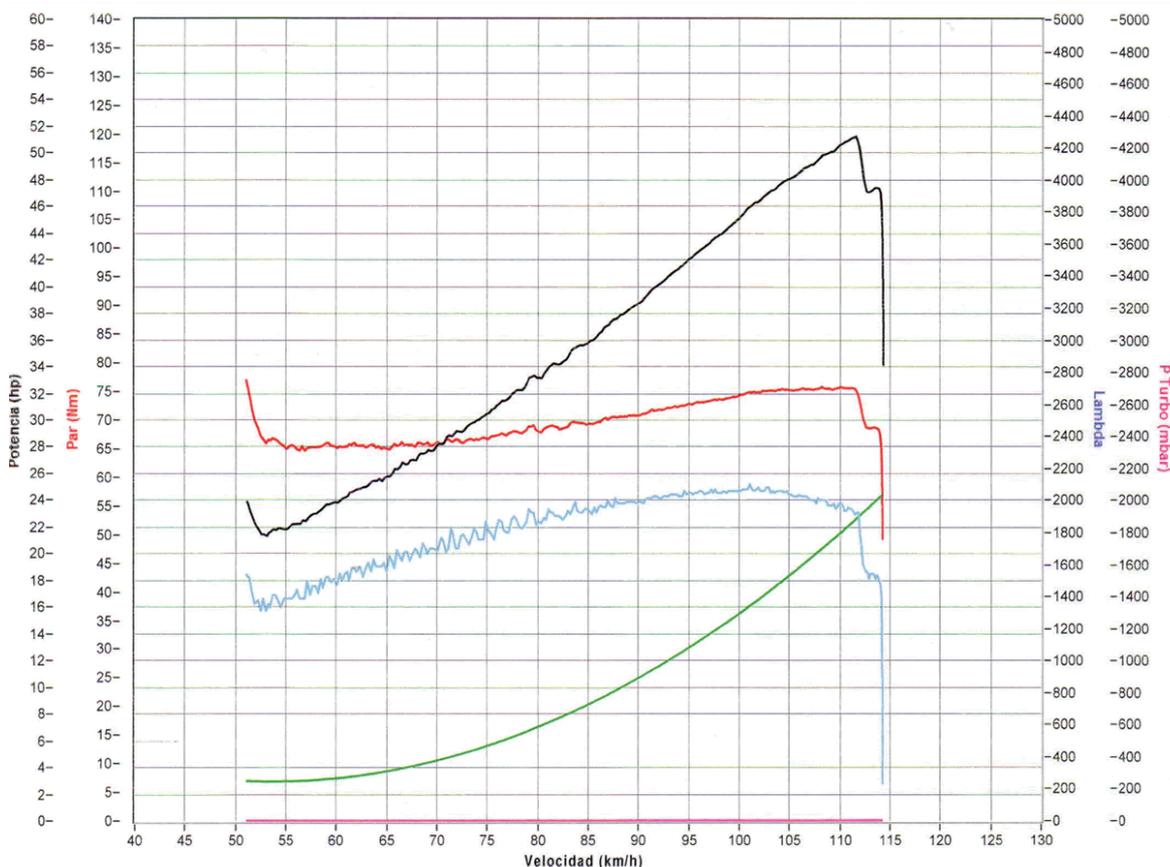
Fecha prueba	08/02/19 - 16:28:45
Modelo vehículo	sj413
Matrícula	gej0086
Cliente	Marco Carrera
Operador	Paul Hernandez
Cilindrada	1300
Alimentación	Gasolina
Tipo motor	Aspirado
Cuentarrev	Automático
Tracción	Posterior
Temperatura (°C)	26
Presión (mbar)	883
Nombre archivo	190208_162845.dat
Note	

● Potencia al cigüeñal	● Potencia a la rueda	● Potencia disipada
● Par motor	● Lambda	● Presion turbo

Potencia max motor	67,9	hp
Potencia max a correspondientes a	5056	rpm
corregido por	117	km/h
factor de corrección	ISO 1585	
Potencia max a la rueda	26,7	hp
Par máximo	96,0	Nm
Par máximo a correspondientes a	117	km/h
Presión turbo max	5056	rpm
Presión turbo max a correspondientes a	0	mbar
Lambda max	52	km/h
Lambda max a correspondientes a	2237	rpm
Velocidad punta	0	
Número de RPM máximas	52	km/h
	2237	rpm
	117	km/h
	5088	rpm

