



ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL



FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

INCIDENCIA DEL CAMBIO DE VISCOSIDAD DEL ACEITE EN LAS EMISIONES DE CO₂ Y EN LAS PÉRDIDAS MECÁNICAS DE UN VEHÍCULO CON MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA POR COMPRESIÓN

TRABAJO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
MAGISTER EN SISTEMAS AUTOMOTRICES

KLEVER ARMANDO TUMBACO CASA
klever.tumbaco@epn.edu.ec

DANIEL ENRIQUE CASALIGLIA GORDÓN
daniel.casaliglia@epn.edu.ec

DIRECTOR: Ing. ÁNGEL ADALBERTO PORTILLA AGUILAR, M.Sc.
angel.portilla@epn.edu.ec

FECHA
Quito, Octubre, 2020

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por los ingenieros **Klever Armando Tumbaco Casa y Daniel Enrique Casaliglia Gordón**, bajo mi supervisión.

Ing. Ángel Portilla M.Sc.

DIRECTOR DE PROYECTO

DECLARACIÓN

Nosotros, **Klever Armando Tumbaco Casa y Daniel Enrique Casaliglia Gordón**, declaramos bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de nuestra autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que hemos consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedemos nuestros derechos de propiedad intelectual correspondiente a este trabajo, a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normativa institucional vigente.

Ing. Klever Armando Tumbaco Casa

Ing. Daniel Enrique Casaliglia Gordón

DEDICATORIA

Dedico este trabajo a toda mi familia que ha sido el pilar fundamental para poder culminar esta etapa de preparación.

Klever Tumbaco.

El siguiente proyecto dedico a Dios como mi pilar fundamental a mi familia que ha sido el apoyo principal para poder realizar y culminar dicho proyecto.

También a mis amistades que han sido muy importante para el desarrollo de este proyecto.

Daniel Casaliglia.

AGRADECIMIENTO

A Dios.

A mis Padres por todo el apoyo brindado.

A mi director de tesis Ingeniero Ángel Portilla, por guiarnos durante el desarrollo de este proyecto.

A la Escuela Politécnica Nacional, porque en sus aulas obtuve todo el conocimiento que me permitieron alcanzar el cuarto nivel de preparación en mi vida profesional.

Klever Tumbaco.

Agradecido con Dios por ser el motor de mi vida, a mis familiares por el apoyo incondicional especialmente a mi padre y madre por estar presente en cada momento e insistir en concluir este proyecto.

Además, agradezco al Ing. Ángel Portilla por impartir todos sus conocimientos durante la maestría y saber guiarnos para el desarrollo de este proyecto y por ser una excelente persona.

Y a mis amistades por confiar en mí para poder terminar dicho proyecto.

Daniel Casaliglia.

ÍNDICE

INTRODUCCIÓN	1
Pregunta de Investigación	2
Objetivo general.....	2
Objetivos específicos.....	2
Hipótesis.....	2
1. MARCO TEÓRICO	3
1.1. Funcionamiento del motor diésel	3
1.1.1. Ciclo de operativo del motor diésel	4
1.2. Balance energético del motor diésel	5
1.2.1. Pérdidas mecánicas.....	7
1.2.2. Determinar las pérdidas mecánicas por fricción.....	10
1.3. Métodos para determinar las pérdidas mecánicas de un motor	13
1.3.1. Parámetros Indicados.	13
1.3.2. Parámetros Efectivos.....	15
1.4. Fuerza de fricción	15
1.5. Viscosidad	17
1.5.1. Viscosidad dinámica o absoluta	17
1.5.2. Viscosidad cinemática.....	18
1.5.3. Efectos sobre la viscosidad.....	19
1.5.4. Métodos para determinar la viscosidad cinemática.	20
1.5.5. Grado de viscosidad	22
1.5.6. Índice de viscosidad.....	23
2. METODOLOGÍA	25
2.1. DIAGRAMA DE FLUJO.....	25
2.1.1. Primera fase (Cálculo de CO ₂).....	26
2.1.2. Segunda Fase (Cálculo de pérdidas mecánicas).	26

2.1.3. Tercera fase (Determinar el cambio de viscosidad de lubricante).	27
2.2. Vehículo de prueba.....	27
2.3. Obtención de emisiones de CO ₂	28
2.3.1. Proceso para determinar las emisiones de CO ₂	28
2.4. Proceso para obtener las pérdidas mecánicas.....	29
2.4.1. Metodología para determinar los parámetros indicados	29
2.4.2. Metodología para obtener los parámetros efectivos	32
2.4.3. Cálculo de las pérdidas mecánicas.....	39
2.5. Extracción de lubricante.....	39
2.5.1. Elementos para la extracción de lubricante.....	40
2.5.2. Procedimiento para la extracción de lubricante.....	41
3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN	44
3.1. Resultados del Rendimiento y Emisiones de CO ₂	44
3.1.1. Primer ciclo de registro de datos.....	44
3.1.2. Segundo ciclo de registro de datos	45
3.1.3. Tercer ciclo de registro de datos	45
3.1.4. Análisis de resultados	46
3.2. Resultados de las Pérdidas mecánicas.....	49
3.2.1. Parámetros efectivos	49
3.2.2. Parámetros indicados	51
3.2.3. Cálculo de las pérdidas mecánicas.....	53
3.3. Resultados del análisis de lubricante	55
3.3.1. Análisis de resultados	55
3.4. Análisis comparativos	56
3.4.1. Rendimiento de combustible vs viscosidad cinemática	56
3.4.2. Emisiones de CO ₂ vs viscosidad cinemática	57
3.4.3. Pérdidas mecánicas vs viscosidad cinemática.....	58

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	60
4.1. CONCLUSIONES	60
4.2. RECOMENDACIONES	61
Referencias Bibliográficas	62
ANEXOS	65
Anexo I. Matrícula del vehículo de prueba	65
Anexo II. Datos del Lubricante del Motor	66
Anexo III. Hojas de mantenimiento del Vehículo	67
Anexo IV. Tarjetas de cambio de Lubricante.....	69
Anexo V. Ciclos de muestreo de consumo de diésel.....	70
Anexo VI. Hoja de recolección de datos de consumo de diésel y cálculo de parámetros.	71
Anexo VII. Resultados de Torque y Potencia	73
Anexo VIII. Especificaciones del vehículo de Prueba.....	87
Anexo IX. Comparación de potencias (Ni, Ne, Npm)	88
Anexo X. Resultados del análisis de viscosidad.....	91

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1. Efectos característicos sobre la viscosidad en los aceites usados	19
Tabla 1.2. Características de diferentes ensayos para la medida de viscosidad	20
Tabla 1.3: Principales tipos de viscosímetros usados para medidas en aceites.....	21
Tabla 1.4. Resultados obtenidos por Hewson en la comparación de diferentes aceites...22	
Tabla 2.1. Datos técnicos del vehículo de Prueba	27
Tabla 2.2. Datos técnicos del motor del vehículo de prueba.	28
Tabla 2.3 Especificaciones técnicas dinamómetro.....	33
Tabla 3.1 Consumo y Emisiones del 15/10/2019 hasta 06/01/2020	44
Tabla 3.2 Consumo y Emisiones del 06/01/2020 hasta 07/03/2020	45
Tabla 3.3 Consumo y Emisiones del 07/03/2020 hasta 29/05/2020	45
Tabla 3.4 Resultados de los datos promedios de la potencia y el Torque	50
Tabla 3.5 Datos de entrada para el cálculo de la potencia indicada.....	51
Tabla 3.6 Resultado de la potencia indicada.....	52
Tabla 3.7 Resultado de las pérdidas mecánicas	54
Tabla 3.8 Resultados obtenidos de Viscosidad cinemática a los 100°C.....	55

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Diagramas termodinámicos del motor diésel.....	3
Figura 1.2. Tiempos del motor diésel	5
Figura 1.3. Flujos de energía del motor diésel	6
Figura 1.4. Pistón del motor	11
Figura 1.5. Esquema del cigüeñal y sus respectivos cojinetes.....	11
Figura 1.6. Diagrama de fuerza aplicado en las válvulas	12
Figura 1.7. Ciclo indicado	14
Figura 1.8. Diagrama Stribeck	16
Figura 1.9. Comportamiento de un fluido en flujo laminar entre dos placas paralelas.	17
Figura 1.10. Contribución del aceite lubricante al ahorro de combustible en el motor	23
Figura 1.11. Esquema y ecuación para el cálculo del índice de viscosidad de un aceite .	24
Figura 2.1. Diagrama de flujo del ciclo de estudio.....	26
Figura 2.2. Diagrama termodinámico ideal del motor diésel.....	30
Figura 2.3. Consola de mando.....	33
Figura 2.4. Juego de rodillos del dinamómetro.....	34
Figura 2.5. Ventilador de aire refrigerante.....	34
Figura 2.6. Cajas de interfaces	35
Figura 2.7. Ductos de extracción de gases de escape.....	35
Figura 2.8. Escáner Automotriz.....	36
Figura 2.9. Alineación del vehículo en el dinamómetro	36
Figura 2.10. Vehículo asegurado por medio de correas.....	37
Figura 2.11. Ubicación de escáner en el interior del vehículo	37
Figura 2.12. Ubicación de la sonda de temperatura.....	38
Figura 2.13. Ubicación de la tubería extractora de gas de escape.....	38
Figura 2.14. Ubicación del ventilador	38
Figura 2.15. Registro de datos.....	39

Figura 2.16. Tubo flexible para vacío.	40
Figura 2.17. Jeringuilla de 50 ml	40
Figura 2.18. Recipiente para las muestras de lubricante.....	41
Figura 2.19. Medición del nivel de aceite.	42
Figura 2.20. Medición de la longitud de tubería.....	42
Figura 2.21. Introducción de la tubería hasta la marca.....	42
Figura 2.22. Extracción de muestras.....	43
Figura 2.23. Muestras de lubricante a los 2500, 3500 y 5000 km de recorrido.....	43
Figura 3.1. Rendimiento de combustible por cada ciclo	46
Figura 3.2. Rendimiento del combustible total	47
Figura 3.3. Emisiones de CO ₂ por cada ciclo	48
Figura 3.4. Emisiones de CO ₂ total	48
Figura 3.5. Comparación de emisiones CO ₂ y el Rendimiento del combustible	49
Figura 3.6. Potencias Efectivas a los 0km, 3500km, 5000km.....	50
Figura 3.7. Potencia Indicada	53
Figura 3.8. Pérdidas mecánicas a los 0, 3500 y 5000 km	54
Figura 3.9. Variación de la viscosidad Cinemática del lubricante Motorex 15W40 CI.....	56
Figura 3.10. Rendimiento consumo de combustible vs Viscosidad cinemática	57
Figura 3.11. Emisiones de CO ₂ vs Viscosidad Cinemática.....	58
Figura 3.12. Pérdidas mecánicas vs Viscosidad Cinemática.....	59

NOMENCLATURA

h_f^{sens} : Entalpia sensible del combustible [J]

h_a^{sens} : Entalpia sensible del aire que ingresa al motor [J]

h_{exh}^{sens} : Entalpia sensible de los gases de escape que salen del motor [J]

\dot{m}_f : Flujo de masa de combustible [kg/s]

\dot{m}_a : Flujo de masa de aire [kg/s]

\dot{m}_{exh} : Flujo de masa de los gases de escape [kg/s]

N_m : Potencia de pérdidas mecánicas [kW]

N_{fr} : Potencia de pérdidas por fricción o rozamiento [kW]

N_b : Potencia de pérdidas por bombeo [kW]

N_a : Potencia de pérdidas de elementos auxiliares [kW]

V_D : Volumen desplazado del cilindro en [m³]

V_c : Volumen de la cámara [m³]

V : Volumen de la cámara [m³]

P : Presión [kPa]

n : Régimen de giro del motor [rpm]

i : Número de ciclos por vuelta

z : Número de cilindros

m : Masa [kg]

T : Temperatura [K]

Q_{in} : Calor de entrada [kJ]

Q_{sal} : Calor de salida [kJ]

W_{neto} : Trabajo neto [kJ]

N_i : Potencia indicada [kW]

N_e : Potencia efectiva [kW]

N_{pm} : Potencia de pérdidas mecánicas [kW]

RESUMEN

Este trabajo tiene por objetivo el estudio de la incidencia del cambio de viscosidad del aceite en las emisiones de CO₂ y en las pérdidas mecánicas. Para esto, se utilizó una camioneta a diésel con motor turbo alimentado de 3000 cc, en este vehículo, se registraron los valores del consumo de combustible a partir del primer cambio de aceite a los 204631 km, esto con el fin de visualizar el comportamiento del rendimiento de combustible a lo largo de la vida útil del lubricante. A partir del segundo cambio de lubricante a los 209965 km se realizaron las pruebas de torque y potencia para encontrar las pérdidas mecánicas con el método del diagrama indicador, para esto, se utilizó el dinamómetro de chasis LSP 3000 a los 0, 3500 y 5000 km y para determinar el cambio de viscosidad del lubricante se realizaron tres extracciones de 100 ml a los 2500, 3500 y 5000km, las muestras fueron enviadas al Laboratorio de lubricantes de la EPN(Escuela Politécnica Nacional) para evaluar la viscosidad cinemática a los 100 °C; finalmente en el tercer cambio de lubricante a los 215095 km se continuo solo con el registro de datos del consumo de combustible. Como resultado de esta experimentación se obtuvo que el rendimiento del combustible en los tres cambios de lubricante presenta el comportamiento similar donde se tiene una disminución del 11% a partir de los 3500 km, debido a que pasa de 36 km/gal a 32 km/gal, por ende, las emisiones de CO₂ aumentaron un 18,2%; también se pudo comprobar que una variación en la viscosidad cinemática del aceite que aumentó un 6,48% ocasionó un incremento del 41,36% en la pérdidas mecánicas, con respecto a las iniciales.

Palabras clave: Pérdidas mecánicas, Viscosidad Cinemática, Rendimiento del combustible, Lubricante, Emisiones de CO₂.

ABSTRACT

This work aims to study the incidence of oil viscosity change in CO₂ emissions and mechanical losses. Therefore, a diesel van with 3000 cc turbocharged engine was used, in this vehicle, fuel consumption values were recorded from the first oil change at 204631 km, this in order to visualize the performance behavior of fuel over the life of the lubricant. From the second lubricant change at 209965 km, torque and power tests were performed to find mechanical losses using the indicator diagram method, in consequence, the LSP 3000 chassis dynamometer was used at 0, 3500 and 5000 km and to determine the change in viscosity of the lubricant three extractions of 100 ml were made at 2500, 3500 and 5000km, the samples were sent to the EPN (Escuela Politécnica Nacional) Lubricant Laboratory to assess kinematic viscosity at 100 °C; finally in the third lubricant change at 215095 km is continued only with the recording of fuel consumption data. As a result of this experimentation, it was obtained that the fuel economy in the three lubricant changes has the similar behavior where there is a decrease of 11% from 3500 km, because it goes from 36 km/gal to 32 km/gal, so CO₂ emissions increased by 18,2%; it was also found that a variation in the kinematic viscosity of the oil that increased by 6,48% caused a 41,36% increase in mechanical losses, compared to initial losses.

Keywords: mechanical losses, kinematic viscosity, Fuel efficiency, lubricant, CO₂ emissions.

INCIDENCIA DEL CAMBIO DE VISCOSIDAD DEL ACEITE EN LAS EMISIONES DE CO₂ Y EN LAS PÉRDIDAS MECÁNICAS DE UN VEHÍCULO CON MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA POR COMPRESIÓN

INTRODUCCIÓN

La viscosidad del aceite lubricante del motor de un vehículo es una de las propiedades más importantes y debe ser monitoreada durante el periodo de uso en el automotor, ya que, esta puede cambiar y ocasionaría un cambio en la capacidad física para mantener la lubricación en el interior del motor, por lo que, tendría relación directa en rendimiento del mismo.

Cabe señalar, que en los motores de combustión interna el cambio de la viscosidad del lubricante incide: en las pérdidas mecánicas, en el consumo de combustible y en las emisiones de CO₂. En el 2014, Cedillo y Jaramillo [1] realizaron un estudio, en donde se demuestra que la viscosidad del aceite cambia debido a la presencia de partículas como hollín, hierro, cromo y combustible. Otro trabajo de investigación realizado por B. Tormos *et al.* [2] a una flota de autobuses de servicio urbano indica que al utilizar un aceite de baja viscosidad modifica un cambio sustancial en el comportamiento tribológico del lubricante y de las posibles acciones de mantenimiento, la baja viscosidad del aceite utilizado en este trabajo dio como resultado un menor consumo de combustible y una disminución de las emisiones de CO₂.

Un vehículo con motor de combustión interna es muy ineficiente; ya que, solo aprovecha del 20 al 30% el poder energético que tiene combustible, esto en motores de ciclo Otto, mientras que, cuando es de ciclo diésel la eficiencia que alcanza es del 30 al 45% [3]. La baja eficiencia que presenta estos motores se debe a que en el automóvil en general se tiene varias pérdidas que son: mecánicas, térmicas, de control, etc; las mismas que están distribuidas en varios sistemas del vehículo. Cabe recalcar, que en el motor se genera la mayor cantidad de pérdidas y están entre el 68% - 72% [4] del total de pérdidas generadas en el vehículo, de estas el 62% son térmicas y el 38% mecánicas [5].

Considerando las pérdidas mecánicas y el cambio de viscosidad que sufre el lubricante del motor, se realizará un estudio en el cual se utilizará un dinamómetro de potencia para cuantificar las pérdidas mecánicas, así como también, se tomará muestras de lubricante

para determinar el cambio de viscosidad durante su periodo de uso; el estudio para determinar las variables indicadas anteriormente se realizará en tres periodos: al inicio, medio y al final de la vida útil del lubricante utilizado en un motor de combustión interna a diésel. También se realizará el seguimiento del consumo de combustible en tres ciclos de recambio de lubricante esto con el fin de verificar cual es el comportamiento de las emisiones de CO₂ y el consumo.

Finalmente, se realizará una comparación de los valores obtenidos de las pérdidas mecánicas, viscosidad, consumo de diésel y emisiones de CO₂, esto con el fin de verificar la incidencia que tiene el cambio de viscosidad en los parámetros restantes.

Pregunta de Investigación

¿Es posible determinar las pérdidas mecánicas de un motor de combustión interna, a partir del cambio de viscosidad del lubricante?

Objetivo general

Determinar la incidencia del cambio de viscosidad del aceite en las emisiones de CO₂ y en las pérdidas mecánicas de un vehículo con motor de combustión interna por compresión.

Objetivos específicos

- Determinar la viscosidad del aceite de motor en tres etapas de operación inicio, medio y final de la vida útil del lubricante.
- Obtener las pérdidas mecánicas por medio del método del diagrama indicador.
- Determinar el consumo de combustible.
- Calcular las emisiones de CO₂.

Hipótesis

El lubricante del motor de un vehículo al degradarse aumenta su viscosidad por presencia de impurezas, por lo que, ocasiona mayores pérdidas mecánicas, las mismas, que están relacionadas con la eficiencia del motor que a su vez incrementa el consumo de combustible, así como también, las emisiones de CO₂.

1. MARCO TEÓRICO

En este capítulo se detalla el estado del arte sobre los motores de encendido por compresión (MEC), el balance energético que este presenta y a su vez de las distintas pérdidas mecánicas que tiene, donde se hace énfasis en las de fricción. Luego se aborda sobre las propiedades que presentan los lubricantes haciendo hincapié en la viscosidad y la influencia que esta tiene en las pérdidas por fricción.

1.1. Funcionamiento del motor diésel

El principio de funcionamiento de un motor diésel es por medio de la inyección pulverizada de combustible ya sea en una cámara o una pre cámara de combustión, cabe recalcar, que la combustión se da debido a la alta presión y temperatura que se generan en el interior del cilindro, lo cual provoca que el combustible al mezclarse con el aire se auto encienda sin la necesidad de una chispa.

Estos motores son máquinas térmicas que trabajan bajo el ciclo termodinámico que se presenta en la figura 1.1.

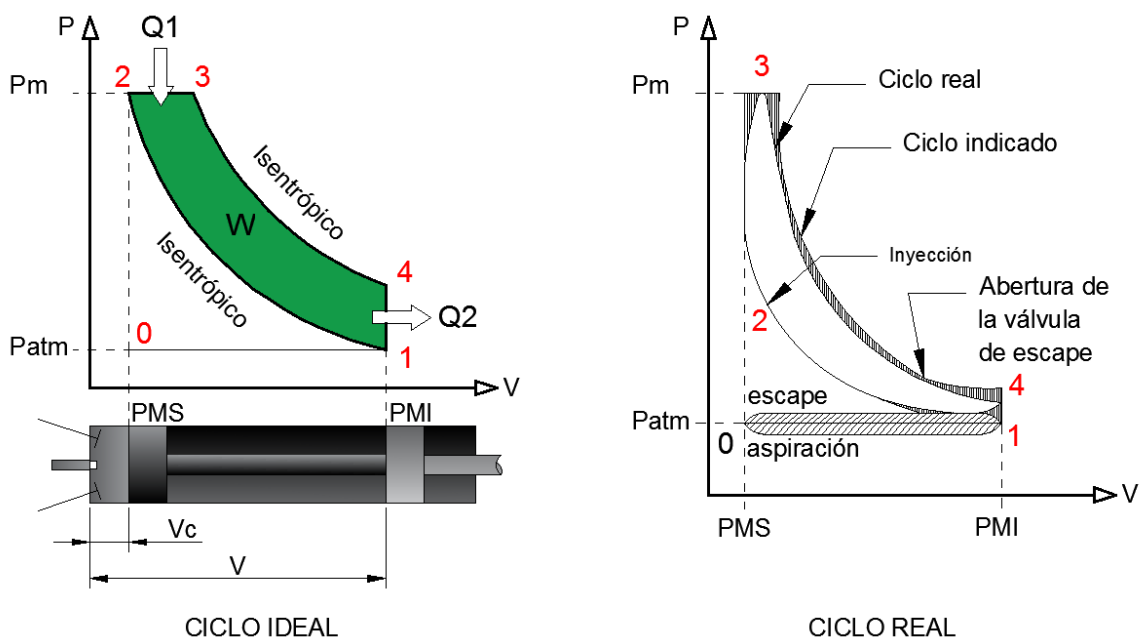


Figura 1.1. Diagramas termodinámicos del motor diésel

(Fuente: [6])

Los diagramas que se muestra en la figura anterior corresponden a los ciclos teórico y real del motor diésel, los cuales difieren en varios aspectos. A continuación, se detalla cada ciclo termodinámico expuesto.