Figura AVI. 6 Resultados de torque y potencia configuración (4-2-1) prueba 1

ANEXO VII



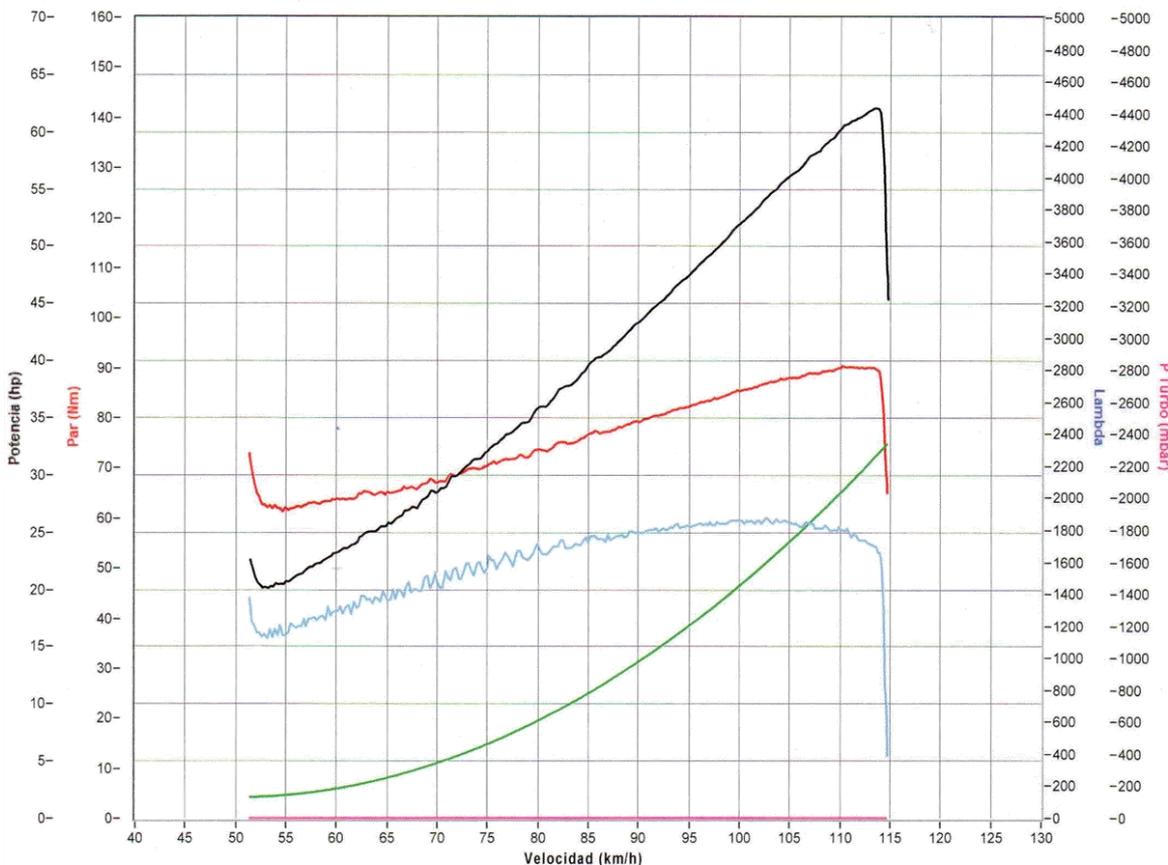
Fecha prueba	08/02/19 - 16:27:15
Modelo vehiculo	sj413
Matrícula	gej0086
Cliente	Marco Carrera
Operador	Paul Hernandez
Cilindrada	1300
Alimentación	Gasolina
Tipo motor	Aspirado
Cuentarrev	Automático
Tracción	Posterior
Temperatura (°C)	26
Presión (mbar)	883
Nombre archivo	190208_162715.dat
Note	

● Potencia al cigüeñal	● Potencia a la rueda	● Potencia disipada
● Par motor	● Lambda	● Presion turbo

Potencia max motor	51,2	hp
Potencia max a correspondientes a	4839	rpm
corregido por	112	km/h
factor de corrección	1,000	ISO 1585
Potencia max a la rueda	25,2	hp
Par máximo	77,0	Nm
Par máximo a correspondientes a	51	km/h
Presión turbo max	2210	rpm
Presión turbo max a correspondientes a	0	mbar
Lambda max	51	km/h
Lambda max a correspondientes a	2210	rpm
Velocidad punta	114	km/h
Número de RPM máximas	4953	rpm