- **Ciclo Ideal:** Este ciclo representa un modelo idealizado del funcionamiento de un motor diésel. Es decir, en el proceso de 0-1 se tiene una variación de volumen debido al ingreso de aire y que se da a presión atmosférica constante, de 1-2 existe una compresión isentrópica que eleva de forma drástica la presión y temperatura del aire que se encuentra en el interior del cilindro, en el punto 2 se inyecta combustible que al mezclarse con el aire a esa temperatura y presión se inflama espontáneamente provocando el desprendimiento de energía (Q1), de 2-3 se ha dado el desplazamiento del cilindro donde se ha quemado toda la mezcla a presión constante, de 3-4 se tiene una expansión isentrópica, de 4-1 un rechazo de calor (Q2) a volumen constante y de 1-0 se da el barrido de los residuos generados en el sistema.
- **Ciclo Real:** Este ciclo representa lo que está ocurriendo realmente en el interior del cilindro del motor diésel donde existen un vacío generado de 0-1 lo que ocasiona la aspiración del aire al interior del cilindro, de 1-2 se da la compresión de aire y en 2 se tiene un adelanto en la inyección de combustible. En este ciclo también se puede apreciar que existe un adelanto y retraso en la apertura y cierre de la válvula de admisión y de la de escape; esto con el fin de tener un mayor llenado de aire en el cilindro y un mejor vaciado de los gases de escape, sin embargo, este proceso genera altas pérdidas energéticas.

1.1.1. Ciclo de operativo del motor diésel

Los motores diésel operan bajo un ciclo de trabajo que está comprendido por cuatro tiempos que son: admisión, compresión, combustión y escape.

- **Admisión:** En este tiempo el pistón aspira aire puro a través del colector admisión en donde se encuentra ubicado un filtro que retiene todo tipo de impurezas, en este tiempo el pistón se desplaza del punto muerto superior (PMS) al punto muerto inferior (PMI).
- **Compresión:** Se da cuando el pistón sube del PMI al PMS comprimiendo el aire aspirado hasta que la presión llega a un rango de 35-40 atmósferas[7].
- **Combustión:** En esta etapa el combustible gasoil o más conocido como diésel es introducido por los inyectores al final de la compresión, lo cual, provoca que se genere la inflamación del combustible al entrar en contacto con el aire, cabe

recalcar que la presión de ingreso del combustible en algunos motores llega hasta las 300 atmósferas[7].

- Escape: En esta última fase los residuos que sobran de la combustión y que son denominados gases contaminantes son impulsados al exterior de motor por el pistón cuando la válvula de escape se encuentra abierta.

En la figura 1.2 se puede visualizar los cuatro tiempos que presenta el ciclo de trabajo del motor diésel.

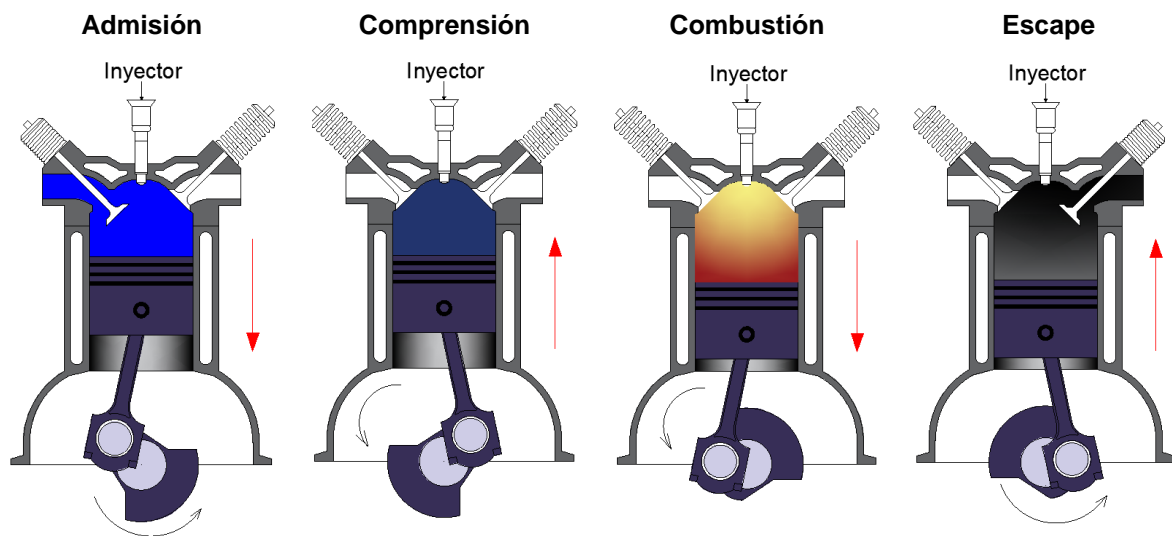


Figura 1.2. Tiempos del motor diésel
(Fuente: Los Autores, 2020)

1.2. Balance energético del motor diésel

Existen varias formas de energía que pueden estar expresadas por calor (Q), trabajo (W) o en si energía total (E) y tomado en consideración la primera ley de la termodinámica se puede relacionar todo tipo de energía mediante la ley del balance de energía donde el cambio neto energético en un sistema durante un proceso es igual a la diferencia de las energías totales que entra y sale[8]. Ver la ecuación 1.1.

$$E_{entra} - E_{sale} = \Delta E_{sistema} \quad \text{Ec [1.1]}$$

La expresión mostrada del balance de energía es aplicable para cualquier sistema que experimente un proceso energético como los motores de combustión interna por compresión que presentan transformaciones energéticas, tal como, se puede apreciar en la figura 1.3.

Los flujos de energía que tienen el motor diésel están clasificados en internos y externos.

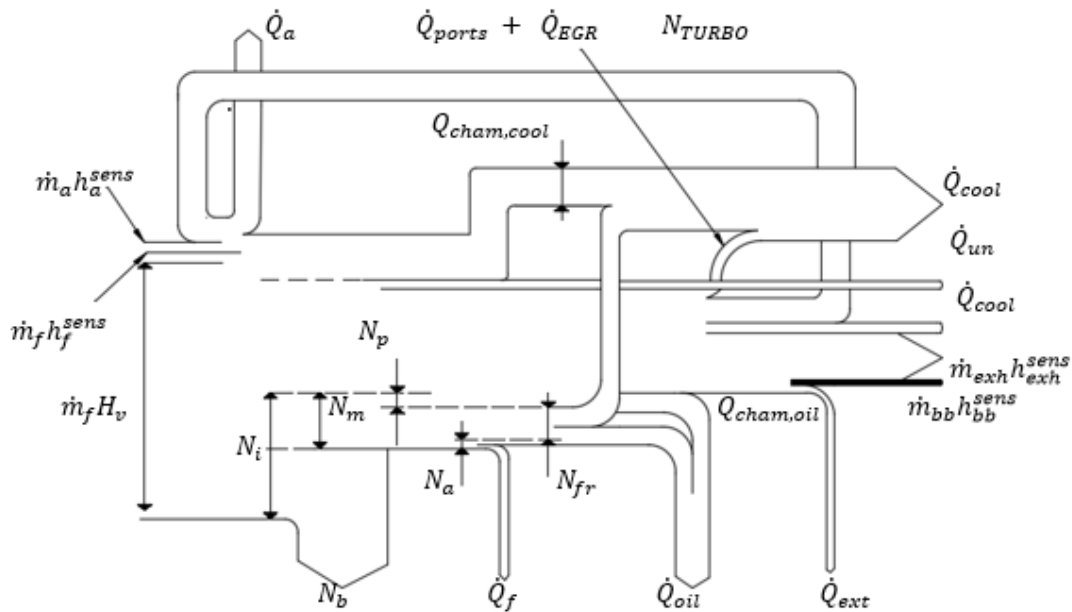


Figura 1.3. Flujos de energía del motor diésel

(Fuente: [8])

- **Flujo de Energía global externa.**

Los flujos de energía que ingresan al motor son la entalpía del aire ($\dot{m}_a h_a^{sens}$) y del combustible ($\dot{m}_f h_f^{sens}$). Cada uno de estos flujos depende de las temperaturas de entrada de ambos fluidos y la energía química de calentamiento del combustible ($\dot{m}_f H_v$) [9].

Los principales flujos de energía de salida son: la potencia al freno (N_b), el flujo de calor al refrigerante (\dot{Q}_{cool}), flujo de energía de los gases de escape ($\dot{m}_{exh} h_{exh}^{sens}$), el flujo de calor eliminado por el aceite (\dot{Q}_{oil}) y el flujo de calor en el intercooler (\dot{Q}_a). Otros términos de salida con menor importancia son flujos por transferencia de calor (H_T) hacia el aceite del turbo, la (H_T) convectiva y radiactiva al ambiente desde la superficie del motor (\dot{Q}_{ext}), el flujo de entalpía debido a pérdidas de energía (recogidas externamente) ($\dot{m}_{bb} h_{bb}^{sens}$), pérdidas de energía debido a una combustión incompleta (\dot{Q}_{un}) y finalmente el pequeño flujo energético correspondiente al calentamiento del combustible que retorna al tanque que generalmente se descuida (\dot{Q}_f) [9]. El sistema eléctrico del motor está conectado a una fuente de alimentación externa, por lo que no hay intercambio de energía adicional con el motor.

El balance térmico de todos los flujos de calor externos se escribe de la siguiente forma:

$$\dot{m}_f H_v = N_b + H_{exh} + \dot{Q}_{oil} + \dot{Q}_{cool} + \dot{Q}_a + \dot{Q}_{turbo} + \dot{Q}_{un} + \dot{Q}_{ext} + \dot{Q}_f + H_{bb} \quad \text{Ec [1.2]}$$

La expresión de H_{exh} se puede determinar de la siguiente forma

$$H_{exh} = (\dot{m}_f h_f^{sens} - \dot{m}_a h_a^{sens} - \dot{m}_{exh} h_{exh}^{sens}) \quad \text{Ec [1.3]}$$

- **Flujo de energía global interna.**

Medir los parámetros internos del motor, tales como, pérdidas de transferencia de calor o mecánicas resulta muy complicado, debido a la dificultad experimental. Para ocuparse de la determinación de tales términos de energía, la medición experimental disponible debe combinarse con modelos matemáticos y sistemas de procesos altamente sofisticados y especializados [10], [11]. Dentro de los parámetros que conforman el flujo de energía interna esta la potencia indicada del motor (N_i) que generalmente representa entre el 35 a 50% de la energía de combustible[9], esta potencia está compuesta, de acuerdo, con Payri y Desantes [12] de la suma de la potencia efectiva (N_e) y la potencia que generan las pérdidas mecánicas (N_m). Ver la siguiente ecuación.

$$N_i = N_e + N_m \quad \text{Ec [1.4]}$$

La potencia generada por las pérdidas mecánicas se puede calcular de la siguiente forma:

$$N_m = N_p + N_a + N_{fr} \quad \text{Ec [1.5]}$$

Donde:

N_{fr} : Potencia de pérdidas por fricción o rozamiento

N_b : Potencia de pérdidas por bombeo

N_a : Potencia de pérdidas de elementos auxiliares.

1.2.1. Pérdidas mecánicas

Las pérdidas mecánicas son consideradas como el flujo de energía interna que es desperdiciado por el motor que corresponde al 38% de las que se generan en el mismo [5]; de forma general en los motores de combustión interna de aspiración natural a plena carga y régimen de giro de máxima potencia efectiva, las pérdidas mecánicas se distribuyen en porcentajes de la siguiente manera:

- Pérdidas por elementos auxiliares: 15%
- Pérdidas por bombeo: 25%.

- Pérdidas por fricción: 60%

Cabe mencionar que, las pérdidas mecánicas, en el motor representan un porcentaje de todas las que se pierden en el vehículo, estas, también son muy comunes en cajas de engranajes diferenciales automotrices [13], las misma que también influyen en el consumo de combustible y por ende la emisión de contaminantes.

1.2.1.1. Pérdidas por elementos auxiliares

Son las pérdidas divididas al accionamiento de los diferentes elementos auxiliares del motor como es el caso de las bombas para el lubricante, el refrigerante, combustible entre otros.

Estas pérdidas son debidas a la potencia necesaria para accionar los diversos dispositivos auxiliares del motor, el tipo y la cantidad de dispositivos auxiliares varía según la aplicación específica del motor.[12]

Para analizar un enfoque más detallado, del término N_a , se tiene la siguiente expresión, donde la suma de las pérdidas generadas por el accionamiento de los distintos elementos auxiliares da como resultado el valor total de las pérdidas auxiliares[9].

$$N_a = N_{refrig} + N_{aceite} + N_{Combust} + \sum N_{Otros} \quad \text{Ec [1.6]}$$

Donde, N_{refrig} , N_{aceite} y $N_{Combust}$ corresponden a las potencias consumidas por las bombas de refrigerante, aceite y de diésel; mientras que, $\sum N_{Otros}$ representa la potencia total absorbida de otros elementos auxiliares como el ventilador, aire acondicionado, etc; dependiendo el número de los que disponga el vehículo para su funcionamiento y confort[14].

1.2.1.2. Pérdidas por bombeo

Se definen como el trabajo mecánico realizado por el pistón contra los gases durante los procesos de admisión y escape. Es decir, energía consumida para realizar el proceso de renovación de la carga; en la actualidad, existen vehículos con distintas configuraciones, en la apertura y cierre de válvulas, las mismas que ayuda a disminuir las pérdidas mecánicas que se generan por bombeo[15],[16].

Estas pérdidas tienen su origen en el proceso de renovación de la carga, es importante destacar que este tipo de pérdidas se producen en los motores rotativos de dos y cuatro tiempos.

1.2.1.3. Pérdidas por fricción

El tipo de pérdida mecánicas por fricción que se presenta entre las piezas del motor pueden ser fluida o hidrodinámica, durante los periodos de puesta en marcha y calentamiento del motor, además también, entre las piezas pueden existir modos de fricción mixta e incluso fricción límite.

Los elementos del motor donde se producen las principales pérdidas por rozamiento son: segmentos del pistón o rines ($N_{fr,pis}$), cojinetes del cigüeñal ($N_{fr,cojinetes}$) y sistema valvular ($N_{fr,válvulas}$).

La siguiente expresión indica cómo se puede encontrar las pérdidas por fricción.

$$N_{fr} = N_{fr,pis} + N_{fr,cojinetes} + N_{fr,válvulas} \quad \text{Ec [1.7]}$$

Cabe mencionar, que, del total de las pérdidas por fricción generadas en el motor, esta se divide en los siguientes rangos porcentajes aproximadamente[17]:

- $N_{fr,pis} \approx 40 - 75\%$
- $N_{fr,cojinetes} \approx 20 - 40\%$
- $N_{fr,válvulas} \approx 3 - 30\%$

Dentro de los rangos de porcentajes principales que afectan a este tipo de pérdidas depende de varios factores y se puede realizar una estimación global de la influencia que tienen los diversos parámetros, considerando que los orígenes de la carga sobre las superficies que deslizan entre sí son[12]:

- Peso de las piezas.
- Fuerzas de inercia.
- Fuerzas debidas a los gases.

Cabe destacar que la evolución de la temperatura del lubricante es muy crítica para los motores que trabajan en aplicaciones donde comúnmente funcionan a baja carga, de forma discontinua, con tiempos de trabajo cortos y con temperatura ambiente muy baja.

Teniendo en cuenta la responsabilidad de las cualidades del aceite, los productores de lubricantes definen las formulaciones de aceite siguiendo las premisas que se indican a continuación: [12]

- Garantizar un elevado índice de viscosidad del aceite, parámetro que caracteriza el comportamiento y la viscosidad en función de la temperatura.

- Formulación del aceite base con viscosidad más baja.
- Incremento de la holgura entre pistón y cilindro, entre el cigüeñal y los cojinetes.

Se debería tener en cuenta que la determinación experimental de las pérdidas mecánicas por fricción no se puede realizar en un banco de pruebas de motores convencionales, deben determinarse indirectamente a partir de la información experimental disponible junto con submodelos específicos.[17]

1.2.2. Determinar las pérdidas mecánicas por fricción.

Anteriormente, se había mencionado los elementos en donde se genera la mayor cantidad de pérdidas mecánicas por fricción, los cuales, están concentrados los siguientes elementos en el pistón, cojinetes de fricción y distribución; para poder determinar sus valores aproximados es necesario de la aplicación de modelos matemáticos para cada parámetro, a continuación, se indica cuáles son:

1.2.2.1. Pérdidas por fricción en el Pistón ($N_{fr,pis}$)

El pistón es el elemento que se mueve a lo largo de la camisa del cilindro y el contacto que existe entre estos dos elementos hace que se generen la mayor cantidad de pérdida mecánicas y en este conjunto; se clasifican en dos tipos que son: pérdidas producidas en los segmentos y la falda del pistón.

Los tres segmentos o rines que están incorporados en el pistón son los elementos que generan la mayor cantidad de pérdidas, estos se dividen en tres tipos que son: Segmento de fuego es el encargado de evitar que los gases de la combustión pasen hacia el cárter del motor; Segmento de estanqueidad este elemento retiene los residuos de gas que pasaron del primero y también es el encargado de retirar excesos de lubricante; y el Segmento de aceite, tal como, su nombre lo indica su principal función es la distribuir aceite a lo largo de la camisa del cilindro y facilitar el traslado del pistón.

La falda del pistón es la zona que menores pérdidas por fricción genera, debido a la mayor holgura que tiene con la cámara la camisa del cilindro, en la figura 1.4 se puede apreciar los elementos que conforman este conjunto completo.

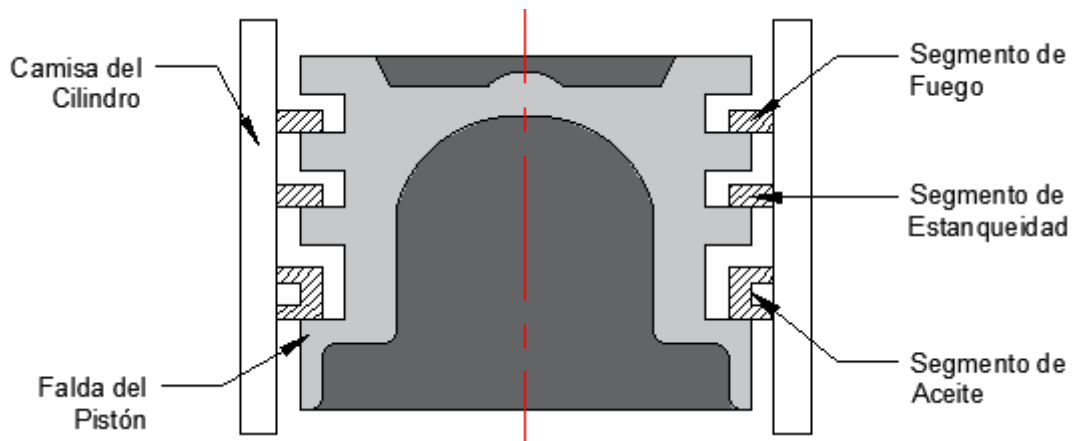


Figura 1.4. Pistón del motor
(Fuente: Los Autores, 2020)

El modelo matemático desarrollado[17] y su aplicación eficiente[18] en la obtención de las pérdidas mecánicas en el conjunto mostrado en la figura anterior. Se puede expresar en la siguiente expresión.

$$N_{fr,pis} = \sum_{ri=1}^3 \left[\oint F_{fr,seg}(\alpha) v_{y,B}(\alpha) d\alpha \right] + \oint F_{fr,falda}(\alpha) v_{y,B}(\alpha) d\alpha \quad \text{Ec [1.8]}$$

Donde, $v_{y,B}(\alpha)$, corresponde a la velocidad instantánea del pistón; mientras que $F_{fr,seg}$ y $F_{fr,falda}$, son las fuerzas de fricción generadas en tanto en los segmentos como en la falda, respectivamente.

1.2.2.2. Pérdidas por fricción en cojinetes ($N_{fr,cojinetes}$)

Las pérdidas de fricción que se generan en esta parte del motor corresponden a los distintos cojinetes que sirven de sujeción entre las bielas y el cigüeñal (CB) o los que se encuentra ubicados entre la superficie de contacto con el block y cigüeñal del motor (CA), en la figura 1.5 se puede ver esquematizado la ubicación de estos cojinetes.

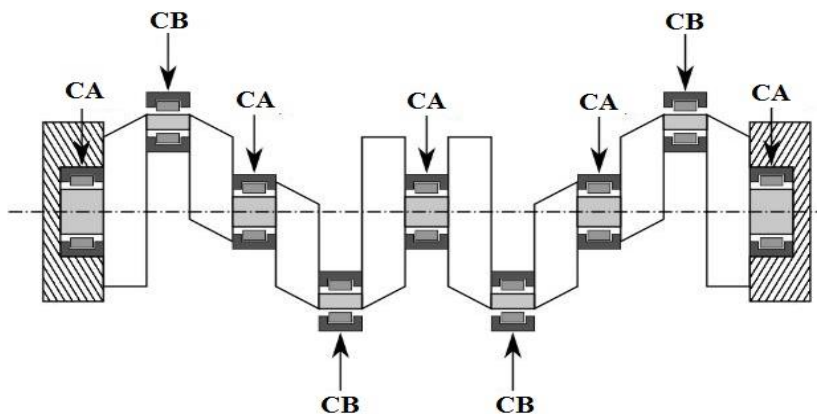


Figura 1.5. Esquema del cigüeñal y sus respectivos cojinetes.
(Fuente: [18])

Los cojinetes y las pérdidas por fricción que generan pueden ser analizados por varios puntos que van desde la aplicación de elementos finitos, así como también, mediante la aplicación de modelado matemático donde se utiliza espesores de la película de lubricante, trayectoria y la posición del eje en el interior del cojinete.

La expresión que permite obtener las pérdidas mecánicas donde se involucran las características mencionadas anteriormente es la siguiente.

$$N_{fr,cojinetes} = \sum_{i=1}^{NC} \left[\oint \frac{\omega_{coj} D_{coj,i}}{2} F_{fr,coj}(\alpha) d\alpha \right] \quad \text{Ec [1.9]}$$

De esta expresión NC corresponde al número de cojinetes, ω_{coj} es la velocidad angular, $D_{coj,i}$ diámetro y $F_{fr,coj}(\alpha)$ fuerza de fricción producida en los cojinetes Según Taylor[19].

1.2.2.3. Pérdidas por fricción en distribución ($N_{fr,válvulas}$)

Por último, se puede mencionar las pérdidas por fricción que se da en el sistema de distribución que permite la entrada y salida de los gases del motor, en esta zona del motor se producen la menor cantidad de pérdidas y debido a la alta complejidad que presenta no es sencillo la determinación de estas y para su simplificación se hace el análisis numérico en la zona de mayor contacto y que corresponde a la leva con el rodillo o taque[18].

Para el desarrollo del modelo matemático se hace la esquematización de fuerzas para las condiciones de apertura y cierre de las válvulas tal como se puede ver en la figura 1.6.

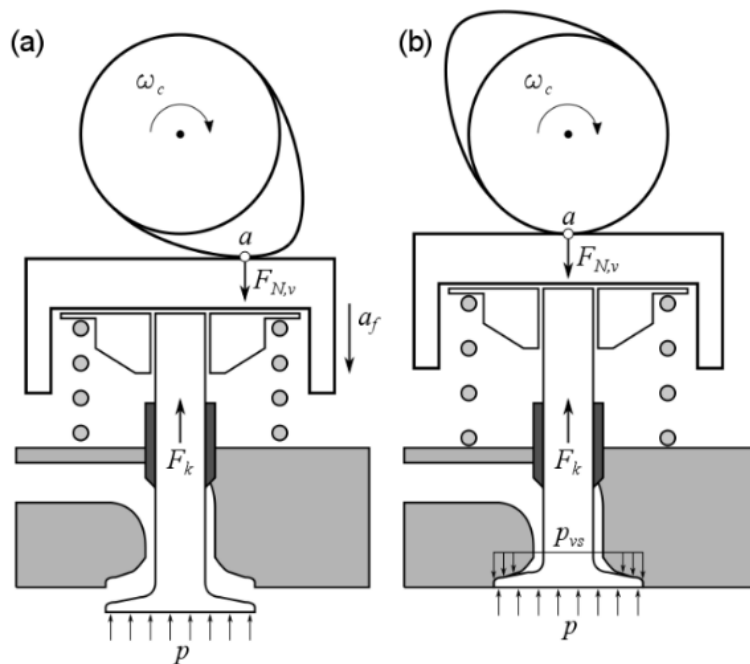


Figura 1.6. Diagrama de fuerza aplicado en las válvulas

(Fuente: [18])

Las posiciones (a) y (b), indican válvula abierta y cerrada respectivamente; los parámetros ($F_{N,v}$) son la fuerza normal, (a_f) aceleración, (p) presión del gas y (ω_l) velocidad angular de la leva. La expresión general para la obtención de las pérdidas mecánicas en esta parte del motor se expresa de la siguiente forma.

$$N_{fr,válvulas} = N_{Adm} \left[\oint F_{fr,val}^{Adm}(\alpha) v_c^{Adm}(\alpha) d\alpha \right] + N_{Esc} \left[\oint F_{fr,val}^{Esc}(\alpha) v_c^{Esc}(\alpha) d\alpha \right] \quad \text{Ec [1.10]}$$

Donde, (N_{Adm} y N_{Esc}) corresponde al número de válvulas de admisión y escape respectivamente; Mientras que, ($F_{fr,val}^{Adm}$ y $F_{fr,val}^{Esc}$) son las fuerzas de fricción generadas en cada válvula y (v_c^{Adm} y v_c^{Esc}) representan las velocidades de contacto.

1.3. Métodos para determinar las pérdidas mecánicas de un motor

Existe algunos métodos que permiten determinar las pérdidas mecánicas ya sea en motores a gasolina como a diésel; entre los más conocidos están los siguientes:

- Método de deceleración libre
- Rectas de Williams
- Método de arrastre
- Método Morse
- Diagrama de indicador

Es muy importante para obtener una buena precisión y repetitividad en la aplicación de cualquiera de estos métodos y en la comparación de sus resultados que se tengan en cuenta las condiciones de contorno de su aplicación. Por ejemplo, el control del estado térmico general del motor y en particular de la temperatura del lubricante.

En este proyecto de titulación se realizó el cálculo de las pérdidas mecánicas utilizando el método del diagrama indicador y para poder realizarlo es necesario encontrar los parámetros indicados y efectivos, ya que, es indispensable conocer que está ocurriendo en el interior del cilindro energéticamente, así como también, es importante saber cuánto trabajo está entregando el motor realmente después de la combustión.[18]

1.3.1. Parámetros Indicados.

Estos parámetros son los que se pueden obtener por medio del análisis termodinámico del gas durante el ciclo de trabajo en la cámara de combustión. Tal como se puede ver la figura 1.7, el trabajo indicado se puede encontrar mediante la ecuación 1.11.

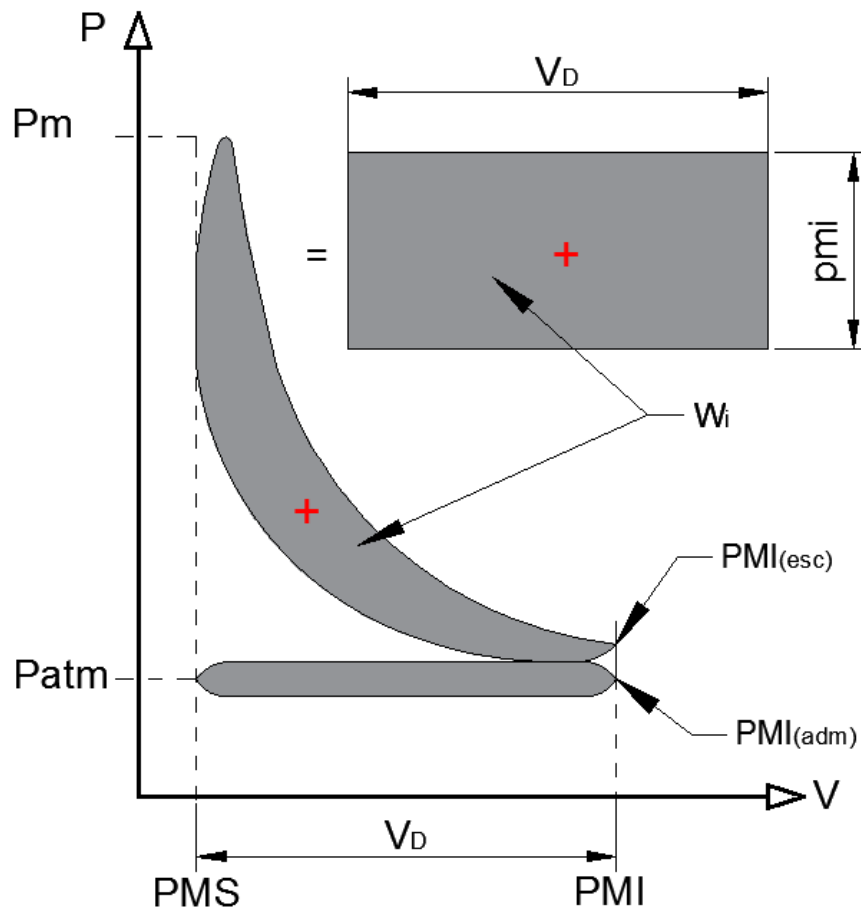


Figura 1.7. Ciclo indicado
(Fuente:[14])

- Trabajo indicado

$$W_i = \int_{PMI_{adm}}^{PMI_{esc}} P dV > 0 \quad \text{Ec [1.11]}$$

- Potencia Indicada

$$N_i = i n W_i \quad \text{Ec [1.12]}$$

Donde, (i) parámetro que depende del tipo de ciclo sus valores son (i=1) para motores de 2 tiempos e (i=0,5) para motores de 4 tiempos y (n) régimen de giro[20].

- Potencia media indicada

$$p_{mi} = \frac{W_i}{V_D} \quad \text{Ec [1.13]}$$

(V_D) corresponde al volumen de desplazamiento del pistón del PMI al PMS

- Par Indicado

$$T_i = \frac{i}{2\pi} p_{mi} V_D \quad \text{Ec [1.14]}$$

- Rendimiento indicado

$$\eta_i = \frac{N_i}{\dot{m}_f \cdot PCI} \quad \text{Ec [1.15]}$$

Donde, (PCI) es poder calórico inferior del combustible.

1.3.2. Parámetros Efectivos.

Estos parámetros son los que se obtienen en el eje de salida del motor, a continuación, se indica cuáles son los principales y las expresiones.

- Potencia efectiva.

$$N_e = M_e \omega \quad ; \quad \omega = 2\pi n \quad \text{Ec [1.16]}$$

Donde, (M_e) par efectivo que proporciona el régimen de giro (n)

- Trabajo efectivo

$$W_e = \frac{N_e}{i n} \quad \text{Ec [1.17]}$$

- Potencia media efectiva

$$p_{me} = \frac{W_e}{V_D} \quad \text{Ec [1.18]}$$

- Par efectivo

$$T_e = \frac{N_e}{2\pi} p_{mi} V_D \quad \text{Ec [1.19]}$$

- Rendimiento efectivo

$$\eta_i = \frac{N_e}{\dot{m}_f \cdot PCI} \quad \text{Ec [1.20]}$$

1.4. Fuerza de fricción

De las expresiones indicadas en el análisis de las pérdidas por fricción, se puede ver que, el parámetro más importante en todos los casos es la fuerza de fricción la misma que se genera entre el contacto en cada superficie.

La fuerza de fricción, de forma general esta expresada de la siguiente forma.

$$F_{fr} = F_N \cdot f \quad \text{Ec [1.21]}$$

Donde, F_N es la fuerza de normal generada entre las superficies y f es el coeficiente de fricción[12].

Para desarrollar un modelo de fricción, el mecanismo de lubricación entre elementos en contacto tiene un papel importante, donde se deben considerar regímenes diferentes de lubricación.

Los regímenes de lubricación se pueden identificar mediante el diagrama Stribeck, presentado en la Figura 1.8.

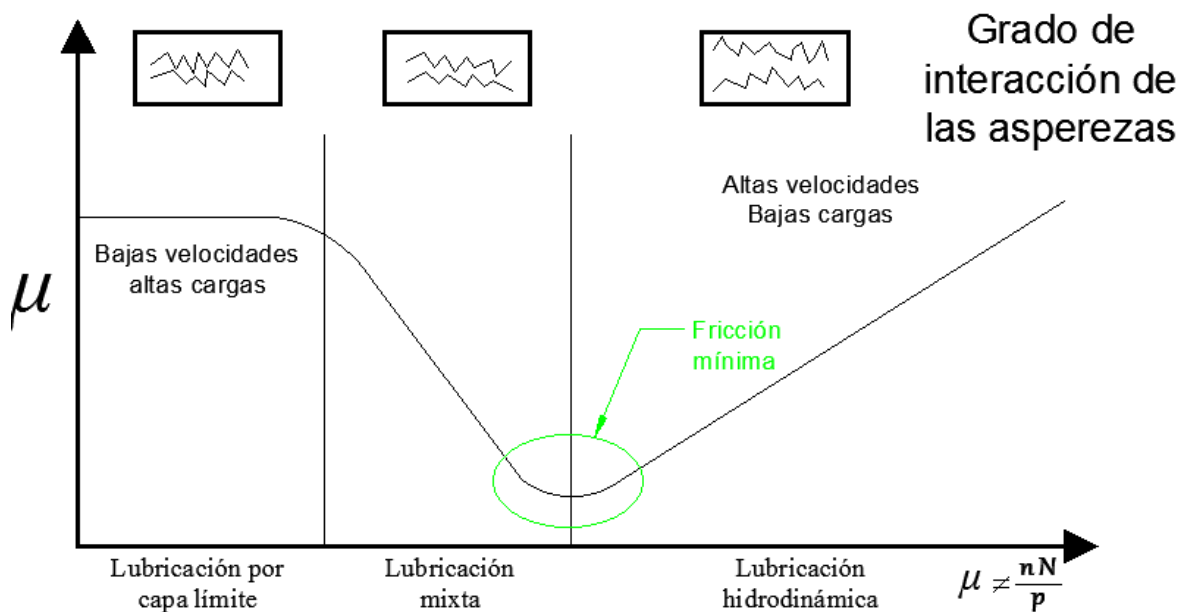


Figura 1.8. Diagrama Stribeck

(Fuente: [18])

En este diagrama, el coeficiente de fricción (f) en un rodamiento se representa en función del número de Sommerfeld (S), también conocido como parámetro de servicio, que se define como:

$$S = \frac{\mu \cdot \omega}{\sigma} \quad \text{Ec [1.22]}$$

Donde μ es la viscosidad dinámica del aceite, ω es la velocidad de rotación y σ es la carga por unidad de área. [17]

Mediante este análisis se puede comprobar que el coeficiente de fricción dinámico es directamente proporcional a la fuerza de fricción, por lo que si la viscosidad aumenta del

mismo modo sucedía con la fuerza de fricción y por ende las pérdidas mecánicas generadas por la fricción de los elementos.

A continuación, se detalla aspectos importantes de la viscosidad del aceite y la influencia de esta en los elementos que están sometidos a elevadas temperaturas y altas condiciones de rozamiento.

1.5. Viscosidad

Es aquella propiedad que determina la cantidad de resistencia opuesta a las fuerzas cortantes y se debe primordialmente a las interacciones entre las moléculas del fluido. [21]

1.5.1. Viscosidad dinámica o absoluta

En la figura 1.9 se tienen dos placas paralelas separadas por una distancia y entre ellas un fluido, la placa superior es móvil en donde se aplica una fuerza F mientras que la inferior se encuentra fija, por ende la placa superior se desplaza a una velocidad constante debido a la fuerza y el fluido tendrá la misma velocidad que la placa superior.[22]

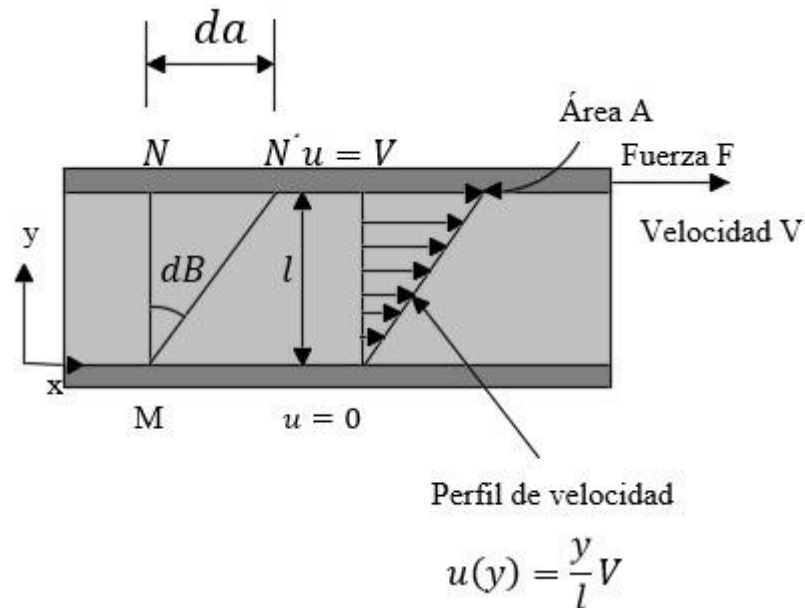


Figura 1.9. Comportamiento de un fluido en flujo laminar entre dos placas paralelas.

(Fuente: [23])

Mientras que el esfuerzo cortante τ que ejerce sobre la película del fluido adherida a la placa superior y que tiene un área de contacto A es:

$$\tau = \frac{F}{A} \quad \text{Ec [1.23]}$$

En cambio, la placa inferior se encuentra fija y provoca que el fluido en contacto tenga una velocidad cero. Al introducir la constante μ llamada viscosidad o dinámica.

$$\tau = \mu \cdot \frac{dv}{dy} \quad \text{Ec [1.24]}$$

La fuerza que se necesita para superar la fricción entre una placa que se desplaza a una velocidad constante sobre otra que permanece estática con la interposición del fluido.

$$F = \tau \cdot A = \mu \cdot A \cdot \frac{dv}{dy} \quad \text{Ec [1.25]}$$

También se podría decir que el valor de la fuerza requerida para desplazar la placa superior a una velocidad constante V , es:

$$F = \mu \cdot A \cdot \frac{V}{l} \quad \text{Ec [1.26]}$$

En la lubricación la característica más importante de un fluido es la viscosidad debido a que mantiene su capacidad física para mantener la lubricación. Si se utiliza un aceite con alta viscosidad para los requerimientos de trabajo, las pérdidas mecánicas aumentan debido a la presión extra que generaría la película de aceite; mientras que si se utiliza una viscosidad muy baja ocurriría que aumentan las pérdidas mecánicas por fricción ya que al no existir la holgura para separar las piezas se tendría un mayor rozamiento. [24]

1.5.2. Viscosidad cinemática

Este parámetro hace referencia a la resistencia del fluido a través de un orificio, la composición y estructura del aceite a factores externos como la temperatura y la presión son variables importantes en la determinación de la viscosidad cinemática del lubricante.

Al momento de analizar esta viscosidad permite determinar al lubricante y conocer el grado de degradación del mismo, si disminuye la viscosidad cinemática nos indicara que existe un agotamiento de los aditivos para un mejoramiento en el índice de viscosidad[25] o también se puede considerar que el combustible para el funcionamiento del motor está diluyendo el lubricante del sistema de lubricación[26].

Esta viscosidad cinemática se define de la siguiente manera:

$$v = \frac{\mu}{\rho} = \frac{\text{viscosidad absoluta}}{\text{densidad del fluido}} \quad \text{Ec [1.27]}$$

“La viscosidad de cualquier aceite aumenta cuando es enfriado y disminuye cuando es calentado. Por esta razón, el valor de la viscosidad de un aceite debe ir siempre acompañado por la temperatura a la cual fue determinado.” Rivera (2004)

1.5.3. Efectos sobre la viscosidad

La viscosidad cinemática puede variar por distintos efectos, realizando un seguimiento de su comportamiento es posible detectar degradaciones propias del aceite o anomalías en el principio de funcionamiento, para esto se detalla la siguiente tabla:

Tabla 1.1. Efectos característicos sobre la viscosidad en los aceites usados

Variables a considerar	Baja viscosidad	Aumento de la viscosidad
Cambios en la estructura del lubricante	Ruptura de las moléculas Degradación de los aditivos	<ul style="list-style-type: none"> • Polimerizaciones • Oxidación • Pérdidas por evaporación • Formación de lodos
Contaminación	Combustible Mezcla de aceites Disolventes	<ul style="list-style-type: none"> • Agua (emulsiones) • Espumas Insolubles • Materia carbonosa • Mezcla de aceites

(Fuente: [27])

Según la tabla 1.1. Se puede conocer las causas de las variaciones de la viscosidad del lubricante, ahora se analizarán los inconvenientes que puede sufrir un sistema lubricado debido a una incorrecta situación de la viscosidad.

Cuando el aceite presenta una alta viscosidad se tiene lo siguiente:

- Mayor generación de calor y oxidación del aceite, formación de lodos y barnices.
- Cavitación.
- Flujo inadecuado en las zonas de lubricación.
- Pérdidas con mayor consumo de energía.
- Pobres características de bombear a baja temperatura.
- Batido del aceite en cojinetes.
- Pobres características antiespuma y demulsificantes.

En cambio, si el aceite tiene una baja viscosidad tenemos lo siguiente:

- Pérdida de película de aceite, lubricación límite, fricción y por tanto excesivo desgaste.
- Alta fricción mecánica y pérdida de energía, generación de calor y oxidación.
- Fugas internas y externas.

- Fallo de la película lubricante en condiciones severas (altas temperaturas, baja velocidad y alta carga).
- Incremento de la sensibilidad del sistema a la contaminación por partículas (menor espesor de la película y menor protección).

Si la viscosidad absoluta del lubricante no varía existe una disminución de la viscosidad cinemática y aumenta la densidad.

La densidad puede verse incrementada por diversos factores tales como: contaminación (sólidos o líquidos), oxidación, pérdidas evaporativas, presencia de materiales de desgaste, entre otros.

En cambio, si la densidad aumenta también se incrementa la viscosidad absoluta. El efecto resultante es una subestimación del incremento de la viscosidad cinemática.

Aun teniendo en cuenta lo expuesto anteriormente consideramos que la medida de la viscosidad cinemática resulta un parámetro adecuado para el monitorizado de aceites teniendo en cuenta que los factores que afectan a la densidad son la mayoría de los casos perjudiciales para el compromiso de las funciones que debe llevar a cabo el lubricante. [27]

1.5.4. Métodos para determinar la viscosidad cinemática.

1.5.4.1. Tiempo de circulación del aceite atreves del tubo capilar

El valor de la viscosidad del lubricante se calcula directamente como producto del tiempo de escurrimiento por la constante de calibración del equipo, el procedimiento y desarrollo se describe bajo la norma ASTM D-445.

1.5.4.2. Tiempo de vaciado en un recipiente de volumen fijo

Mediante un orificio de diámetro conocido en el grupo de los viscosímetros de Saybolt, Redwood y Engler (ASTM D – 88).

En la tabla 1.2 se muestra las características de los parámetros del lubricante que son la temperatura y volumen para los viscosímetros mencionados anteriormente.