Figura AVII.7 Resultados de torque y potencia configuración (4-2-1) prueba 2

ANEXO VIII



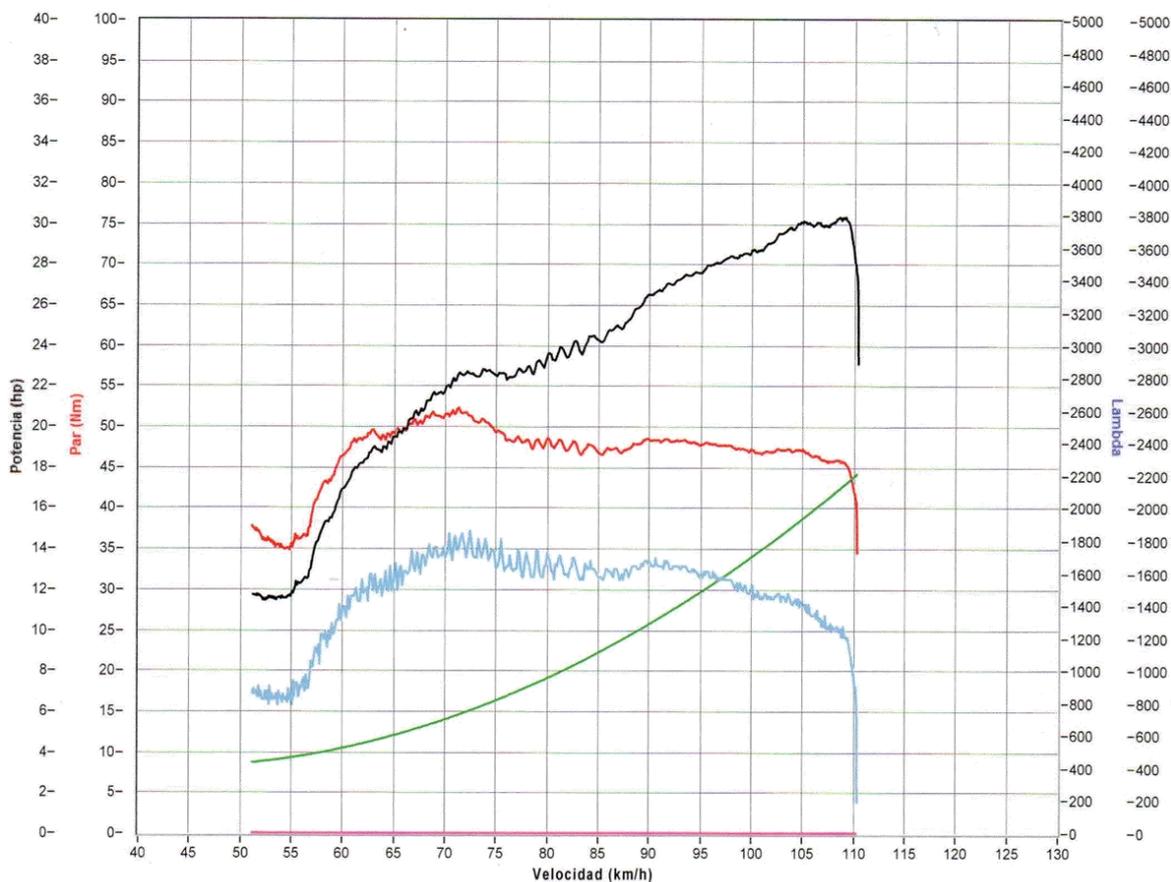
Fecha prueba	08/02/19 - 16:24:48
Modelo vehículo	sj413
Matrícula	gej0086
Cliente	Marco Carrera
Operador	Paul Hernandez
Cilindrada	1300
Alimentación	Gasolina
Tipo motor	Aspirado
Cuentarrev	Automático
Tracción	Posterior
Temperatura (°C)	25
Presión (mbar)	883
Nombre archivo	190208_162448.dat
Note	

● Potencia al cigüeñal	● Potencia a la rueda	● Potencia disipada
● Par motor	● Lambda	● Presion turbo

Potencia max motor	62,1	hp
Potencia max a correspondientes a	4920	rpm
corregido por	114	km/h
factor de corrección	ISO 1585	
Potencia max a la rueda	26,3	hp
Par máximo	90,0	Nm
Par máximo a correspondientes a	110	km/h
Presión turbo max	4774	rpm
Presión turbo max a correspondientes a	0	mbar
Lambda max	51	km/h
Lambda max a correspondientes a	2212	rpm
Velocidad punta	115	km/h
Número de RPM máximas	4974	rpm

Figura AVIII.8 Resultados de torque y potencia configuración (4-2-1) prueba 3

ANEXO IX



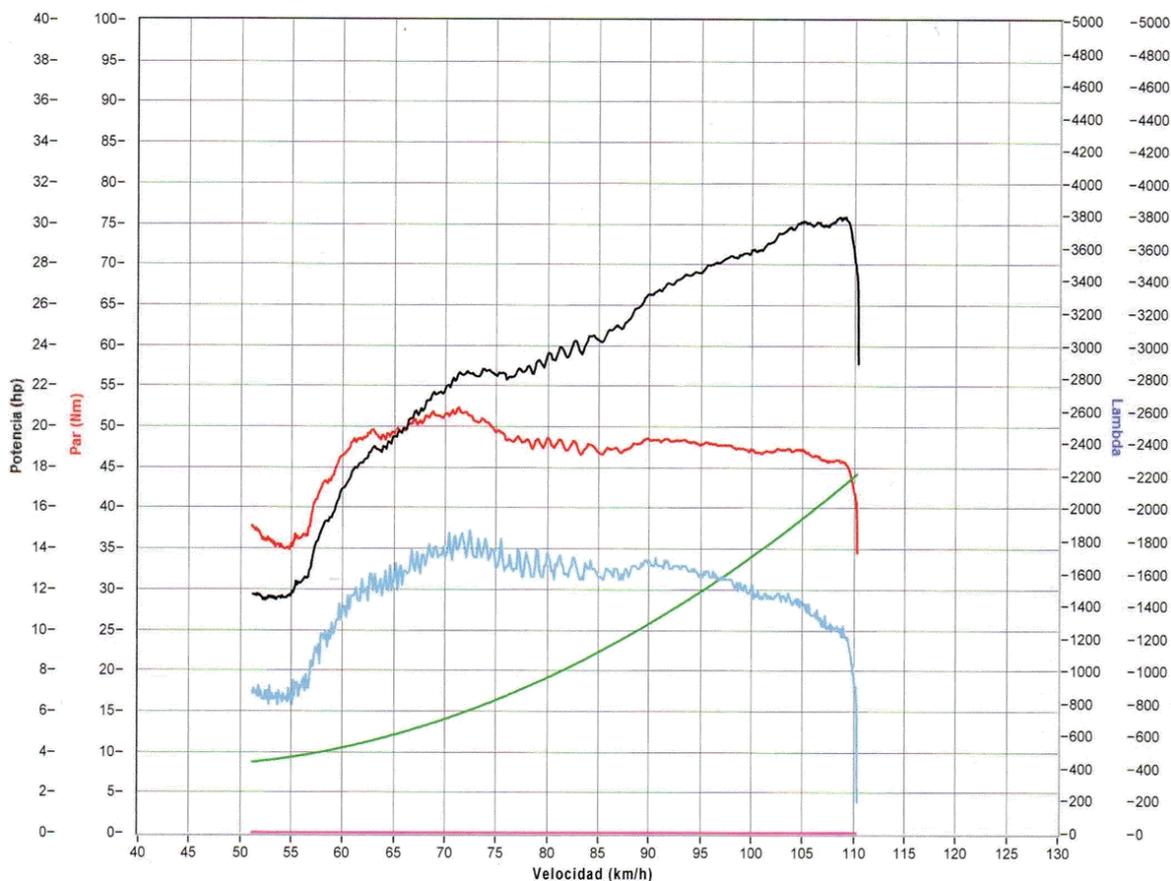
Fecha prueba	08/02/19 - 16:20:05
Modelo vehículo	sj413
Matrícula	gej0086
Cliente	Marco Carrera
Operador	Paul Hernandez
Cilindrada	1300
Alimentación	Gasolina
Tipo motor	Aspirado
Cuentarrev	Automático
Tracción	Posterior
Temperatura (°C)	25
Presión (mbar)	883
Nombre archivo	190208_162005.dat
Note	

● Potencia al cigüeñal	● Potencia a la rueda	● Potencia disipada
● Par motor	● Lambda	● Presion turbo

Potencia max motor	30,3	hp
Potencia max a correspondientes a	4730	rpm
corregido por factor de corrección	109	km/h
ISO 1585		
Potencia max a la rueda	14,9	hp
Par máximo	52,0	Nm
Par máximo a correspondientes a	71	km/h
Presión turbo max	3085	rpm
Presión turbo max a correspondientes a	0	mbar
Lambda max	51	km/h
Lambda max a correspondientes a	2214	rpm
Velocidad punta	1	
Número de RPM máximas	98	km/h
	4234	rpm
	110	km/h
	4783	rpm

Figura AIX.9 Resultados de torque y potencia configuración (4-2-1) prueba 4

ANEXO X



Fecha prueba	08/02/19 - 16:20:05
Modelo vehículo	sj413
Matrícula	gej0086
Cliente	Marco Carrera
Operador	Paul Hernandez
Cilindrada	1300
Alimentación	Gasolina
Tipo motor	Aspirado
Cuentarrev	Automático
Tracción	Posterior
Temperatura (°C)	25
Presión (mbar)	883
Nombre archivo	190208_162005.dat
Note	

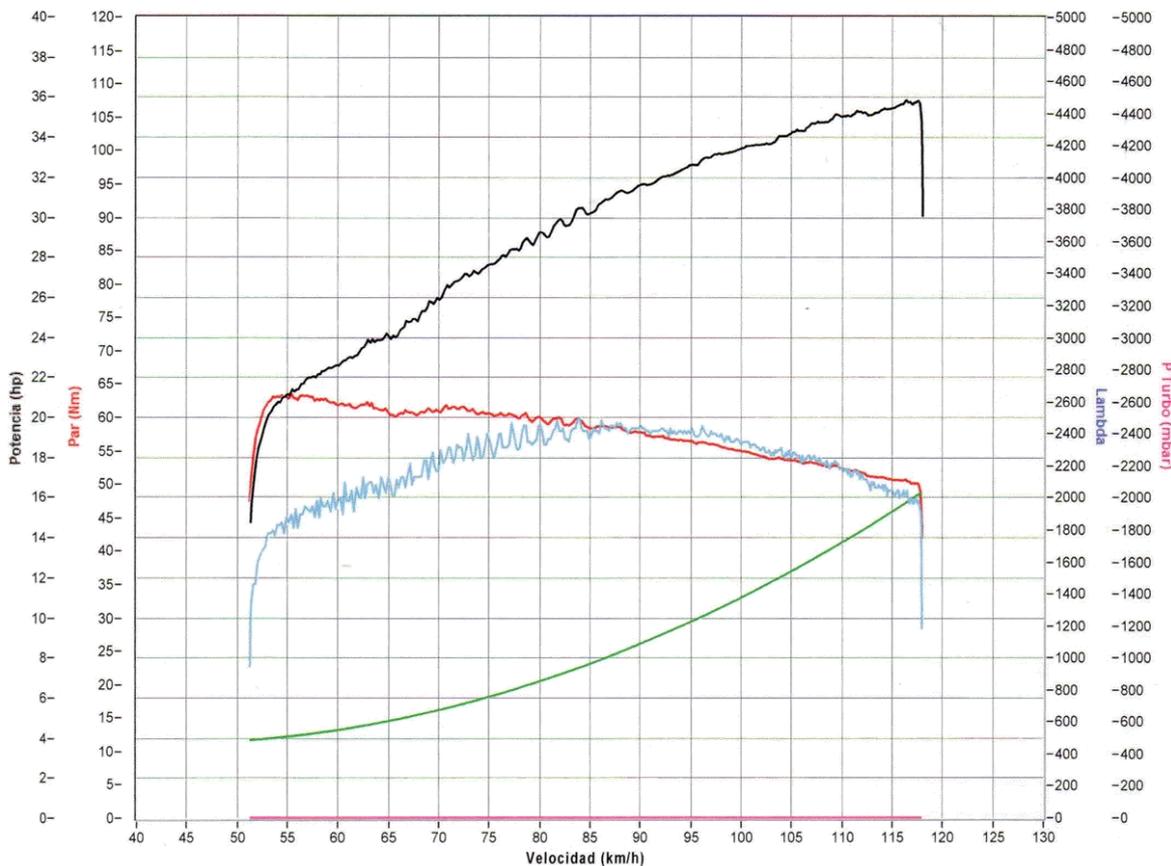
● Potencia al cigüeñal	● Potencia a la rueda	● Potencia disipada
● Par motor	● Lambda	● Presion turbo