Tabla 1.2. Características de diferentes ensayos para la medida de viscosidad

Unidad	Cantidad de aceite (cm³)	Temperatura (°C)	Significado
Eugler [°E]	200	50 y 100	Tiempo escurrimiento aceite/ Tiempo escurrimiento agua 20°C
Saybolt (SUS)	60	100, 130 y 210	Tiempo escurrimiento en seg

Redwood	50	70, 100, 140 y 200	Tiempo escurrimiento en seg.
---------	----	--------------------	------------------------------

(Fuente: [27])

1.5.4.3. Designación de viscosímetros

En el campo de los aceites de motor se encuentra una variedad de viscosímetros que han sido diseñados específicamente para determinar el valor de la viscosidad cinemática en situaciones comunes en las que se presenta un aceite de motor.

En la tabla 1.3. Se detalla la aplicación de cada viscosímetro para medir la viscosidad cinemática del lubricante en donde se indica ciertos parámetros de cada viscosímetro.

Tabla 1.3: Principales tipos de viscosímetros usados para medidas en aceites lubricantes de motor.

Tipo	Nombre	Cizallamiento	Temperatura	Indicación	Norma ASTM
Capilar	--	Bajo	40°C – 100°C	Grado SAE	D-445
Capilar	--	Muy alto	150°C	Protección de cojinetes	D-4624
Rotacional	Scanning Brookfield	Muy alto	-10°C a -40°C	Bombeabilidad a baja temperatura	D-5133
Rotacional	Brookfield	Bajo a medio	-10°C a +40°C	Viscosidad aceite engranajes	D-2983
Rotacional	MRV	Bajo	-10°C a -35°C	Bombeabilidad a baja temperatura	D-4684
Rotacional	CCS	Alto	-5°C a -30°C	Arranque de motor	D-2602
Rotacional	TBS o Ravenfield	Muy alto	150°C	Protección de cojinetes	D-4683/D-4741

(Fuente: [27])

Al momento de realizar el ensayo se caracteriza que la temperatura debe ser homogénea y conocida durante todo el proceso de medida, debido a que la viscosidad depende en gran medida de la temperatura la mayoría de los viscosímetros tienen en común esta característica.

Las temperaturas óptimas para realizar estos ensayos son 40°C y 100°C, las mismas que son utilizadas para determinar el índice de viscosidad.

Los procedimientos mostrados anteriormente tienen en común la temperatura de ensayo la cual debe ser conocida, debido a que, la viscosidad depende mucho de este parámetro, cabe mencionar que las temperaturas de ensayo más utilizadas son de 40° y 100°C.[27]

Al momento de analizar esta variable permite determinar al lubricante y conocer el grado de degradación del mismo, si disminuye la viscosidad cinemática nos indicara que existe un agotamiento de los aditivos para un mejoramiento en el índice de viscosidad o también se puede considerar que el combustible para el funcionamiento del motor está diluyendo el lubricante del sistema de lubricación. [25]

1.5.5. Grado de viscosidad

La temperatura ambiente en la que va a trabajar el motor me indica el grado de viscosidad a preferir. Para el buen funcionamiento del motor es importante la elección de este parámetro.

Existen estudios sobre la disminución del consumo de combustible mediante la adecuada selección del grado de viscosidad del aceite, los resultados de pueden ver en la tabla 1.4. [Logan, M. R.; 1982], [Hewson, W. D.; 1987]

Tabla 1.4. Resultados obtenidos por Hewson en la comparación de diferentes aceites lubricantes en uso en locomotoras diésel.

Aceite usado	% Ahorro combustible	Efectos sobre el estado del motor (durabilidad)
SAE 40	Referencia	Referencia
SAE 20W-40	0.5	Al menos idéntico comportamiento que la referencia
SAE 15 W-40	1.1	No presentados.

(Fuente: [27])

En el desarrollo de los nuevos tipos de lubricantes para que contribuyan al ahorro de combustible, son denominados “engine oil fuel efficiency”.

En donde la clasificación de la ILSAC (International Lubricant Standardization and Approval Committee) hace referencia a estas características con el parámetro FEI (Fuel Efficiency Improvement).

En la figura 1.10. Podemos observar la evolución conseguida en los últimos años en el parámetro de mejorar la eficiencia del combustible con las distintas clasificaciones de la ILSAC para aceites del motor.

Se observa una reducción casi del 6% sobre la referencia utilizada a finales de los años 80 en los actuales aceites clasificados como GF-3.

Estos parámetros de ahorro de combustible se obtienen mediante el trabajo de bases con baja viscosidad y alto índice de viscosidad y sin necesitar el esfuerzo de aditivos reductores de fricción en base de molibdeno [Korcek, S.; 2000]

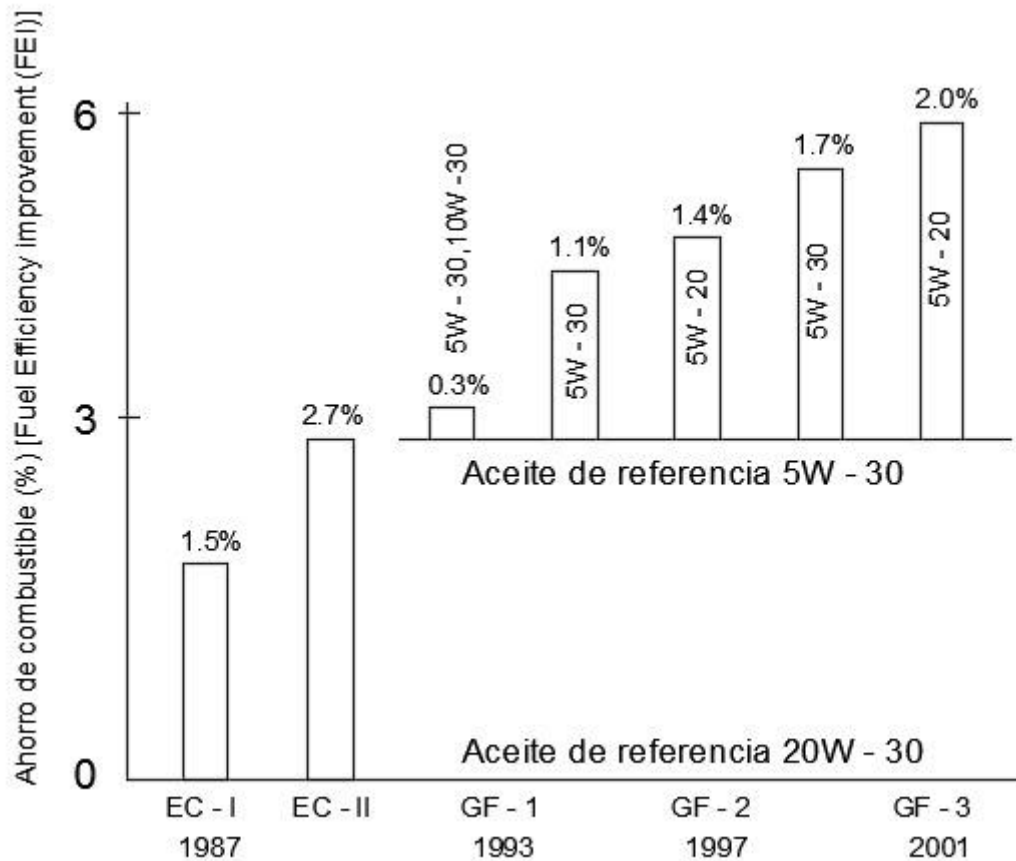


Figura 1.10. Contribución del aceite lubricante al ahorro de combustible en el motor

(Fuente: [19])

1.5.6. Índice de viscosidad

Es el parámetro que representa la variación de la viscosidad de un fluido con la temperatura, en la Figura 1.11 se observa dos aceites de referencia y un aceite para evaluar en donde la viscosidad cinemática a 40°C de referencia con índices definidos de 0 y 100 peor y mejor respectivamente, mismo valor de viscosidad cinemática a 100°C.

Por lo tanto, a mayor índice de viscosidad la variación de la viscosidad con la temperatura disminuye.[27]

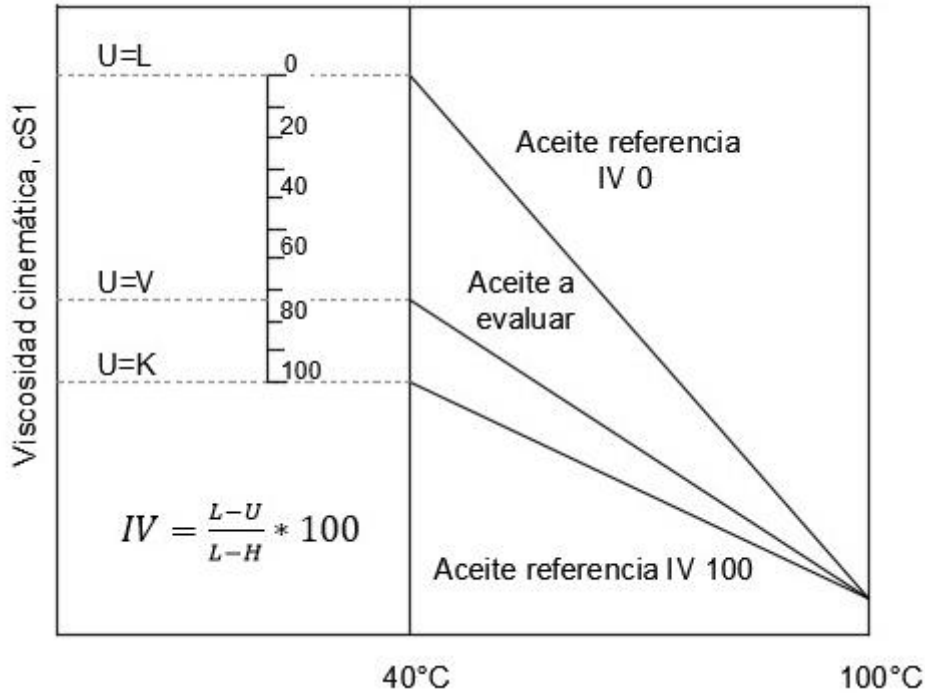


Figura 1.11. Esquema y ecuación para el cálculo del índice de viscosidad de un aceite

(Fuente: [12])

Siendo:

IV: Índice de viscosidad

L: la viscosidad cinemática del fluido a 40°C del lubricante de referencia de bajo índice de viscosidad.

H: la viscosidad cinemática del fluido a 40°C del aceite de referencia de alto índice.

U: la viscosidad cinemática del fluido a 40°C del aceite problema.

Para obtener el índice de viscosidad se utiliza la siguiente ecuación:

$$IV = 100 \frac{L - U}{L - H} \quad \text{Ec [1.28]}$$

“Un fluido con índice de viscosidad alto muestra un cambio pequeño en su viscosidad con la temperatura. Un fluido con índice de viscosidad bajo muestra un cambio grande de viscosidad con la temperatura”. [22]

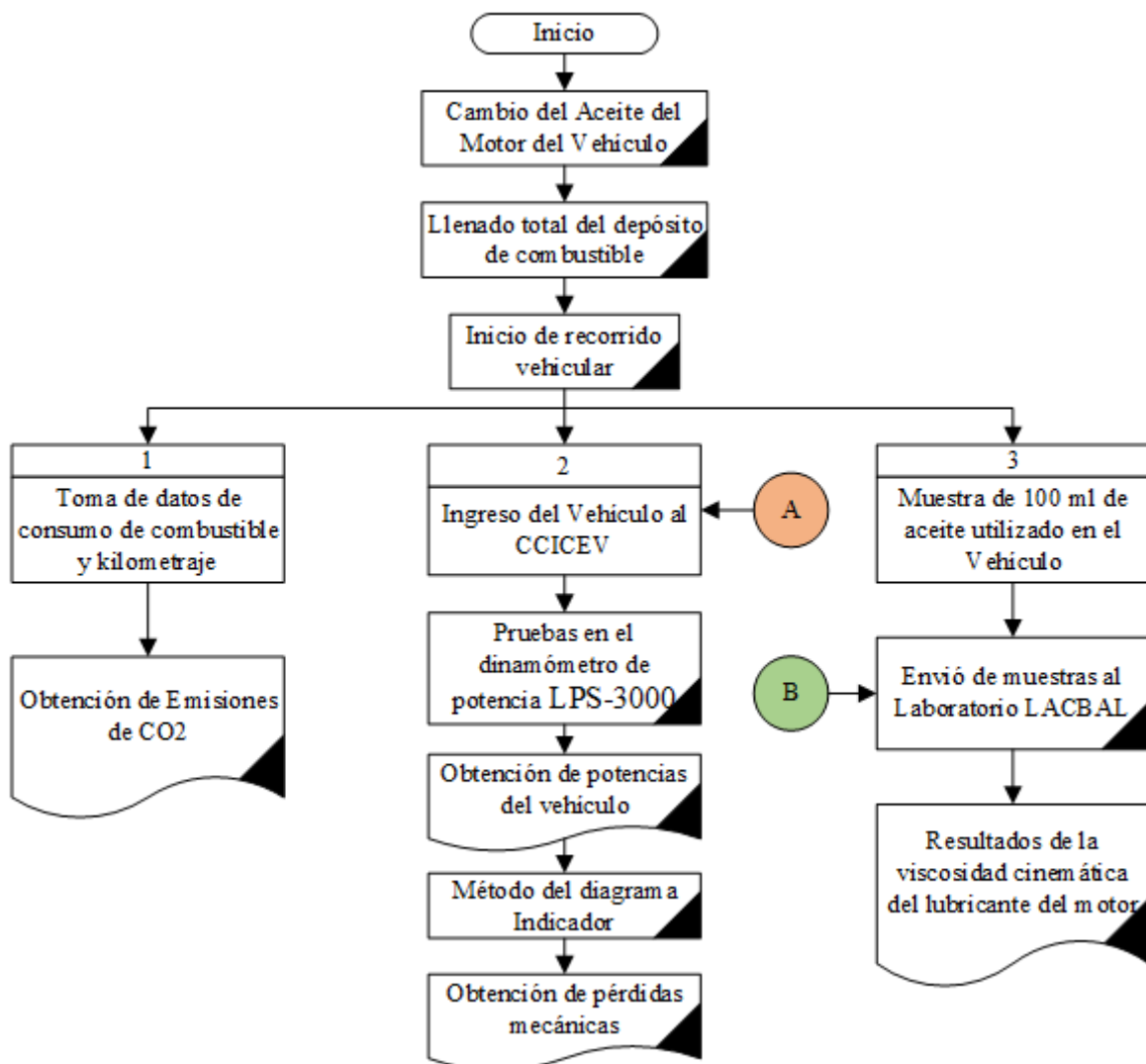
Otro aspecto importante es que el índice de viscosidad es poco significativo como parámetro de diagnóstico ya que su disminución por degradación de los llamados aditivos mejoradores de viscosidad no es detectable en muchos casos y puede verse enmascarado por diferentes contaminantes tales como la dilución. [27]

2. METODOLOGÍA

En este capítulo se detalla la metodología para la ejecución del proyecto mediante un diagrama de flujo. Posteriormente se especifica las características técnicas del vehículo utilizado en donde se aplicarán los procedimientos para el desarrollo de cada caso de estudio: Cálculo de las emisiones de CO₂, pérdidas mecánicas y el análisis del cambio de la viscosidad cinemática del lubricante.

2.1. DIAGRAMA DE FLUJO

Antes de empezar con las fases de estudio como primer paso para la inicialización del proyecto se realizó el cambio de aceite del motor del vehículo el cual fue realizado el 15 de octubre del 2019 con un kilometraje de (204631 km) ver Anexo IV. Después, de la ejecución del mantenimiento respectivo de la camioneta (ver Anexo III), se llenó por completo el depósito de combustible para iniciar con el recorrido vehicular. Ver figura 2.1



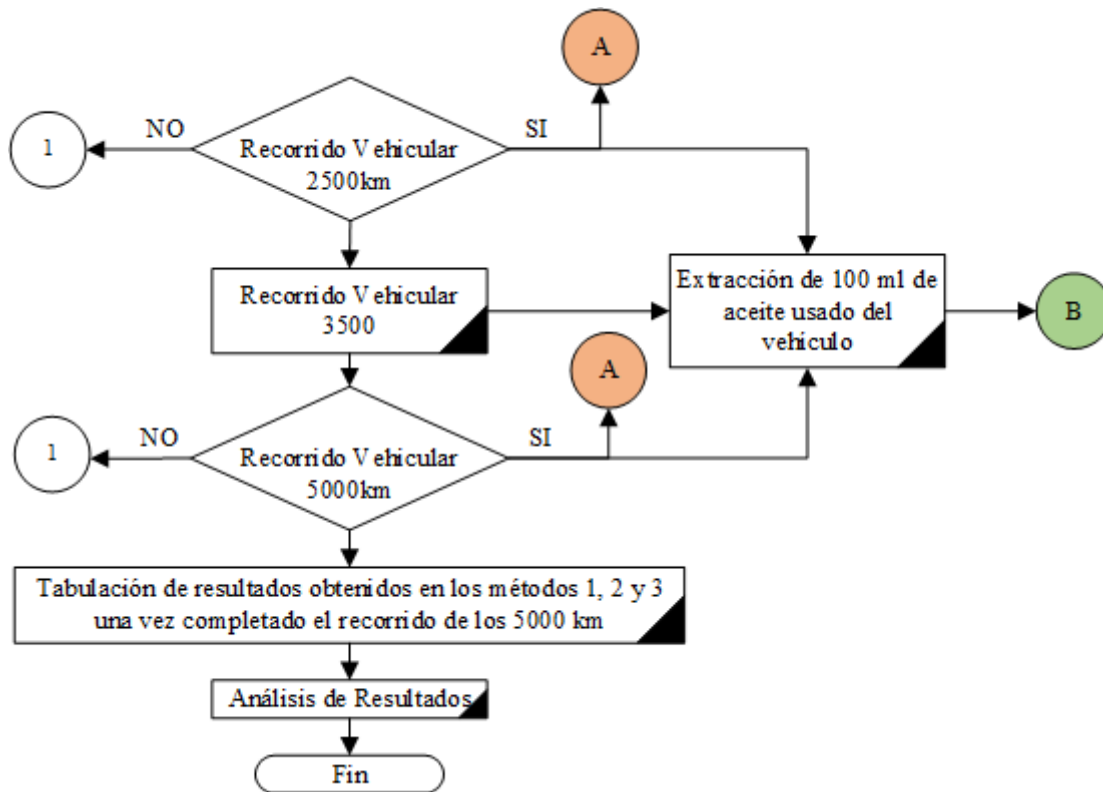


Figura 2.1. Diagrama de flujo del ciclo de estudio.

(Fuente: Los Autores, 2020)

Del acuerdo con el diagrama de flujo el estudio desarrollado en este trabajo consta de tres etapas principales, las mismas que se detallan a continuación.

2.1.1. Primera fase (Cálculo de CO₂).

Esta fase se realizó en tres recambios de lubricante, donde se realizó el registro de consumo de combustible y kilometraje, desde el 15 de octubre del 2019 con un kilometraje de (204631 km) hasta 29 de mayo del 2020 y un kilometraje de (220302 km).

2.1.2. Segunda Fase (Cálculo de pérdidas mecánicas).

Se inició a partir del segundo recambio de aceite realizado el 06 de enero del 2020 con un kilometraje de (209965 km) hasta 07 de marzo del 2020 y (215095 km) de kilometraje (Ver anexo IV) durante este periodo el vehículo ingreso al laboratorio del CCICEV (Centro de Transferencia Tecnológica para la Capacitación e Investigación en Control de Emisiones Vehiculares) en tres ocasiones: a los 0, 3500 y 5000 kilómetros de uso del lubricante; donde fue sometido a pruebas de torque y potencia para la obtención de parámetros efectivos.


2.1.3. Tercera fase (Determinar el cambio de viscosidad de lubricante).

En la última fase del proyecto se realizó la extracción de tres muestras de 100ml de lubricante en base a la norma ecuatoriana NTE INEN 2030:2011[28], las misma que fueron enviadas al LACBAL (Laboratorio de Combustibles, Biocombustibles y Aceites Lubricantes).

2.2. Vehículo de prueba

El vehículo que se utilizó para realizar el estudio fue una camioneta de la EPMOP (Empresa Pública Metropolitana de Movilidad y Obras Públicas). Los datos característicos del vehículo se encuentran detallados en la Tabla 2.1. En el (Anexo I) se tiene la matrícula de la camioneta, donde se puede verificar la información.

Tabla 2.1. Datos técnicos del vehículo de Prueba

Fotografía	
	
Placa	PMA-3110
Marca	Chevrolet
Cabina	Crew Cab
Sist. Transmisión	4x4
Versión	PICK UP
Modelo	Luv-Dmax 3.0 L diésel CD TM 4x4
Año	2012
No Motor	4JH1167049
No Chasis	8LBETF3F2B0075513
Color	Plateado
Tipo de combustible	diésel
Dirección	Hidráulica

Caja de cambios	Manual
Cilindraje	3000 cc
Clase	Camioneta
Tipo	Cabina Doble
Kilometraje	204631
Número de Puertas	5
Empresa	MUNICIPIO-EPMMOP
Encargado	Javier Esquivel

(Fuente: Los Autores, 2020)

Las características que presenta el motor de combustión interna del vehículo de pruebas se pueden ver en la tabla 2.2, información que se puede corroborar en el anexo VII.

Tabla 2.2. Datos técnicos del motor del vehículo de prueba.

Motor	3,0L diésel Turbo
Código	4JH1-TC
Desplazamiento (c.c.)	2999
Nº. Cilindros	4 n línea
Nº. Válvulas	8
Potencia Neta (hp@rpm)	130 @ 3800
Torque Neto (hp@rpm)	280 @ 2000
Relación de compresión	18,3
Diámetro x Carrera	95,4 x 104,9
Alimentación	Electrónico Bomba inyección directa

(Fuente: Manual del Propietario, 2012)

Los pasos detallados anteriormente se encuentran esquematizado en la figura 2.1., con el fin de aclarar que las tres fases del proyecto fueron realizadas simultáneamente en el segundo recambio de aceite.

2.3. Obtención de emisiones de CO₂

Para poder encontrar las emisiones de CO₂ que emite la camioneta que ha sido tomada como objeto de estudio, se realizó un registro de datos del consumo de combustible que inició a partir del cambio de aceite del motor del vehículo realizado a los 204631km (ver anexo IV) hasta el último instante antes de realizar el siguiente recambio de aceite.

2.3.1. Proceso para determinar las emisiones de CO₂.

Los pasos seguidos para este procedimiento son:

1. Realizar el mantenimiento del vehículo, donde se haga el cambio de aceite y filtro del motor.

2. Llenar el depósito de combustible de vehículo.
3. Anotar la cantidad de combustible que se necesitó para llenar el tanque de combustible.
4. Anotar el kilometraje registrado en el tablero.
5. El vehículo debe seguir su recorrido normal.
6. Después de haber realizado un cierto recorrido, repetir los puntos 2, 3 y 4.
7. Con los datos de consumo y kilometraje de recorrido obtenidos aplicar expresión matemática 2.1; Donde (E_{CO_2}) es las emisiones de CO₂, (C_{comb}) es el consumo de combustible, ($Eq_{CO_2/comb}$) es la equivalencia que relaciona las emisiones de dióxido de carbono con respecto al combustible y tiene un valor de $3,18 \left[\frac{grCO_2}{grComb} \right]$ y (δ_{comb}) es densidad del combustible valor que es de $835 \left[\frac{gr}{lt} \right]$ para el diésel[2].

$$E_{CO_2} \left[\frac{gr}{km} \right] = C_{comb} \left[\frac{gal}{km} \right] \cdot \left[3,79 \frac{lt}{gal} \right] \cdot Eq_{CO_2/comb} \left[\frac{grCO_2}{grComb} \right] \cdot \delta_{comb} \left[\frac{gr}{lt} \right] \quad \text{Ec [2.1]}$$

Los valores de emisiones de CO₂, recorrido y consumo de diésel se encuentran registrados en el Anexo VI.

2.4. Proceso para obtener las pérdidas mecánicas

Para obtener las pérdidas mecánicas mediante el método del diagrama indicador se deben seguir los siguientes pasos en el orden que se indica a continuación.

1. Calcular los parámetros indicados a través de fórmulas y datos encontrados por medio del escáner.
2. Encontrar los parámetros efectivos, por medio de los equipos de medición.
3. Encontrar las pérdidas mecánicas.

Como se menciona anteriormente para encontrar las pérdidas mecánicas del vehículo se necesita conocer los valores de los parámetros indicados y efectivos. Para la obtención de los parámetros indicados se utilizaron varias ecuaciones que se detallarán en el siguiente apartado.

2.4.1. Metodología para determinar los parámetros indicados

A continuación, se detallan las fórmulas para determinar las variables para el cálculo de las pérdidas mecánicas.

1. Primero se debe encontrar la cilindrada unitaria y el volumen de la cámara.

- **Cilindrada unitaria:** También conocido como volumen desplazado por el pistón V_D desde el PMS al PMI y se determina con la siguiente fórmula:

$$V_D = \frac{V_t}{z} \quad \text{Ec [2.2]}$$

Donde, V_t es la cilindrada total del vehículo y z es el número de cilindro que tiene el motor.

- **Volumen de la cámara:** Es el volumen del cilindro al momento que el pistón se encuentra en el PMS y se calcula con la siguiente fórmula:

$$V_c = \frac{V_D}{r - 1} \quad \text{Ec [2.3]}$$

Donde, r es la relación de compresión del motor.

2. Encontrar los parámetros termodinámicos

Para encontrar estos parámetros se utiliza el diagrama del ciclo termodinámico del motor diésel y que se puede visualizar en la figura 2.2.

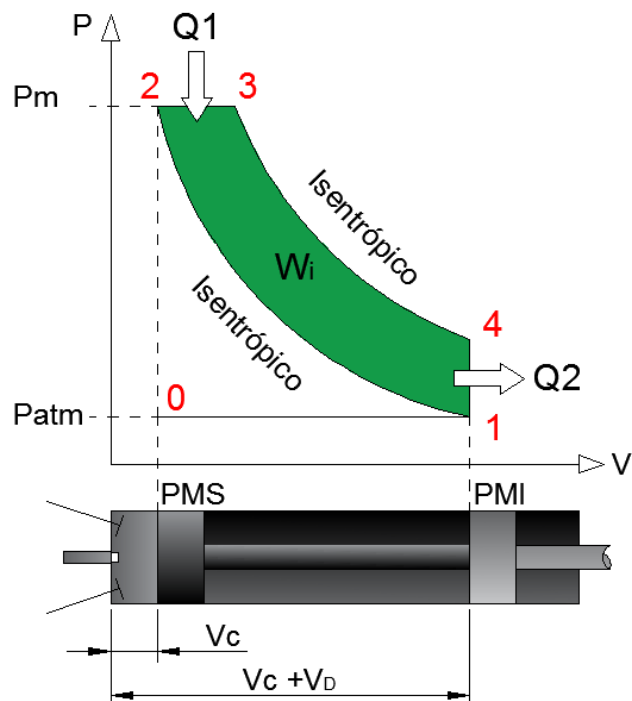


Figura 2.2. Diagrama termodinámico ideal del motor diésel

(Fuente: Los Autores, 2020)

De acuerdo, con el diagrama termodinámico se obtiene los siguientes puntos:

- **Punto 1**

Para el cálculo del V_1 se obtiene sumando el volumen desplazado y de la cámara, para la obtención de la masa mezcla comprendida se utiliza la ecuación de los gases.

$$V_1 = V_c + V_D \quad \text{Ec [2.4]}$$

$$m = \frac{P_1 \cdot V_1}{R \cdot T_1} \quad \text{Ec [2.5]}$$

Donde:

T_1 : Temperatura de entrada de aire [K]

P_1 : Presión a la entrada del múltiple de admisión [kPa]

R : Constante universal de los gases ideales

- **Punto 2**

Para obtener la T_2 y P_2 de la compresión isentrópica de un gas ideal según el ciclo termodinámico se resuelve de la siguiente manera:

$$T_2 = T_1 \cdot r^{k-1} \quad \text{Ec [2.4]}$$

$$V_2 = \frac{V_1}{r} \quad \text{Ec [2.4]}$$

Donde, k es la relación de los calores específicos y V_2 es el volumen del cilindro cuando está en el PMI

- **Punto 3**

La adición de calor de un gas ideal se encuentra a presión constante en el ciclo termodinámico en donde la T_3 y el V_3 se obtienen:

$$V_3 = r_c \cdot V_2 \quad \text{Ec [2.6]}$$

$$T_3 = T_2 \cdot \frac{V_3}{V_2} \quad \text{Ec [2.7]}$$

(r_c) es la relación del corte de admisión y tiene un valor de 1.5[8]

- **Punto 4**

En donde existe expansión isentrópica de un gas ideal para determinar la T_4 y V_4 , sabiendo que el $V_4 = V_1$ por el ciclo termodinámico.

$$T_4 = T_3 \cdot \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{k-1} \quad \text{Ec [2.8]}$$

3. Hallar el trabajo Neto

Para calcular este trabajo se debe considerar el (Q_{in}) y (Q_{sali}) calor de entrada y salida, además los parámetros calculados en cada punto del ciclo termodinámico de la siguiente manera las cuales están en función de (C_p) calor específico a presión constante y (C_v) Calor específico a volumen constante.

$$Q_{in} = m \cdot c_p \cdot (T_3 - T_2) \quad \text{Ec [2.9]}$$

$$Q_{sali} = m \cdot c_v \cdot (T_4 - T_1) \quad \text{Ec [2.10]}$$

Por lo tanto, el trabajo neto es:

$$W_{neto} = Q_{int} - Q_{sali} \quad \text{Ec [2.11]}$$

4. Encontrar la potencia indicada

Según el apartado 1.3.1 se utiliza las Ec [1.12].

$$N_i = i \cdot n \cdot W_i$$

Esta potencia también está en función del trabajo neto

$$N_i = W_{neto} \cdot \frac{n}{Z} \quad \text{Ec [2.12]}$$

2.4.2. Metodología para obtener los parámetros efectivos

Para la obtención de los parámetros efectivos es indispensable la utilización del banco de pruebas de potencia LPS 3000/R200 donde se realiza el ensayo de torque y potencia del motor.

2.4.2.1. Equipos

Dinamómetro de chasis LSP3000: Este equipo está conformado de algunos componentes, los mismos que permiten realizar la evaluación de la potencia y torque del motor de un vehículo; se puede ejecutar funciones como: ciclos de conducción normalizados, pruebas de opacidad, simulación de carga, consumo de combustible, análisis de emisiones o evaluar la elasticidad de un motor.

En la tabla 2.3 se detalla las especificaciones técnicas del dinamómetro.

Tabla 2.3 Especificaciones técnicas dinamómetro

Detalle	Especificaciones	
Modelo	LPS 3000/R200	
Revoluciones del motor	0 - 10000	rpm
Precisión	± 2 % del valor medido	
Alimentación	400V / (50 Hz)	
Fusibles	35	A
Tipo de Rodillos	R 200	
Potencia a las ruedas	0 - 400	kW
Velocidad	0 - 200	Km/h
Fuerza de tracción	0 - 15	kN
Carga máxima por eje	15	Ton
Diámetro mínimo de rueda para ensayar	12	pulg

(Fuente: MAHA, 2019[29])

Los principales elementos que lo conforman son:

- Consola de mando

Es la parte que controla al dinamómetro y mediante la cual se puede cargar los parámetros y ciclos para la ejecución de las pruebas. Ver figura 2.3



Figura 2.3. Consola de mando.

(Fuente: Los Autores, 2020)

- Juegos de rodillos R200/1

Estos elementos son los encargados de transmitir los principios físicos configurados en la consola de mando, en la figura 2.4. Se puede apreciar el juego de rodillos de color rojo donde se encuentra asentadas las ruedas del vehículo de prueba.



Figura 2.4. Juego de rodillos del dinamómetro.
(Fuente: Los Autores, 2020)

- Ventilador

Este ventilador de aire que se puede observar en la figura 2.5, permite refrigerar el vehículo que está siendo sometido a pruebas, de tal forma que no exista sobre calentamiento del motor durante el desarrollo, se ubica en la parte frontal del vehículo para que haga llegar aire refrigerante al motor.



Figura 2.5. Ventilador de aire refrigerante.
(Fuente: Los Autores, 2020)

- Cajas de interfaces

Estos dispositivos que se visualizan en la figura 2.6, permiten registrar parámetros mediante los cuales se ejecutan los ensayos como, por ejemplo: parámetros ambientales, temperatura del aceite del motor y número de revoluciones.



Figura 2.6. Cajas de interfaces
(Fuente: Los Autores, 2020)

- Sistema de extracción de gases de escape

Este conjunto de ductos facilita la extracción de los gases de escape que generan los vehículos que están siendo sometidos a ensayos en el dinamómetro. Ver figura 2.7



Figura 2.7. Ductos de extracción de gases de escape.
(Fuente: Los Autores, 2020)

Escáner Automotriz: Se utilizó un escáner automotriz marca LAUNCH modelo Creader VII multimarca (ver figura 2.8), para la adquisición de datos, en los cuales se tomó los valores correspondientes a presión absoluta del conector de admisión, temperatura del refrigerante del motor, revoluciones del motor y temperatura del aire de admisión.

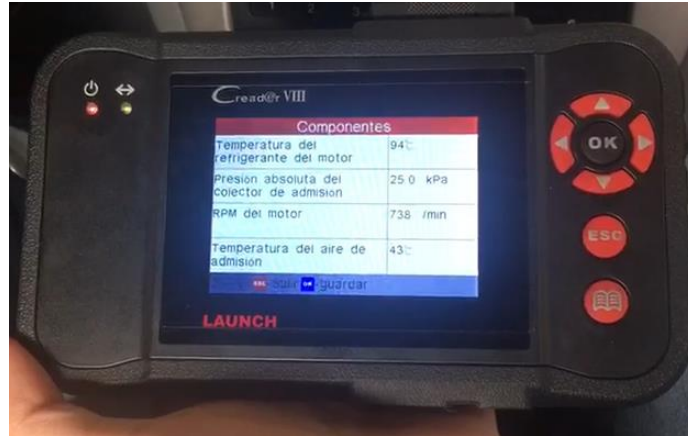


Figura 2.8. Escáner Automotriz.
(Fuente: Los Autores, 2020)

2.4.2.2. Procedimiento para obtener los parámetros efectivos

Para la obtención de los parámetros efectivos que tiene el motor como la potencia y el torque se realiza el siguiente proceso en el dinamómetro de chasis LSP 3000.

1. Encender los equipos del banco de pruebas
2. Posicionar el vehículo donde las ruedas motrices estén colocadas sobre los rodillos.
3. Alinear el vehículo a la ranfla ver figura 2.9.



Figura 2.9. Alineación del vehículo en el dinamómetro
(Fuente: Los Autores, 2020)

4. Asegurar el vehículo por medio de correas en el eje trasero ver figura 2.10



Figura 2.10. Vehículo asegurado por medio de correas
(Fuente: Los Autores, 2020)

5. Colocar escáner en el puerto OBD II para registrar datos de temperatura, presión, rpm y temperatura de aire de admisión. Ver figura 2.11



Figura 2.11. Ubicación de escáner en el interior del vehículo
(Fuente: Los Autores, 2020)

6. Colocar la sonda de temperatura en el lugar donde va ubicada la varilla del nivel de lubricante. Ver figura 2.12
7. Colocar el sistema extractor de gases. Ver figura 2.13



Figura 2.12. Ubicación de la sonda de temperatura
(Fuente: Los Autores, 2020)



Figura 2.13. Ubicación de la tubería extractora de gas de escape
(Fuente: Los Autores, 2020)

8. Ubicar el ventilador en la parte frontal del vehículo. Figura 2.14

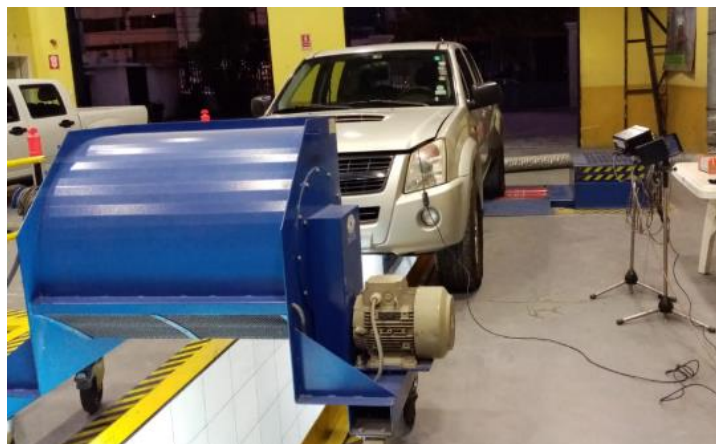


Figura 2.14. Ubicación del ventilador
(Fuente: Los Autores, 2020)

9. Ingresar los datos técnicos del vehículo y los parámetros de prueba.
10. Encender el vehículo y esperar hasta que llegue a la temperatura de trabajo.

11. Sincronizar los rpm de las ruedas del vehículo con la de los rodillos del dinamómetro, estas deben ser iguales y verificadas por medio del software del equipo de medición.
12. Encender el ventilador.
13. Iniciar el recorrido de la prueba siguiendo las instrucciones mostradas en la pantalla.
14. Registrar los datos al finalizar la prueba de torque y potencia. Ver figura 2.15



Figura 2.15. Registro de datos.
(Fuente: Los Autores, 2020)

2.4.3. Cálculo de las pérdidas mecánicas

Después de haber obtenido la potencia indicada N_i , mediante este diagrama de indicador (diagrama presión – volumen) esta potencia se puede obtener de manera simultánea, y el par efectivo del motor para determinar la potencia efectiva N_e . La diferencia entre estos dos parámetros constituye la potencia por pérdidas mecánicas esta expresión se encuentra detallada en el literal 1.2.1 y se utiliza la ecuación Ec. [1.4]

$$N_{pm} = N_i - N_e$$

2.5. Extracción de lubricante

La extracción del aceite de motor se realizó en el segundo recambio del lubricante en el periodo comprendido entre el 06 de enero y 07 de marzo del 2020; la primera muestra se obtuvo a los 2500 km de uso del aceite, la segunda a los 3500 km y la última a los 5000km.

2.5.1. Elementos para la extracción de lubricante

Para la extracción de lubricante del motor del vehículo de prueba fue indispensable la adquisición de tres elementos, los mismo, que deben ser desechados después de cada extracción de lubricante, a continuación, se detalla cada elemento utilizado.

- Tubo Flexible

Este tipo de tubo flexible es utilizado para vacío o aire a presión y puede soportar altas temperaturas tiene un diámetro exterior de 7mm y diámetro interior 3mm. (Figura 2.16).



Figura 2.16. Tubo flexible para vacío.
(Fuente: Los Autores, 2020)

- Jeringuilla

Este elemento se puede apreciar en la figura 2.17, tiene una capacidad de extracción máximo de 50 ml.



Figura 2.17. Jeringuilla de 50 ml
(Fuente: Los Autores, 2020)

- Recipiente de almacenamiento

Estos recipientes son de plástico y permiten tener un sellado hermético, ver figura 2.18, tiene una capacidad máxima de 200 ml.



Figura 2.18. Recipiente para las muestras de lubricante
(Fuente: Los Autores, 2020)

2.5.2. Procedimiento para la extracción de lubricante

El proceso de muestreo consistió en obtener 50 ml de lubricante por cada succión realizada al vehículo; en cada extracción se utilizaron nuevos materiales como jeringuilla y tubo flexible.

Para obtener las muestras de lubricantes se realizó el proceso en el siguiente orden.

1. Estacionar el vehicular en una parte plana.
2. Verificar que el vehículo este en la temperatura de funcionamiento.
3. Apagar el vehículo.
4. Medir el nivel de lubricante y verificar que este se encuentre en el punto cercano a la marca del máximo nivel. Ver figura 2.19
5. Medir la longitud de la tubería que va a ingresar al motor con la varilla de nivel y marcar. Ver figura 2.20
6. Introducir el extremo de la tubería en el ducto de la varilla de nivel de aceite hasta la marca señalada. Figura 2.21.



Figura 2.19. Medición del nivel de aceite.
(Fuente: Los Autores, 2020)



Figura 2.20. Medición de la longitud de tubería
(Fuente: Los Autores, 2020)



Figura 2.21. Introducción de la tubería hasta la marca.
(Fuente: Los Autores, 2020)

7. Extraer el lubricante hasta obtener los 50 ml que están marcados en la jeringuilla.
Ver figura 2.22



Figura 2.22. Extracción de muestras
(Fuente: Los Autores, 2020)

8. Extraer otra muestra de lubricante de 50 ml utilizando nuevos elementos y siguiendo los pasos 4,5 y 6.
9. Colocar las muestras en los respectivos recipientes establecidos.
10. Etiquetar las muestras obtenidas. Ver figura 2.23



Figura 2.23. Muestras de lubricante a los 2500, 3500 y 5000 km de recorrido
(Fuente: Los Autores, 2020)

3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

En este capítulo se muestran los datos del rendimiento del consumo de combustible y de las emisiones de CO₂ los cuales fueron obtenidos durante tres ciclos de recambio de lubricante en el vehículo de prueba. También, se indica los resultados de las pruebas realizadas de torque y potencia, así como el cálculo de las pérdidas mecánicas por medio del método del diagrama indicador. Además, se sintetiza los resultados de la viscosidad cinemática del lubricante del motor. Finalmente se analizan los datos obtenidos de cada estudio comparándolos entre sí.

3.1. Resultados del Rendimiento y Emisiones de CO₂

El registro de datos de consumo de combustible para obtener el rendimiento del combustible y las emisiones de CO₂ se realizó a partir del 15 de octubre del 2019 hasta el 29 de mayo del 2020, durante este tiempo el vehículo tuvo tres recambios de lubricante y recorrió 15671 km; el estudio inicio a partir del kilometraje de 204631km hasta los 220302 km de recorrido de la camioneta.

3.1.1. Primer ciclo de registro de datos

Los datos de consumo y resultados de rendimiento y emisiones de CO₂ del primer ciclo se pueden ver en la tabla 3.1; El periodo va desde el 15 de octubre del 2019 hasta 06 de enero del 2020, durante este tiempo el vehículo recorrió 5334 km en 83 días.

Tabla 3.1 Consumo y Emisiones del 15/10/2019 hasta 06/01/2020

Fecha	kilometraje en tablero [km]	Kilómetros recorridos	Recorrido [km]	Combustible [Gal]	Rendimiento km/Gal	Emisiones grCO ₂ /km
15/10/2019	204631	0	0	0	0	0
17/10/2019	204832	201	201	5,567	36,10	278,72
19/10/2019	205035	404	203	5,539	36,64	274,59
21/10/2019	205280	649	245	7,021	34,89	288,39
24/10/2019	205503	872	223	6,25	35,68	282,05
06/11/2019	205786	1155	283	7,587	37,30	269,79
08/11/2019	206075	1444	289	7,75	37,29	269,87
11/11/2019	206289	1658	214	6,086	35,16	286,20
14/11/2019	206568	1937	279	8,496	32,83	306,45
19/11/2019	206962	2331	394	10,635	37,04	271,64
22/11/2019	207288	2657	326	9,824	33,18	303,26
25/11/2019	207491	2860	203	7,023	28,90	348,16
27/11/2019	207670	3039	179	6,156	29,07	346,09
30/11/2019	207943	3312	273	9,076	30,07	334,56
04/12/2019	208149	3518	206	6,961	29,59	340,06
06/12/2019	208251	3620	102	3,578	28,50	353,01
08/12/2019	208377	3746	126	4,427	28,46	353,58
10/12/2019	208535	3904	158	5,584	28,29	355,66

12/12/2019	208690	4059	155	5,46	28,38	354,49
14/12/2019	208996	4365	306	11,187	27,35	367,91
16/12/2019	209078	4447	82	3,077	26,64	377,63
19/12/2019	209367	4736	289	10,251	28,19	356,96
24/12/2019	209571	4940	204	7,738	26,36	381,72
27/12/2019	209862	5231	291	10,738	27,1	371,34
06/01/2020	209965	5334	103	3,53	29,17	344,89

(Fuente: Los Autores, 2020)

3.1.2. Segundo ciclo de registro de datos

En el segundo ciclo de registro de datos, el vehículo recorrido 5130 km en un periodo de 61 días ver anexo V, y esto lo realizó desde el 06 de enero hasta el 07 de marzo del 2020, tal como se puede apreciar en la 3.2.