Potencia max motor	30,3	hp
Potencia max a correspondientes a	4730	rpm
corregido por	109	km/h
factor de corrección	1,000	
Potencia max a la rueda	14,9	hp
Par máximo	52,0	Nm
Par máximo a correspondientes a	71	km/h
Presión turbo max	3085	rpm
Presión turbo max a correspondientes a	0	mbar
Lambda max	51	km/h
Lambda max a correspondientes a	2214	rpm
Velocidad punta	1	
Número de RPM máximas	98	km/h
	4234	rpm
	110	km/h
	4783	rpm

Figura AX.10 Resultados de torque y potencia configuración (4-2-1) prueba 5

ANEXO XI

RESULTADOS DE LAS PRUEBAS CONFIGURACIÓN (4-1)



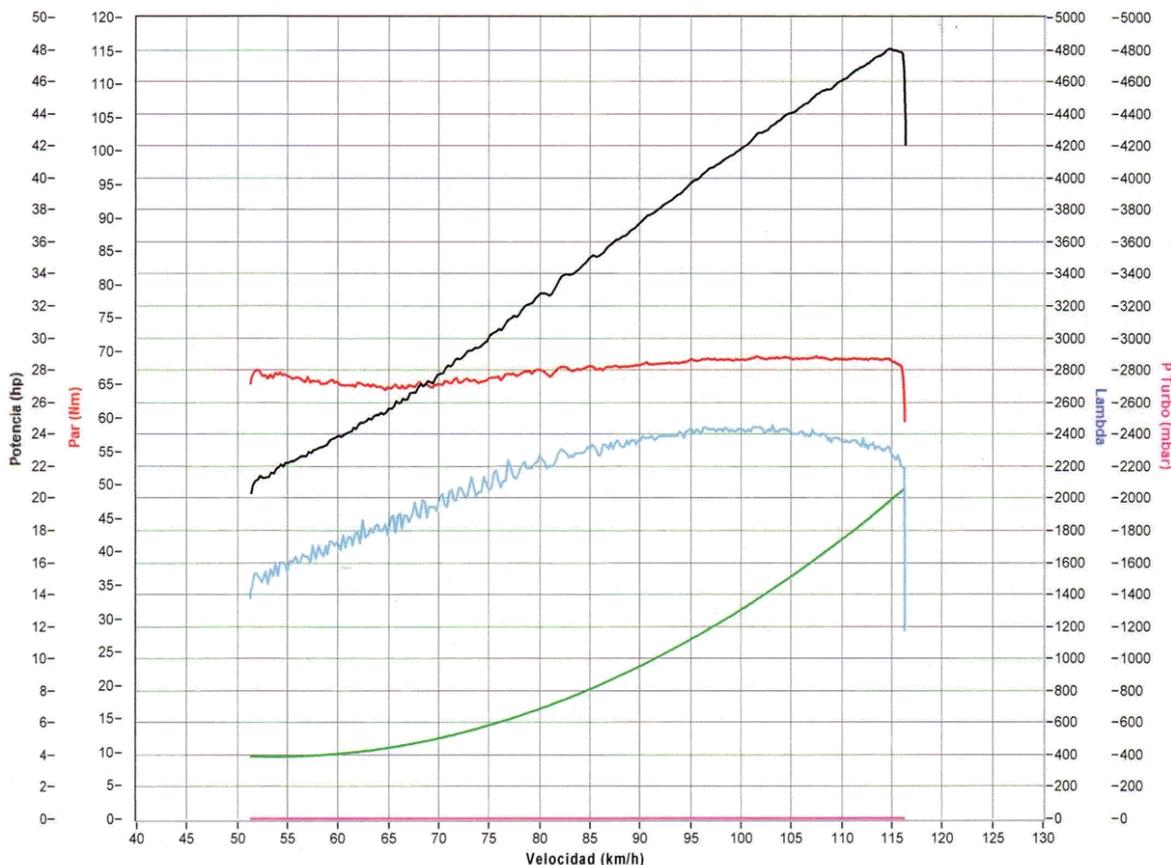
Fecha prueba	08/02/19 - 14:57:58
Modelo vehículo	sj413
Matrícula	gej0086
Cliente	Marco Carrera
Operador	Paul Hernandez
Cilindrada	1300
Alimentación	Gasolina
Tipo motor	Aspirado
Cuentarrev	Automático
Tracción	Posterior
Temperatura (°C)	24
Presión (mbar)	883
Nombre archivo	190208_145758.dat
Note	