Tabla 3.2 Consumo y Emisiones del 06/01/2020 hasta 07/03/2020

Fecha	kilometraje tablero en [km]	Kilómetros recorridos	Recorrido [km]	Combustible [gal]	Rendimiento [km/gal]	Emisiones [grCO ₂ /km]
06/01/2020	209965	0	0	0	0	0
10/01/2020	210269	304	304	12,088	25,14	400,16
15/01/2020	210594	629	325	8,828	36,81	273,35
19/01/2020	210978	1013	384	10,26	37,42	268,88
26/01/2020	211304	1339	326	9,583	34,018	295,82
29/01/2020	211822	1857	518	13,536	38,26	262,97
02/02/2020	212203	2238	381	10,95	34,79	289,22
05/02/2020	212567	2602	364	9,83	37,02	271,77
07/02/2020	212871	2906	304	8,136	37,36	269,33
10/02/2020	213218	3253	347	9,278	37,4	269,07
13/02/2020	213589	3624	371	10,516	35,27	285,25
18/02/2020	213944	3979	355	11,185	31,73	317,07
20/02/2020	214204	4239	260	8,314	31,27	321,80
27/02/2020	214549	4584	345	11,224	30,73	327,40
01/03/2020	214859	4894	310	9,878	31,38	320,67
07/03/2020	215095	5130	236	8,15	28,95	347,53

(Fuente: Los Autores, 2020)

3.1.3. Tercer ciclo de registro de datos

En el último ciclo de registro de datos el vehículo recorrió 5207 km en 83 días comprendidos entre las fechas del 07 de marzo hasta el 29 de mayo del 2020, Ver tabla 3.3.

Tabla 3.3 Consumo y Emisiones del 07/03/2020 hasta 29/05/2020

Fecha	kilometraje en tablero [km]	Kilómetros recorridos	Recorrido [km]	Combustible [gal]	Rendimiento [km/gal]	Emisiones [grCO ₂ /km]
07/03/2020	215095	0	0	0	0	0
12/03/2020	215188	93	93	3,32	28,01	359,26
28/03/2020	215541	446	353	9,44	37,39	269,12
14/04/2020	215962	867	421	11,92	35,32	284,94
02/05/2020	216470	1375	508	13,545	37,50	268,33
05/05/2020	216965	1870	495	13,065	37,89	265,62

08/05/2020	217507	2412	542	14,57	37,20	270,53
11/05/2020	218015	2920	508	13,894	36,56	275,24
14/05/2020	218604	3509	589	16,966	34,72	289,88
17/05/2020	219062	3967	458	14,065	32,56	309,05
20/05/2020	219420	4325	358	11,75	30,47	330,30
25/05/2020	219952	4857	532	16,56	32,13	313,26
27/05/2020	220157	5062	205	6,692	30,63	328,51
29/05/2020	220302	5207	145	4,842	29,95	336,05

(Fuente: Los Autores, 2020)

En las tablas mostradas anteriormente se puede apreciar los valores de emisiones de dióxido de carbono los cuales fueron calculados por medio de la ecuación 2.1, la misma que esta detallada en el literal 2.3.1.

3.1.4. Análisis de resultados

3.1.4.1. Rendimiento del combustible

De los datos de consumo de combustible y kilometraje recorrido se obtuvo el rendimiento de combustible en función del recorrido vehicular en los tres ciclos de estudio los cuales están presentados en la figura 3.1. Tomando en cuenta los resultados, se puede evidenciar que el vehículo de prueba al inicio del recorrido después del cambio de lubricante presenta un promedio de 36 km/gal de rendimiento; posteriormente en la última etapa del recorrido baja a un promedio de 32 km/gal, esta diferencia representan un aumento en el consumo de combustible de un 11%.

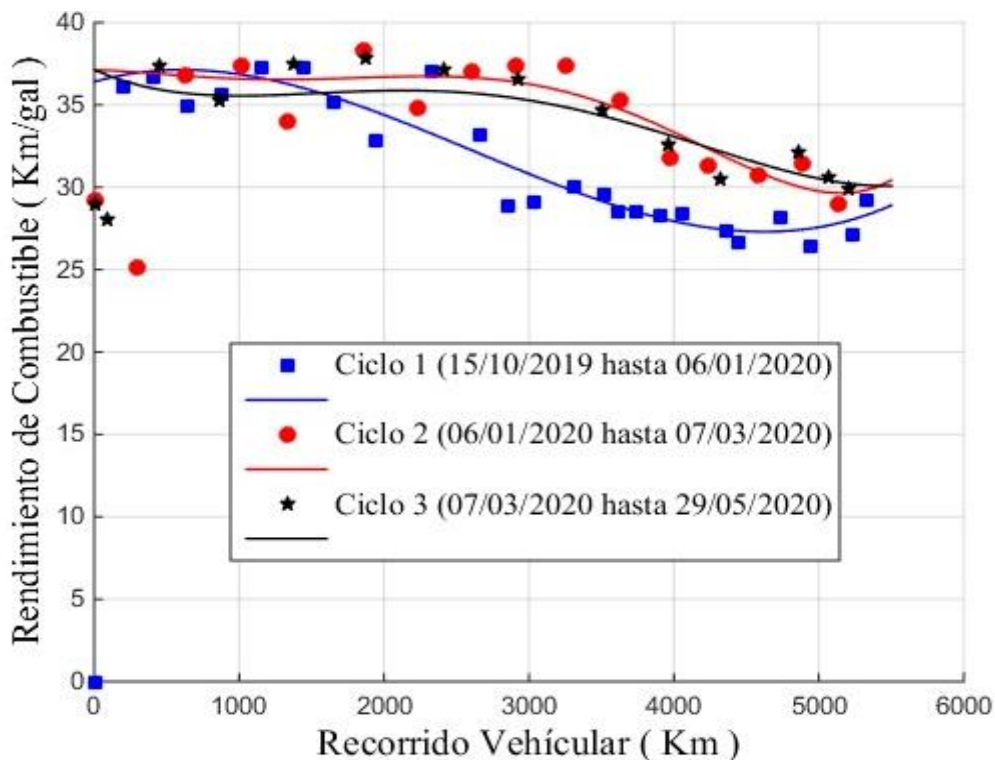


Figura 3.1. Rendimiento de combustible por cada ciclo
(Fuente: Los Autores, 2020)

En la figura 3.2 se puede observar cómo es el comportamiento del rendimiento del consumo de combustible del vehículo durante los 15671 km de recorrido en el cual se hizo el registro de datos, las líneas verticales de color negro indican el kilometraje en donde se hizo el mantenimiento de la camioneta. En el anexo III se puede verificar las operaciones que se realizaba en el vehículo, de esto se puede resaltar que las actividades constantes de cada mantenimiento cada 5000 km para este vehículo son: cambio de aceite del motor y cambio de todos los filtros (aire, aceite, combustible y de la trampa agua del diésel), estas y otras actividades como la regulación del sistema de frenos y el arreglo del aire acondicionado presentan una relación directa al consumo de combustible. Por lo que se puede evidenciar que después de haber realizado el mantenimiento al vehículo este inmediatamente aumenta su rendimiento en el consumo de combustible.

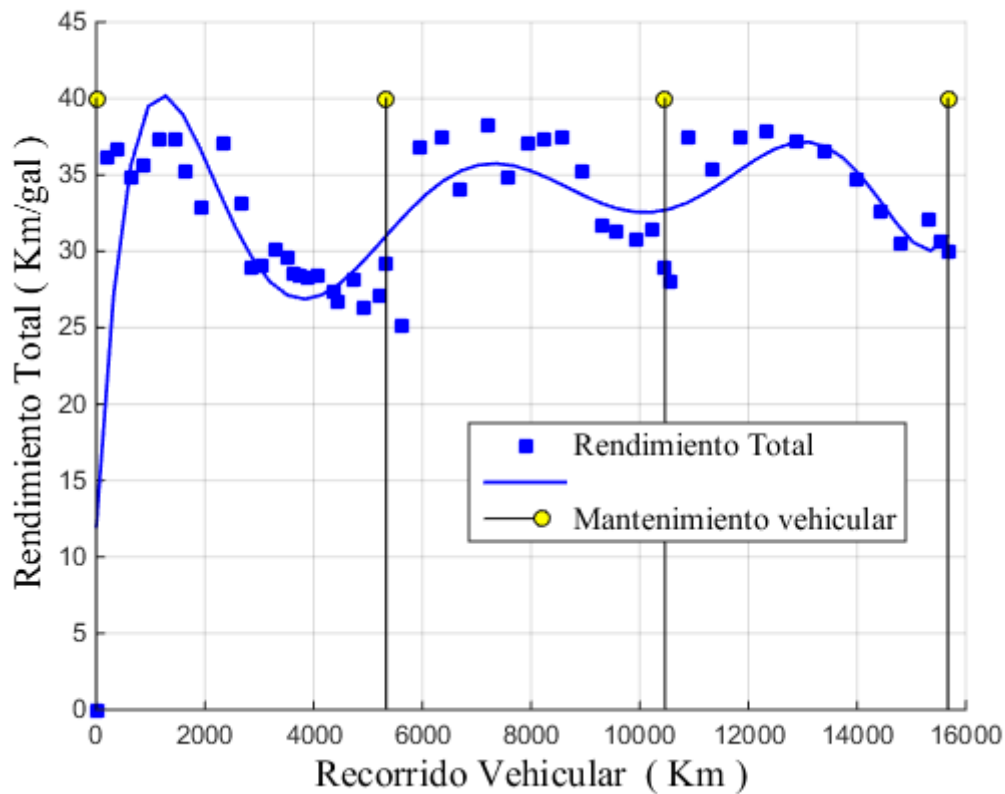


Figura 3.2. Rendimiento del combustible total
(Fuente: Los Autores, 2020)

3.1.4.2. Emisiones de CO₂

La figura 3.3. indica la tendencia creciente que tienen las emisiones de dióxido de carbono en los tres ciclos de estudio. Las emisiones de CO₂ después de cada mantenimiento en este vehículo presentan un promedio de 275 grCO₂/km mientras que en la etapa final antes

de realizar el próximo mantenimiento tiene 340 grCO₂/km lo que representa un incremento en las emisiones de CO₂ de 23,4%.

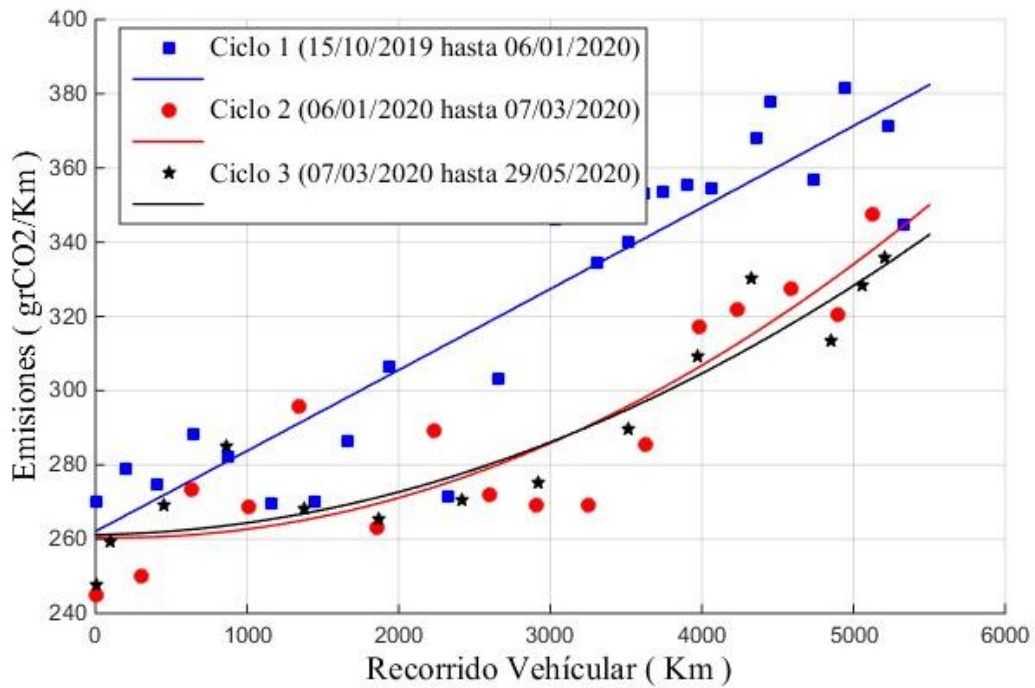


Figura 3.3. Emisiones de CO₂ por cada ciclo
(Fuente: Los Autores, 2020)

La figura 3.4, muestra que los puntos altos de contaminación de CO₂ corresponden a la etapa final antes de realizar el mantenimiento vehicular.

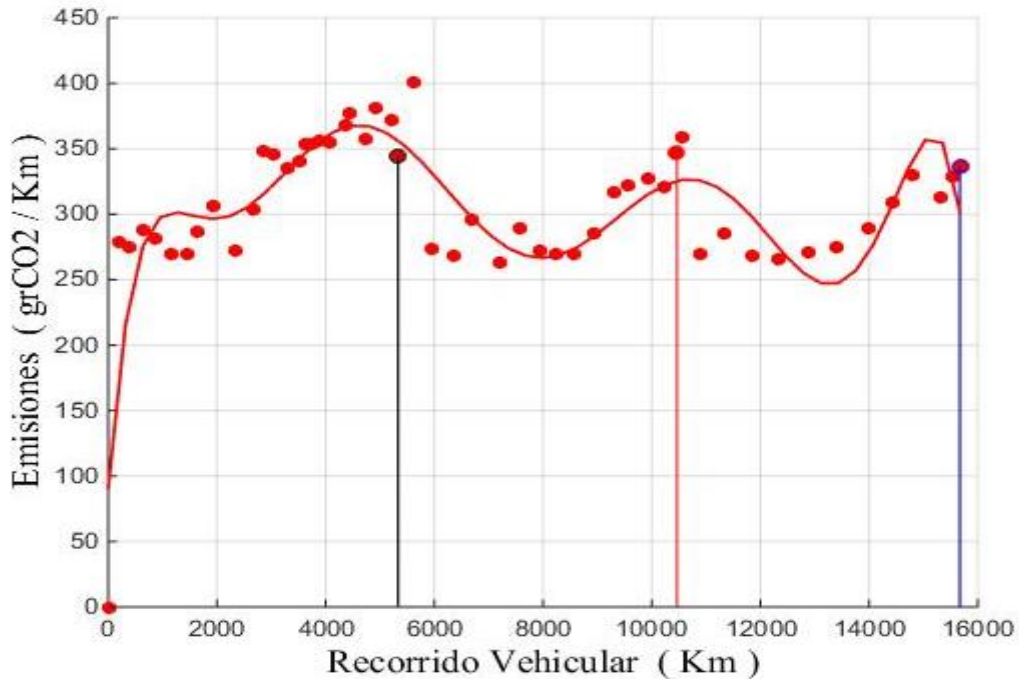


Figura 3.4. Emisiones de CO₂ total
(Fuente: Los Autores, 2020)

3.1.4.3. Emisiones de CO₂ Vs Rendimiento de combustible

Cabe recalcar, que el rendimiento del combustible es inversamente proporcional a las emisiones de CO₂ del vehículo, por lo que si baja el rendimiento suben las emisiones ver figura 3.5.

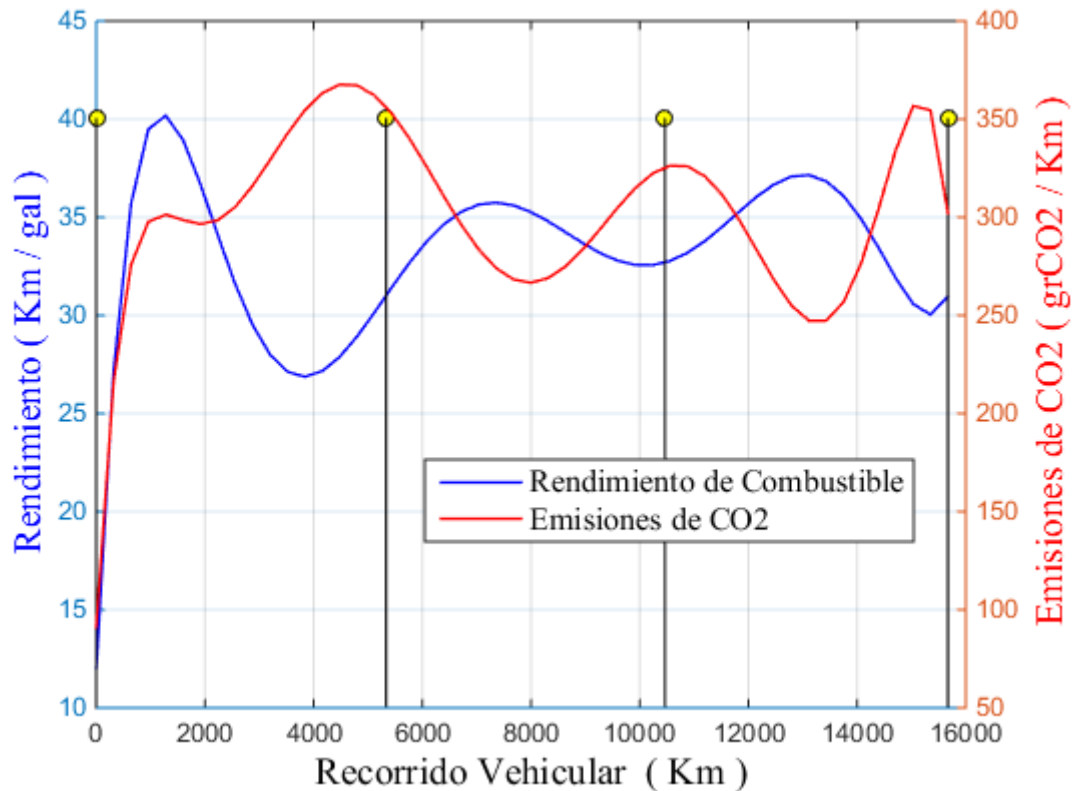


Figura 3.5. Comparación de emisiones CO₂ y el Rendimiento del combustible

(Fuente: Los Autores, 2020)

3.2. Resultados de las Pérdidas mecánicas.

El cálculo de las pérdidas mecánicas se realizó en el segundo ciclo de registro de datos en el período comprendido desde el 06 de enero hasta el 07 de marzo del 2020.

3.2.1. Parámetros efectivos

3.2.1.1. Resultados de las pruebas de torque y potencia

Las pruebas de torque y potencia se realizaron en las siguientes fechas: A los 0 km el 07 de enero, a los 3500 km el 13 de febrero y a los 5000 km el 03 de marzo del 2020.

Los resultados de los parámetros efectivos correspondientes a torque y potencia se obtuvieron en el dinamómetro de chasis LPS 3000 y están detallados en el anexo VII y se determinó un promedio de los resultados del laboratorio.

En la tabla 3.4 se indica los valores promedios de torque y potencia de tres pruebas a 0km, 3500km y 5000km respectivamente.

Tabla 3.4 Resultados de los datos promedios de la potencia y el Torque

0 km		3500 km		5000 km	
n rpm	P normal hp	n rpm	P normal hp	n rpm	P normal hp
1013	18	1012	19,5	1014	18,30
1288	26,2	1288	29,2	1288	27,10
1571	38,6	1567	40,4	1567	37,17
1843	56,2	1847	53,2	1851	50,20
2145	78,4	2132	71,6	2134	68,87
2408	88,6	2406	86,7	2407	84,47
2686	99,4	2680	96,9	2679	92,03
2957	105	2956	97,7	2956	94,80
3235	106	3235	99,2	3234	95,93
3514	107	3514	96,5	3514	95,50
3793	106,3	3793	93,40	3794	91,0

(Fuente: Los Autores, 2020)

La potencia efectiva es uno de los parámetros indispensables para la determinación de las pérdidas mecánicas los resultados de esta y su comportamiento en función de las rpm se pueden visualizar en la figura 3.6

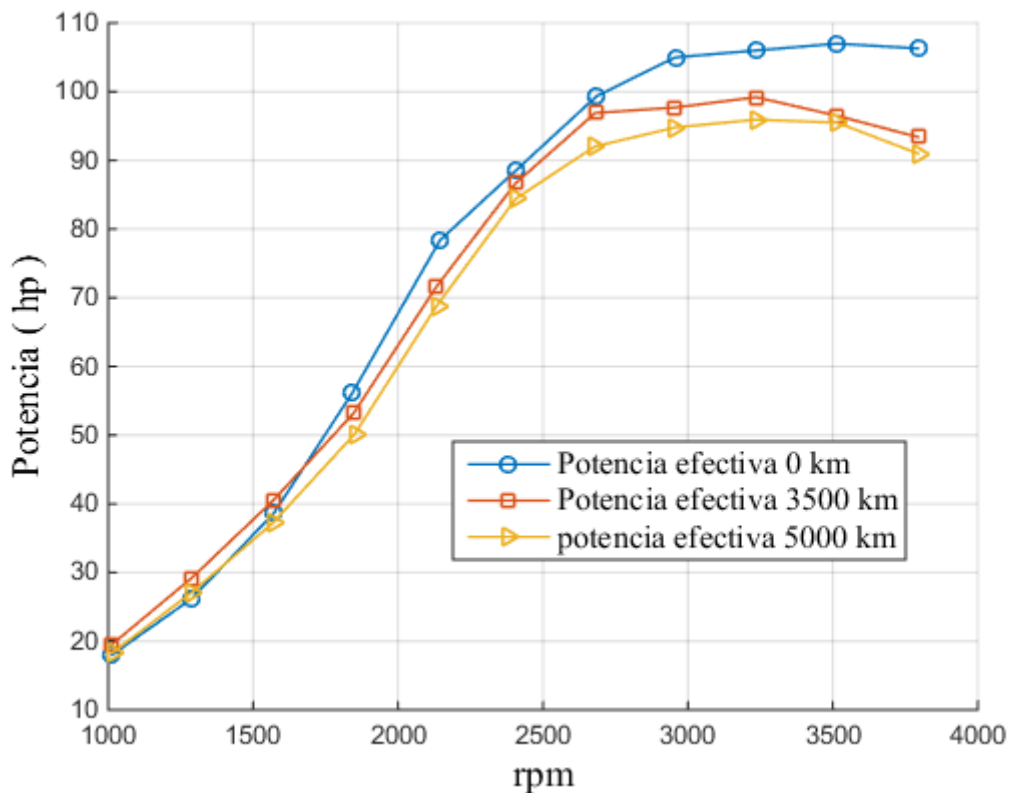


Figura 3.6. Potencias Efectivas a los 0km, 3500km, 5000km

(Fuente: Los Autores, 2020)

Tomando en cuenta los valores de las potencias obtenidas a las máximas revoluciones del motor se puede ver que a los 0 km se tiene una potencia de 106 hp, a los 3500 km es de 93 hp y a los 5000 km de 91 hp, con estos resultados se puede apreciar que existe una tendencia decreciente de la potencia donde se pierde aproximadamente un 15% en el transcurso del uso, con aceite nuevo a los 0km hasta cuándo llega a su límite máximo de cambio a los 5000 km.

3.2.2. Parámetros indicados

3.2.2.1. Cálculos de los parámetros indicados

En la siguiente tabla 3.5 se determina los siguientes parámetros necesarios para calcular la potencia indicada.

Tabla 3.5 Datos de entrada para el cálculo de la potencia indicada

DATOS DE ENTRADA			
PARÁMETROS	DESIGNACIÓN	VALOR	UNIDADES
Motor	i	0,5	ciclos/rev
Número de cilindros	z	4	cilindros
Cilindrada total	V_t	0,003	m^3
relación de compresión	r	18,3	
Constante	k	1,4	
Constante de los gases	R	0,287	$kPa \cdot m^3 / kg \cdot K$
Relación de corte de admisión	r_c	1,5	
Calor específico a presión constante	C_p	1,086	$\frac{kJ}{kg \cdot K}$
Calor específico a volumen constante	C_v	0,834	

(Fuente: Los Autores, 2020)

Según el apartado 2.3.2 se utiliza las siguientes fórmulas para determinar la potencia indicada, a continuación, se detalla el ejemplo del cálculo.

$$V_D = \frac{0,003m^3}{4} = 0,00075 m^3$$

$$V_c = \frac{0,00075m^3}{18,3 - 1} = 4,33526 \times 10^{-5} m^3$$

Punto 1

Los valores $P_1 = 69,5 kPa$ y $T_1 = 316,15 K$ son datos obtenidos por medio del escáner automotriz.

$$V_1 = 4,33526 \times 10^{-5} + 0,00075 = 79,33 \times 10^{-5} m^3$$

$$m = \frac{69,5 \text{ kPa} \cdot 79,33 \times 10^{-5} \text{ m}^3}{0,287 \frac{\text{kPa} \cdot \text{m}^3}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot 316,15 \text{ K}} = 0,000607681 \text{ kg}$$

Punto 2

$$T_2 = 316,15 \text{ K} \cdot 18,3^{1,4-1} = 1011,28 \text{ K}$$

$$V_2 = \frac{79,33 \times 10^{-5} \text{ m}^3}{18,3} = 4,33526 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

Punto 3

$$V_3 = 1,5 * 4,33526 \times 10^{-5} \text{ m}^3 = 6,50289 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$T_3 = 1011,28 \text{ K} \cdot \frac{6,50289 \times 10^{-5} \text{ m}^3}{4,33526 \times 10^{-5} \text{ m}^3} = 1516,93 \text{ K}$$

Punto 4

$$T_4 = 1516,93 \text{ K} \cdot \left(\frac{6,50289 \times 10^{-5} \text{ m}^3}{79,33 \times 10^{-5} \text{ m}^3} \right)^{1,4-1} = 557,73 \text{ K}$$

Trabajo Neto

$$Q_{in} = 0,000607681 \text{ kg} \cdot 1,086 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} (1516,93 \text{ K} - 1011,28 \text{ K}) = 0,3336 \text{ kJ}$$

$$Q_{sali} = 0,000607681 \text{ kg} \cdot 0,834 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} (557,73 \text{ K} - 316,15 \text{ K}) = 0,1224 \text{ kJ}$$

$$W_{neto} = 0,333688 \text{ kJ} - 0,1224 \text{ kJ} = 0,2112 \frac{\text{kJ}}{\text{cili} - \text{ciclo}}$$

Potencia indicada

Para el ejemplo del cálculo de la potencia indicada se consideró 3793 rpm.

$$N_i = 0,2112 \frac{\text{kJ}}{\text{cili} - \text{ciclo}} \cdot \frac{3793}{60 \frac{\text{rev}}{\text{seg}}} \cdot \frac{4 \text{ cilindros}}{2 \frac{\text{ciclo}}{\text{rev}}} = 106,84 \text{ kW} = 143,27 \text{ hp}$$

3.2.2.2. Resultados de la potencia indicada

En la tabla 3.6 se indica los valores promedios de la potencia indicada que presenta el vehículo de prueba.

Tabla 3.6 Resultado de la potencia indicada

n (rpm)	Ni (hp)
1013	38,26
1288	48,65
1571	59,35
1843	69,62

2145	81,03
2408	90,97
2686	101,47
2957	111,71
3235	122,21
3514	132,75
3793	143,27

(Fuente: Los Autores, 2020)

Los resultados de la potencia indicada del vehículo presentan una tendencia creciente lineal y su límite máximo es de 143,3 hp a las 3800 rpm, ver figura 3.7.

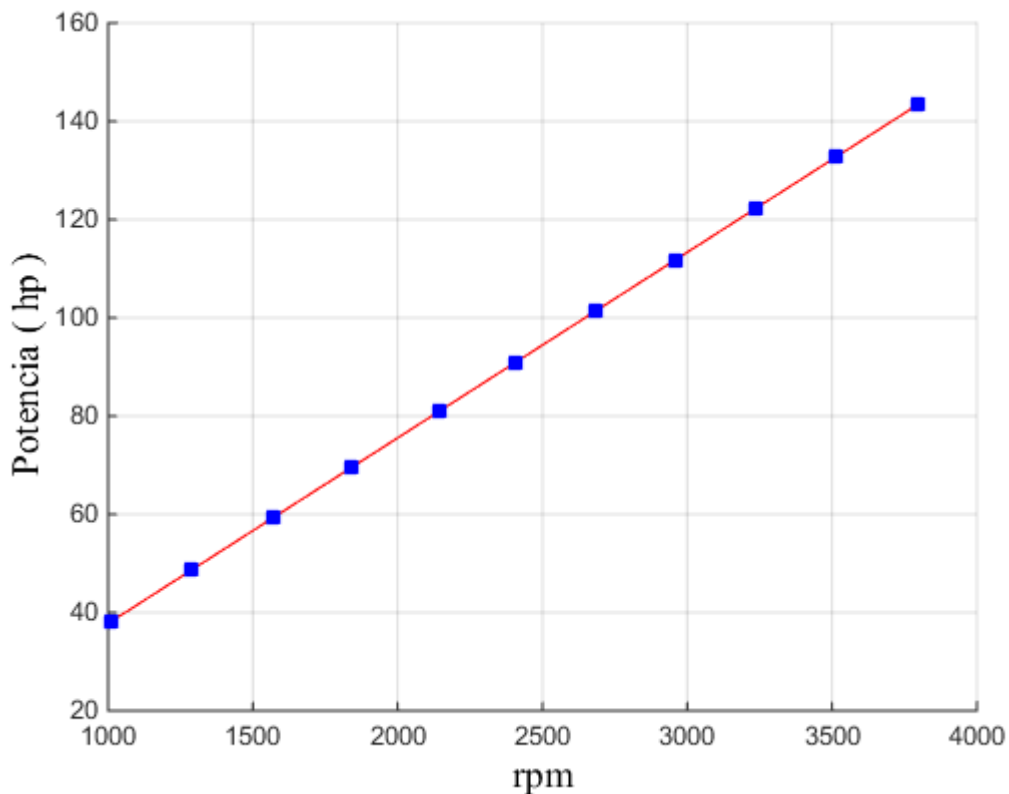


Figura 3.7. Potencia Indicada

(Fuente: Los Autores, 2020)

3.2.3. Cálculo de las pérdidas mecánicas

Para el cálculo de las pérdidas mecánicas a 0km y con 3793 rpm con una potencia normal que corresponde a la potencia efectiva igual a 106,3 hp estos valores se encuentran tabulados en el anexo VII. Para determinar las pérdidas mecánicas se utiliza la Ec.1.4.

$$N_{pm} = 143,27 - 106,3 = 36,97hp$$

En el anexo IX se detalla los valores obtenidos para el cálculo de las pérdidas mecánicas, además de las gráficas comparativas con la potencia indicada y efectiva para los kilometrajes (0, 3500 y 5000 km) y en la tabla 3.7 se muestran los resultados de las mismas.

Tabla 3.7 Resultado de las pérdidas mecánicas

0 km		3500 km		5000 km	
n (rpm)	Npm (hp)	n (rpm)	Npm (hp)	n (rpm)	Npm (hp)
1013	20,26	1012	18,76	1014	20,00
1288	22,45	1288	19,42	1288	21,50
1571	20,75	1567	18,82	1567	22,02
1843	13,42	1847	16,57	1851	19,72
2145	2,63	2132	8,94	2134	11,73
2408	2,37	2406	4,22	2407	6,46
2686	2,07	2680	4,34	2679	9,17
2957	6,71	2956	13,97	2956	16,87
3235	16,21	3235	23,01	3234	26,24
3514	25,75	3514	36,22	3514	37,20
3793	36,97	3793	49,93	3794	52,29

(Fuente: Los Autores 2020)

3.2.3.1. Análisis de las pérdidas mecánicas

Las pérdidas mecánicas encontradas en los tres puntos de estudio indican los siguientes resultados: a los 0km de recorrido se tiene como valor máximo de 36,97 hp de Npm y mínimo de 2,07 hp de Npm, para los 3500 km de recorrido se tiene un valor máximo de 49,93 hp de Npm y mínimo de 4,22 hp de Npm y a los 5000 km de recorrido se tiene un valor máximo de 52,29 hp de Npm y un valor mínimo de 6,46 hp de Npm, esto se puede evidenciar en la figura 3.8.

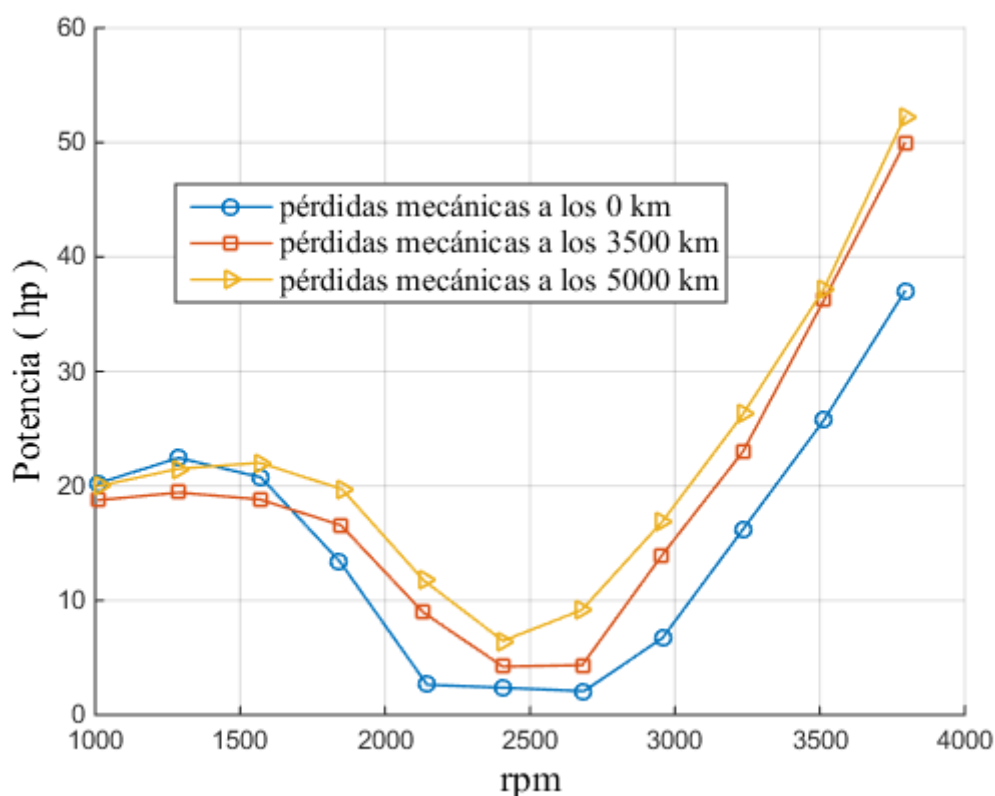


Figura 3.8. Pérdidas mecánicas a los 0, 3500 y 5000 km

(Fuente: Los Autores, 2020)

Al comparar los resultados entre las tres gráficas de las pérdidas mecánicas se observa que existe un incremento de estas de los 0 a los 5000 km de un 41,36% con relación a las pérdidas mecánicas obtenidas al inicio del cambio de lubricante ya que pasa de 36,97 hp a 52,29 hp.

3.3. Resultados del análisis de lubricante

Como se puede apreciar en las hojas de mantenimiento registradas en el Anexo III, el vehículo de prueba trabaja con el aceite de marca Motorex DEO 15W40 CI-4 este tipo de lubricante cumplen con la norma NTE INEN 2030 (Ver Anexo II) y se usa en motores de cuatro tiempos de servicio pesado que usan diésel como: buses, camiones equipos de construcción, agrícola, entre otros [26].

Los resultados de las muestras del lubricante que fueron enviados al laboratorio de análisis donde se determinó la viscosidad cinemática a los 100 °C se indica en la tabla 3.8, para corroborar la información revisar el informe emitido por el laboratorio (Anexo X)

Tabla 3.8 Resultados obtenidos de Viscosidad cinemática a los 100°C.

Kilometraje en el tablero	Kilometraje de recorrido	Viscosidad cinemática a los 100 °C en (cSt)
212465 km	2500 km	13,11
213465 km	3500 km	13,49
214965 km	5000 km	13,96

(Fuente: Los Autores 2020)

3.3.1. Análisis de resultados

Los resultados encontrados en este estudio y para el vehículo de prueba determinado muestran, que mientras mayor sea el kilometraje de uso del lubricante del motor aumenta la viscosidad cinemática esto se puede evidenciar en la figura 3.9, ya que, en el rango de los 2500 km a los 5000 km, la viscosidad aumenta un 6,56%.

Cabe recalcar que si un lubricante incrementa su viscosidad se debe a la oxidación del mismo debido a que se provoca una polimerización, este fenómeno se produce cuando el aceite es sometido a altas temperaturas donde se forman reacciones químicas lo que conduce a la formación de lacas, lodos, barnices, depósitos en el motor y que a su vez forman productos ácidos que atacan a componentes metálicos[30].

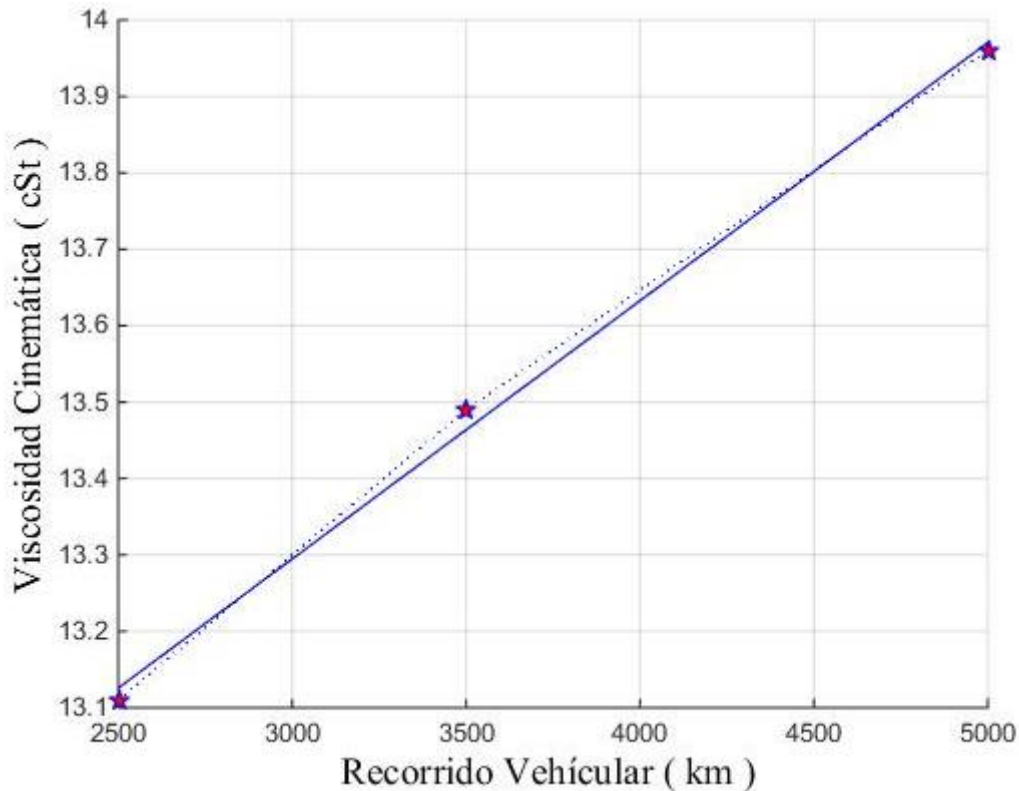


Figura 3.9. Variación de la viscosidad Cinemática del lubricante Motorex 15W40 CI
(Fuente: Los Autores, 2020)

3.4. Análisis comparativos

Después de realizar las pruebas y obtener los resultados de rendimiento de combustible, emisiones de CO₂, pérdidas mecánicas y viscosidad cinemática. Se procede a realizar el análisis comparativo de cada uno de los parámetros, los mismos que fueron obtenidos de forma simultánea en el segundo ciclo de pruebas y que fueron realizados a partir del 06 de enero hasta el 07 de marzo del 2020.

3.4.1. Rendimiento de combustible vs viscosidad cinemática

Al analizar el rendimiento de combustible y la viscosidad del lubricante en la figura 3.10 se observa que los dos parámetros son inversamente proporcionales debido a que el rendimiento de combustible disminuye un 11% en el rango de los 3500 km a los 5000 km, mientras que la viscosidad cinemática aumenta un 6,56% en el mismo periodo de recorrido.

Al disminuir el rendimiento de combustible y el incremento de la viscosidad del aceite en el último de periodo de uso del lubricante, ocasiono un incremento en el consumo de combustible por lo que tendría un aumento en el efecto económico y si esto se aplica a una flota de vehículos se podría verificar cuan considerable son las pérdidas económicas.

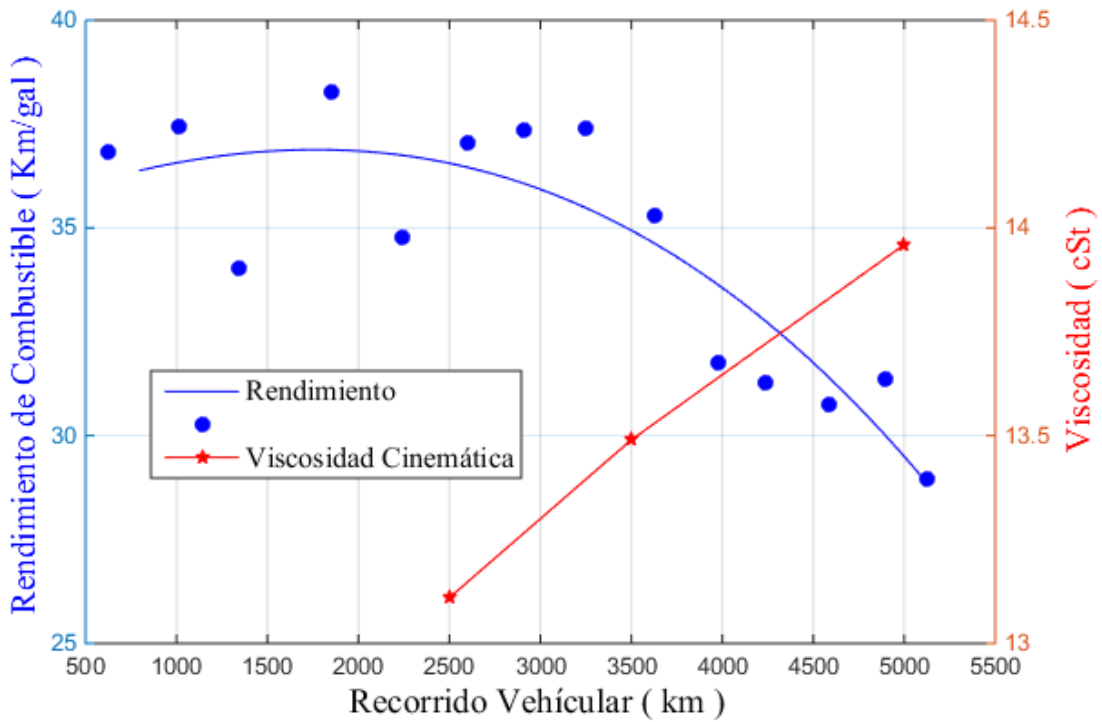


Figura 3.10. Rendimiento consumo de combustible vs Viscosidad cinemática
(Fuente: Los Autores, 2020)

3.4.2. Emisiones de CO₂ vs viscosidad cinemática

En la figura 3.11 se analiza las emisiones de CO₂ con la viscosidad cinemática donde se puede ver que de 0 a los 3500 km se tiene un promedio de emisiones de 270 grCO₂/km aproximadamente, mientras que el rango de 3500 a 5000 km de recorrido del vehículo las emisiones se incrementan en un 18.2% hasta un promedio aproximado de 325 grCO₂/km demostrando que tanto las emisiones de CO₂ como la viscosidad cinemática tienen una tendencia creciente en este periodo.