● Potencia al cigüeñal	● Potencia a la rueda	● Potencia disipada
● Par motor	● Lambda	● Presion turbo

Potencia max motor	35,9	hp
Potencia max a correspondientes a	5044	rpm
corregido por	116	km/h
factor de corrección	1,000	
Potencia max a la rueda	20,0	hp
Par máximo	63,0	Nm
Par máximo a correspondientes a	55	km/h
Presión turbo max	2401	rpm
Presión turbo max a correspondientes a	0	mbar
Lambda max	51	km/h
Lambda max a correspondientes a	2215	rpm
Velocidad punta	0	
Número de RPM máximas	51	km/h
	2215	rpm
	118	km/h
	5113	rpm

Figura AXI.11 Resultados de torque y potencia configuración (4-1) prueba 1

ANEXO XII



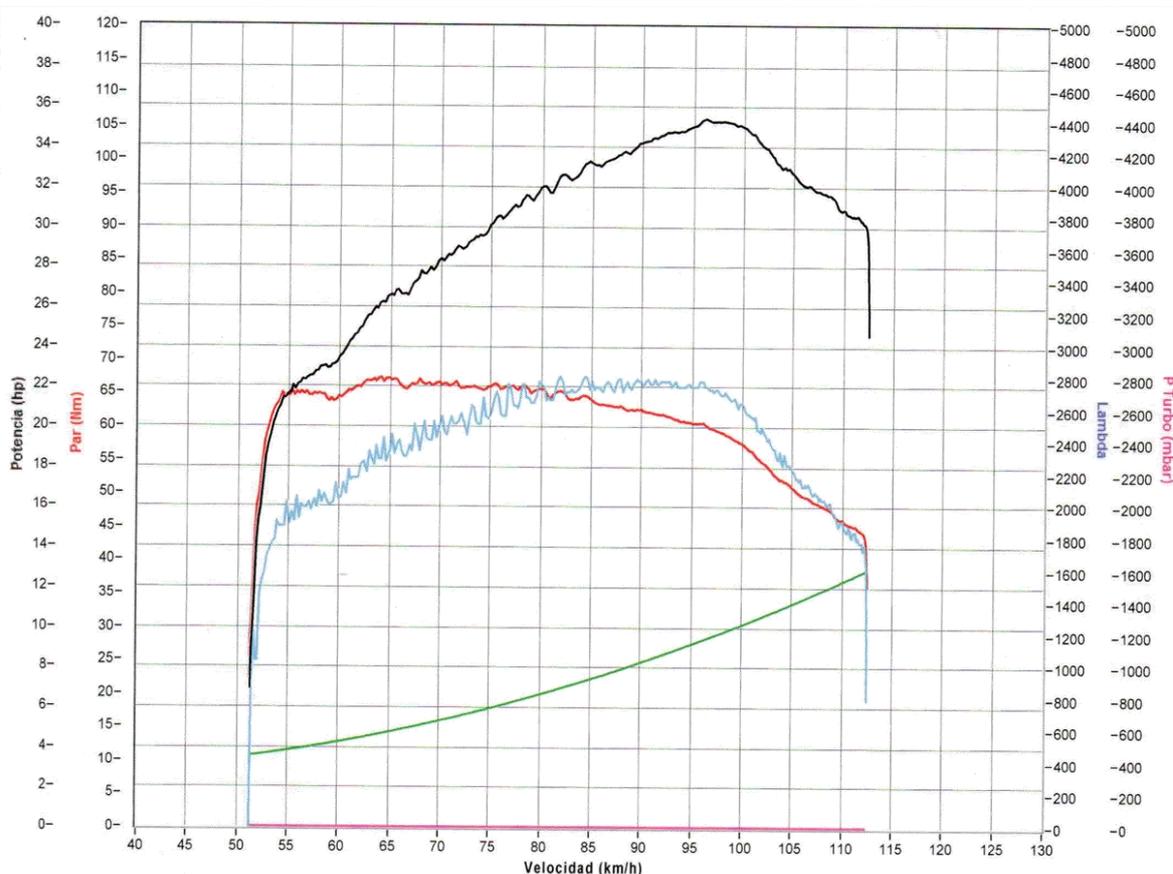
Fecha prueba	08/02/19 - 15:01:23
Modelo vehículo	sj413
Matrícula	gej0086
Cliente	Marco Carrera
Operador	Paul Hernandez
Cilindrada	1300
Alimentación	Gasolina
Tipo motor	Aspirado
Cuentarrev	Automático
Tracción	Posterior
Temperatura (°C)	24
Presión (mbar)	883
Nombre archivo	190208_150123.dat
Note	

● Potencia al cigüeñal	● Potencia a la rueda	● Potencia disipada
● Par motor	● Lambda	● Presion turbo

Potencia max motor	48,1	hp
Potencia max a correspondientes a	4967	rpm
corregido por	115	km/h
factor de corrección	ISO 1585	
Potencia max a la rueda	1,000	
Par máximo	24,5	hp
Par máximo a correspondientes a	69,0	Nm
Presión turbo max	102	km/h
Presión turbo max a correspondientes a	4397	rpm
Lambda max	0	mbar
Lambda max a correspondientes a	51	km/h
Velocidad punta	2217	rpm
Número de RPM máximas	0	
	51	km/h
	2217	rpm
	116	km/h
	5043	rpm

Figura AXII.12 Resultados de torque y potencia configuración (4-1) prueba 2

ANEXO XIII



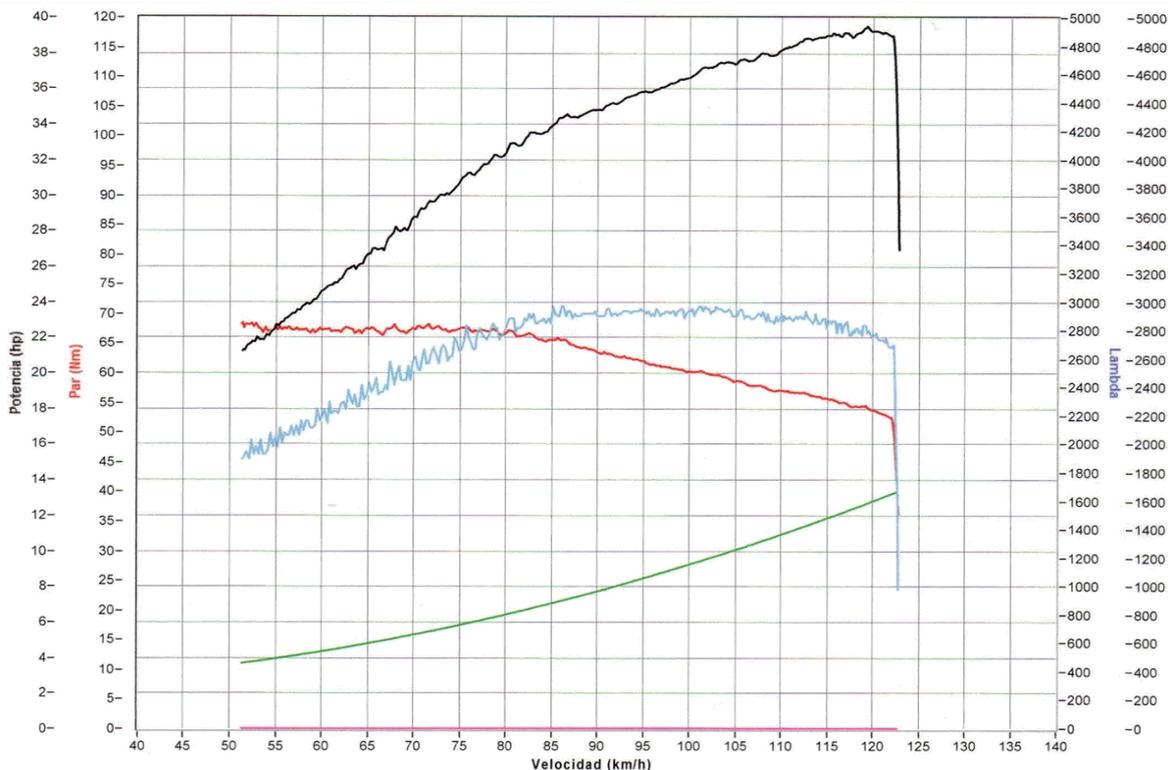
Fecha prueba	08/02/19 - 15:03:38
Modelo vehículo	sj413
Matrícula	gej0086
Cliente	Marco Carrera
Operador	Paul Hernandez
Cilindrada	1300
Alimentación	Gasolina
Tipo motor	Aspirado
Cuentarrev	Automático
Tracción	Posterior
Temperatura (°C)	24
Presión (mbar)	883
Nombre archivo	190208_150338.dat
Note	

● Potencia al cigüeñal	● Potencia a la rueda	● Potencia disipada
● Par motor	● Lambda	● Presion turbo

Potencia max motor	35,4	hp
Potencia max a correspondientes a	4160	rpm
corregido por	96	km/h
factor de corrección	1,000	
Potencia max a la rueda	22,5	hp
Par máximo	67,0	Nm
Par máximo a correspondientes a	64	km/h
Presión turbo max	2772	rpm
Presión turbo max a correspondientes a	0	mbar
Lambda max	51	km/h
Lambda max a correspondientes a	2212	rpm
Velocidad punta	0	
Número de RPM máximas	51	km/h
	2212	rpm
	113	km/h
	4876	rpm

Figura AXIII.13 Resultados de torque y potencia configuración (4-1) prueba 3

ANEXO XIV



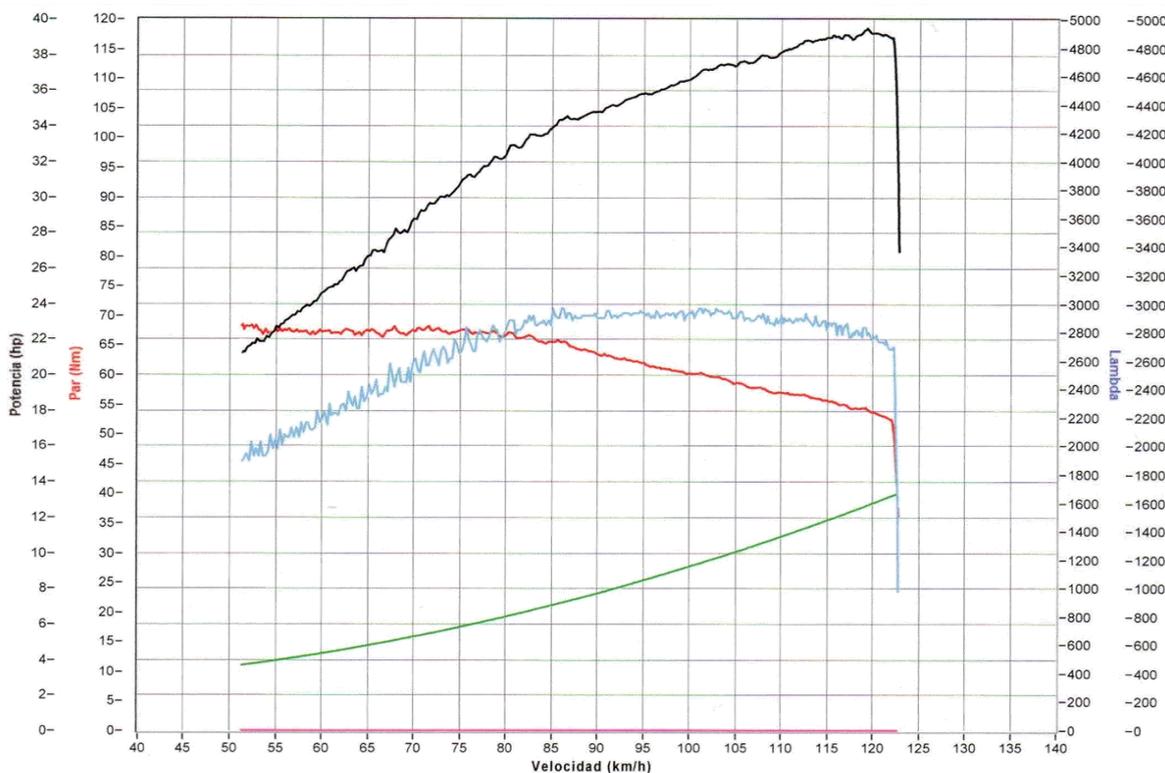
Fecha prueba	08/02/19 - 15:06:24
Modelo vehículo	sj413
Matrícula	gej0086
Cliente	Marco Carrera
Operador	Paul Hernandez
Cilindrada	1300
Alimentación	Gasolina
Tipo motor	Aspirado
Cuentarrev	Automático
Tracción	Posterior
Temperatura (°C)	24
Presión (mbar)	883
Nombre archivo	190208_150624.dat
Note	

● Potencia al cigüeñal	● Potencia a la rueda	● Potencia disipada
● Par motor	● Lambda	● Presion turbo

Potencia max motor	39,5	hp
Potencia max a correspondientes a	5164	rpm
corregido por	119	km/h
factor de corrección	ISO 1585	
Potencia max a la rueda	1,000	
Par máximo	23,7	hp
Par máximo a correspondientes a	68,0	Nm
Presión turbo max	51	km/h
Presión turbo max a correspondientes a	2216	rpm
Lambda max	0	mbar
Lambda max a correspondientes a	51	km/h
Velocidad punta	2216	rpm
Número de RPM máximas	123	km/h
	5324	rpm

Figura AXIV.14 Resultados de torque y potencia configuración (4-1) prueba 4

ANEXO XV



Fecha prueba	08/02/19 - 15:06:24
Modelo vehículo	sj413
Matrícula	gej0086
Cliente	Marco Carrera
Operador	Paul Hernandez
Cilindrada	1300
Alimentación	Gasolina
Tipo motor	Aspirado
Cuentarrev	Automático
Tracción	Posterior
Temperatura (°C)	24
Presión (mbar)	883
Nombre archivo	190208_150624.dat
Note	

● Pontencia al cigueñal	● Potencia a la rueda	● Potencia disipada
● Par motor	● Lambda	● Presion turbo

Potencia max motor	39,5	hp
Potencia max a correspondientes a	5164	rpm
corregido por ISO 1585	119	km/h
factor de corrección	1,000	
Potencia max a la rueda	23,7	hp
Par máximo	68,0	Nm
Par máximo a correspondientes a	51	km/h
Presión turbo max	2216	rpm
Presión turbo max a correspondientes a	0	mbar
Lambda max	51	km/h
Lambda max a correspondientes a	2216	rpm
Velocidad punta	123	km/h
Número de RPM máximas	5324	rpm

Figura AXV.15 Resultados de torque y potencia configuración (4-1) prueba 5