Por lo que si la viscosidad del lubricante se incrementa en porcentajes bajos ocasionaría altos incrementos en las emisiones de CO₂ debido al consumo extra de combustible.

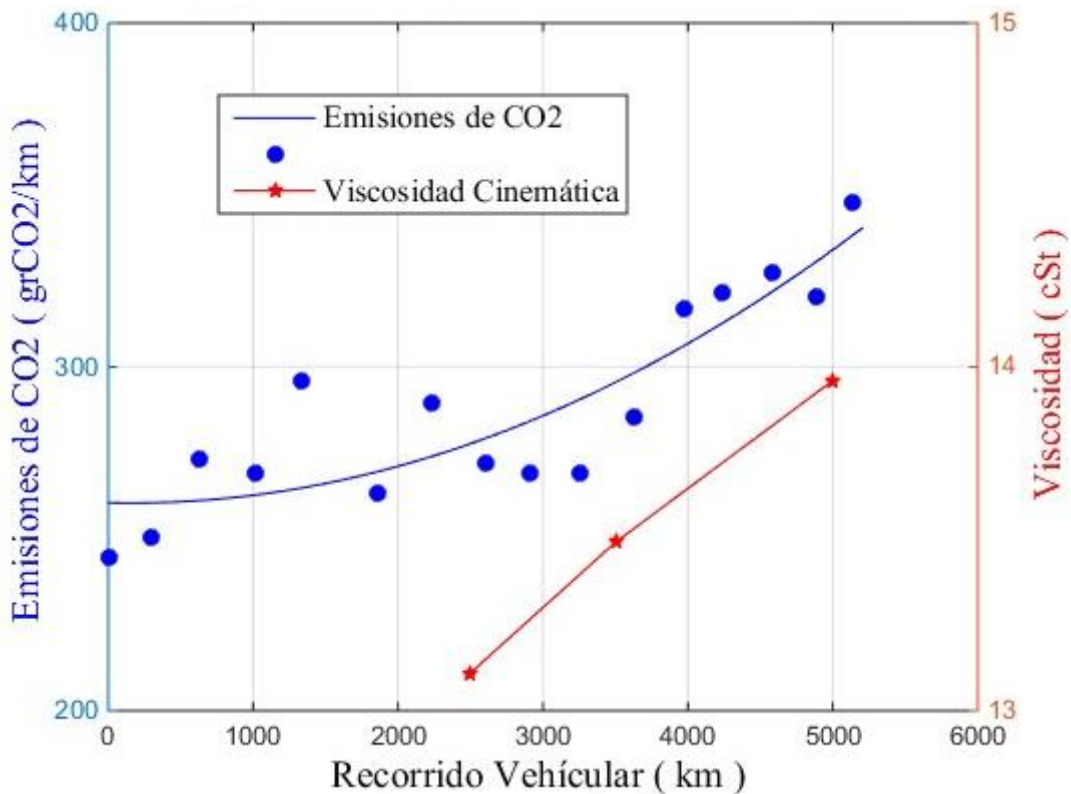


Figura 3.11. Emisiones de CO₂ vs Viscosidad Cinemática
(Fuente: Los Autores, 2020)

3.4.3. Pérdidas mecánicas vs viscosidad cinemática

En la figura 3.12 se observa una comparación entre los datos obtenidos de las pérdidas mecánicas y la viscosidad cinemática, ambos parámetros presentan una tendencia creciente.

Los valores de pérdidas mecánicas y viscosidad al inicio y final del periodo de uso del lubricante presentan un 41,36% y un 6,56% de incremento respectivamente. Por lo tanto, se demuestra que una pequeña variación en la viscosidad del lubricante puede ocasionar grandes incrementos en las pérdidas mecánicas del motor.

El porcentaje alto de incremento de pérdidas mecánicas que tiene el vehículo de prueba indica que el lubricante tiene una degradación acelerada esto está ocasionando efectos económicos evidenciados de varias formas:

- Consumo innecesario de aceite lubricante.
- Mantenimiento correctivo ocasionado por problemas de mala lubricación.
- Altos costos de mantenimiento.

- Acumulación y generación de residuos.
- Incremento en el consumo de diésel.
- Productividad con bajo rendimiento.
- Incremento en las emisiones de CO₂

Estos problemas son los que presenta el vehículo de prueba y de acuerdo con algunos testimonios del municipio de Quito varios vehículos están en condiciones similares.

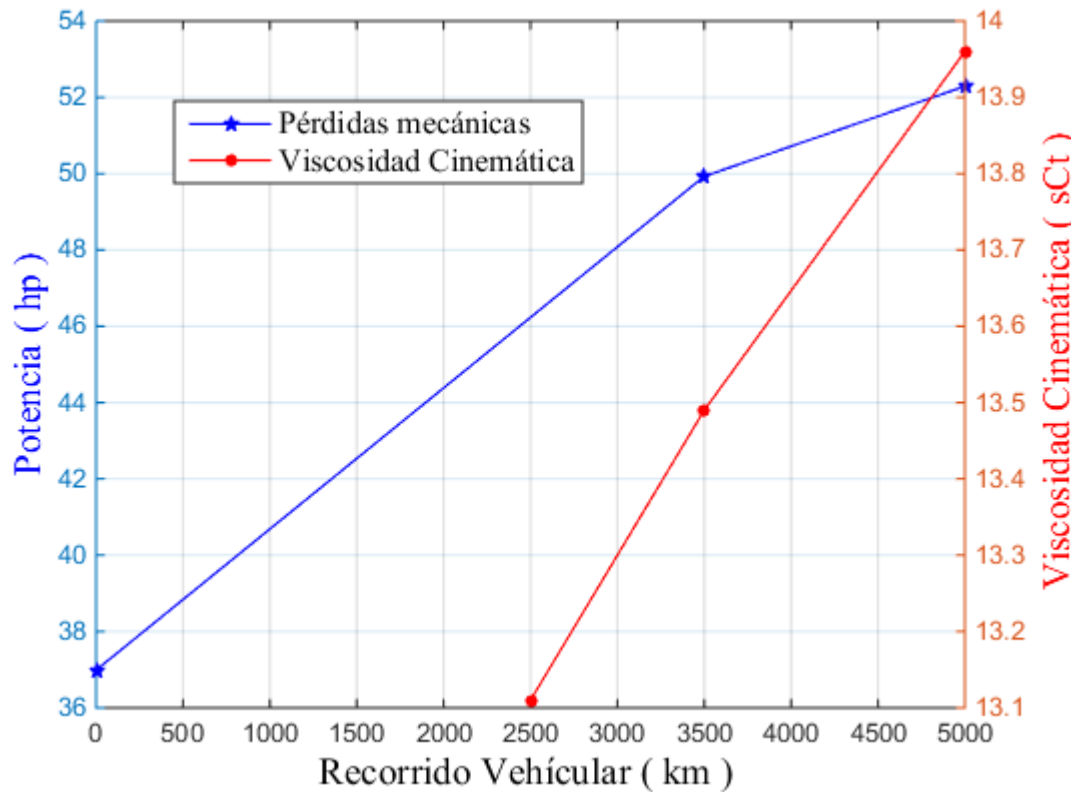


Figura 3.12. Pérdidas mecánicas vs Viscosidad Cinemática
(Fuente: Los Autores, 2020)

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1. CONCLUSIONES

- En este trabajo de investigación se logró determinar como la viscosidad cinemática del lubricante varía durante el kilometraje recorrido, presentado una tendencia creciente debido a la contaminación de (sólidos o líquidos), oxidación, pérdidas evaporativas, presencia de materiales de desgaste, entre otros. Esto incide en el aumento de las pérdidas mecánicas ya que existe un flujo inadecuado en las zonas de lubricación por lo que se da la disminución en el rendimiento de combustible y el consecuente incremento de emisiones de CO₂.
- El muestreo del lubricante fue ejecutado bajo la norma NTE INEN 2030 y se realizó en tres puntos del recorrido del vehículo después del cambio de aceite, donde se obtuvo la viscosidad cinemática más baja a los 2500 km con un valor de 13,11 cSt, mientras que a los 3500 km existió un incremento del 2,9% y a los 5000 km un aumento del 6,48%.
- El rendimiento del combustible en condiciones normales de trabajo y manteniendo el conductor del vehículo tuvo un promedio total de 36 km/Gal hasta los 3500 km de recorrido después del cambio de lubricante; posteriormente tuvo una disminución del 11% llegando a un valor de 32 km/Gal. Debido a esto las emisiones de CO₂ aumentaron un 18,2 % con respecto a las iniciales.
- Al calcular las pérdidas mecánicas se logró determinar que durante el periodo de uso del lubricante que va de los 0 km a los 5000 km de recorrido del vehículo estas se incrementaron en un 41,36%, ya que paso de tener 36,97hp a 52,29 hp. Demostrando que, un pequeño aumento en la viscosidad del lubricante puede ocasionar grandes incrementos en las pérdidas mecánicas.
- El procedimiento determinado para encontrar las pérdidas mecánicas en este estudio fue a través del método del diagrama indicador, el mismo que dio un buen resultado, ya que, permitió predecir el comportamiento mecánico de motor por medio del manejo de parámetros emitidos por los sensores del vehículo, los cuales, fueron extraídos a través de un escáner. Además, que brinda la facilidad para el manejo adecuado de la información recopilada por el dinamómetro de potencia, debido a la utilización de este banco de pruebas y el escáner automotriz, al vehículo no se le realizó ninguna adaptación extra.

4.2. RECOMENDACIONES

- Con la finalidad de generalizar estos resultados es recomendable que se pruebe en vehículos de mayor cilindrada para el sector de motores como el transporte de carga.
- Se recomienda estudiar una flota mayor donde se ejecute un plan piloto para verificar cómo va el consumo de combustible en función del tiempo de trabajo del motor realizando un seguimiento detallado a un determinado número de vehículos que tenga ciclos de trabajo controlados y una ruta establecida como por ejemplo el trole y la ecovía, debido a que estos sistemas de transporte tienen un carril exclusivo lo que permitiría mantener condiciones de conducción.
- Sabiendo que la viscosidad cinemática cambia y que esta provoca el incremento de las pérdidas mecánicas, realizar un análisis económico para comprobar en qué kilometraje sería recomendable realizar el cambio de aceite, con la finalidad de compensar las pérdidas económicas que se producen por el consumo de combustible cuando este aumenta, y a su vez, verificar la rentabilidad de realizar cambios de aceite más frecuentes. Y así determinar el ahorro que se tendría en costos de mantenimiento y costos de consumo de combustible a largo plazo.
- Este estudio fue realizado en la ciudad de Quito, la misma que está a 2800 msnm; por lo que se recomienda, realizar un estudio similar en una ciudad que se encuentre al nivel del mar, ya que, los motores funcionan a diferentes condiciones por su contenido de oxígeno en el aire.
- Para ampliar este estudio se recomienda ejecutarlo en vehículos que operen con otros combustibles distintos al diésel como gasolina para determinar un análisis de las incidencias del cambio de viscosidad del aceite de las pérdidas mecánicas y las emisiones contaminantes.

Referencias Bibliográficas

- [1] A. Cedillo y D. Jaramillo, «Estudio de la incidencia del uso de filtros de aceite alternos en el envejecimiento prematuro del aceite del motor de combustión interna.», Universidad Politécnica Salesiana, 2014.
- [2] B. Tormos Martínez, G. Miró Mezquita, T. Pérez Gutiérrez, y J. De Diego Pardo, «Aceites de motor de baja viscosidad: Ahorro de combustible y ensayos en condiciones reales», *Dyna (Spain)*, 2016. .
- [3] P. Ibañez, «El motor de combustión es el más eficiente», 2012. [En línea]. Disponible en: <https://www.motorpasion.com/coches-hibridos-alternativos/el-motor-de-combustion-es-el-mas-eficiente-hoy-falso>. [Accedido: 06-ago-2019].
- [4] J. Thomas, «Drive Cycle Powertrain Efficiencies and Trends Derived from EPA Vehicle Dynamometer Results», *SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst.*, vol. 7, n.º 4, pp. 2014-01-2562, oct. 2014.
- [5] M. Baglione, M. Duty, G. Pannone, y D. Corp, «Vehicle System Energy Analysis Methodology and Tool for Determining Vehicle Subsystem», *SAE Technical*, n.º 724, p. 9, 2007.
- [6] N. C. Juan Jose, «ACTIVIDAD DE APRENDIZAJE N° 06 Ciclos Termodinámicos del motor Otto y Motor Diésel», 2018. .
- [7] M. Arias Paz, *Manual de Automóviles*, 55.ª ed. Madrid, 2004.
- [8] Y. A. Çengel y M. A. Boles, *Termodinámica*, 8a. ed. 2015.
- [9] F. Payri, P. Olmeda, J. Martín, y R. Carreño, «A New Tool to Perform Global Energy Balances in DI Diesel Engines», *SAE Int. J. Engines*, vol. 7, n.º 1, pp. 43-59, 2014.
- [10] F. Payri, J. Galindo, J. Martín, F. J. Arnau, y C.-M. Térmicos, «A Simple Model for Predicting the Trapped Mass in a DI Diesel Engine», vol. 2007, n.º 724, 2018.
- [11] A. Torregrosa, P. Olmeda, B. Degraeuwe, y M. Reyes, «A concise wall temperature model for DI Diesel engines», vol. 26, pp. 1320-1327, 2006.
- [12] F. Payri y J. Desantes, *Motores de combustión interna alternativos*. España: Editorial Reverte, 2011.
- [13] G. Antoni, «On the mechanical friction losses occurring in automotive differential gearboxes», *Sci. World J.*, vol. 2014, 2014.
- [14] J. Muñoz, «Reducción de pérdidas mecánicas en el acondicionamiento de

elementos auxiliares de un motor de combustión interna alternativo», Universidad de Valladolid, 2012.

- [15] Q. Li, J. Liu, J. Fu, X. Zhou, y C. Liao, «Comparative study on the pumping losses between continuous variable valve lift (CVVL) engine and variable valve timing (VVT) engine», *Appl. Therm. Eng.*, vol. 137, n.º August 2017, pp. 710-720, 2018.
- [16] Z. Yuan, J. Fu, Q. Liu, Y. Ma, y Z. Zhan, «Quantitative study on influence factors of power performance of variable valve timing (VVT) engines and correction of its governing equation», *Energy*, vol. 157, pp. 314-326, 2018.
- [17] B. Tormos, J. Martín, R. Carreño, y L. Ramírez, «A general model to evaluate mechanical losses and auxiliary energy consumption in reciprocating internal combustion engines», *Tribol. Int.*, vol. 123, pp. 161-179, 2018.
- [18] J. Ronda, «Modelado de las pérdidas mecánicas en motores diésel de inyección directa», Politécnica de Valencia, 2018.
- [19] C. M. Taylor, *Engine tribology*. Elsevier, ISBN 978-0444897558, 1997.
- [20] D. Erazo y A. Viteri, «Análisis termodinámico de los parámetros indicados de un motor de ciclo Otto aspiración natural con sistema de inyección electrónica en función de la altitud sobre el nivel del mar», Escuela Politécnica Nacional, 2017.
- [21] R. V. Giles, «Mecánica de los Fluidos e Hidráulica. Teoría y 75 problemas resueltos», *Rev. Int. Segur. Soc.*, vol. 62, n.º 4, p. 267, 2009.
- [22] R. V. Giles, «Mecánica de los Fluidos e Hidráulica. Teoría y 75 problemas resueltos», *Rev. Int. Segur. Soc.*, vol. 62, n.º 4, p. 267, 2009.
- [23] F. M. White y M. V Coello, *Mecánica de fluidos*. McGraw-Hill, 2004.
- [24] T. F. Guerrero Palacios, «Determinación de la degradación y contaminación del aceite de motores Otto en función del kilometraje recorrido», p. 157, 2016.
- [25] T. F. Guerrero Palacios, «Determinación de la degradación y contaminación del aceite de motores Otto en función del kilometraje recorrido», p. 157, 2016.
- [26] F. Saldivia, «APLICACIÓN DE MANTENIMIENTO PREDICTIVO . CASO ESTUDIO : ANALISIS DE ACEITE USADO EN UN MOTOR DE COMBUSTION INTERNA», pp. 1-10, 2013.
- [27] B. Tormos Martínez, «Diagnóstico de motores diesel mediante el análisis del aceite usado», p. 28, 2005.

- [28] NTE INEN 2030:2011, «Productos Derivados del Petróleo. Aceite para motores de combustión interna de ciclo de diesel. Requisitos.», *INEN (Instituto Ecuatoriano Norm.*, p. 5 y 6, 2011.
- [29] MAHA, «Bancos de potencia , funciones y prueba de gases», 2019.
- [30] Y. A. Gómez Estrada, «Contribución al desarrollo y mejora para la cuantificación de la degradación en aceites lubricantes usados de MCIA a través de la técnica de espectrometría infrarroja por transformada de Fourier (FT-IR)», Universidad Politécnica de Valencia, Tesis Doctoral, 2013.

ANEXOS

Anexo I. Matrícula del vehículo de prueba

REPÚBLICA DEL ECUADOR AGENCIA METROPOLITANA DE TRÁNSITO				QUITO ALCALDÍA		
PLACA ACTUAL PMA3110		PLACA ANTERIOR FACTURA	AÑO 2017	C.I. / PASAPORTE / RUC 1768154690001	PROVINCIA PICHINCHA	CANTÓN
NÚMERO VIN (CHASIS) 8LBETF3E4C0133596	NÚMERO MOTOR 4JH1167049	RAMV / CPN B0306643	DOMICILIO 9 DE OCTUBRE N26-56 Y SANTA MARÍA		TELÉFONO 022807005	
MARCA CHEVROLET	MODELO LUV D-MAX 3.0L DIESEL CD TM 4X4	CILINDRAJE 3000	AÑO MODELO 2012	CLASE DE TRANSPORTE PARTICULAR	TIPO DE TRANSPORTE(MODALIDAD)	ÁMBITO DE OPERACIÓN
CLASE DE VEHÍCULO CAMIONETA	TIPO DE VEHÍCULO DOBLE CABINA	PASAJEROS 5	TONELAJE 75	OPERADOR DE TRANSPORTE		DISCO
PAÍS DE ORIGEN ECUADOR	COMBUSTIBLE DIE	CARROCERÍA MET	TIPO DE PESO LIVIANO (<= 3.5 T)	AVALÚO 2999,9	VALOR MATRÍCULA 36,00	FECHA COMPRA
COLOR 1 PLATEADO	COLOR 2 PLATEADO	ORTOPÉDICO	REMARKADO NO	FIRMA RESPONSABLE	DIGITADOR DPASQUEL	FECHA EMISIÓN 25-SEP-2017
OBSERVACIONES			LUGAR EMISIÓN GAD QUITO - BICENTENARIO		FECHA CADUCA 24-SEP-2022 (02-10-18)	



Agencia Nacional de Tránsito

Nº. Adhesivo: 34497153

REVISIÓN E IDENTIFICACIÓN VEHICULAR

Fecha Transacción:	24-07-2019	18 Pedm.Produc	PMA3110
Placa Actual	PMA3110	19 Factura	
01 Placa Anterior	FACTURA	20 Casa Comercial	OMNIBUS BB TRANSPORTES S.A. OBB
02 Marca	CHEVROLET	21 Cooperativa	NO REGISTRADO
03 Modelo	LUV D-MAX 3.0L DIESEL CD TM 4X4	22 Disco N°.	
04 Año Fabricación	2012	23 Año de MATRIC/Anterior	25-09-2017
05 País de Origen	ECUADOR	24 Número de Traspasos	0
06 Cilindraje	3000	25 Ced./R.U.C.	1768154690001
07 Tonelaje	,75	26 Apellidos	
08 Clase de veh.	CAMIONETA	27 Nombres	EMPRESA PUBLICA METROPOLITANA
09 Tipo de veh.	DOBLE CABINA	28 Residencia	QUITO
10 Color Primario	PLATEADO	29 Domicilio	LA MARISCAL, 09 DE OCTUBRE N26-56 Y SANTA
11 Color Secundario	PLATEADO	30 Teléfono	0998326412
12 Motor N°	4JH1167049	31 Observaciones	
13 Combustible	DIESEL	32 Tipo de Transacción	RENOVACIÓN DE MATRÍCULA Y REVISIÓN
14 Carrocería	METALICA	33 Código de Digitador	DMACHADO
15 N° de Pasajeros	5	34 Provincia	PICHINCHA
16 Chasis	8LBETF3E4C0133596	35 Cantón	QUITO
17 Tipo de Cajón	NO REGISTRADO		

[Firma]

JEFE(A) SECCIÓN
GAD QUITO - BICENTENARIO



[Firma]
Recibí Conforme

QUITO EPMMOP CERTIFICO QUE ES FIEL COPIA DEL ORIGINAL

06 AGO 2019

DIRECCIÓN DE LOGÍSTICA

EPMMOP
EMPRESA PÚBLICA METROPOLITANA
DE MOVILIDAD Y OBRAS PÚBLICAS

9 de Octubre N26 -56, entre
Santa María y Marieta de Veintemilla.

PBX: 2907005
1800 456 789 - opción 3

www.epmmop.gob.ec

Anexo II. Datos del Lubricante del Motor

DEO SAE 15W40 CI-4



APLICACIONES

Motorex DEO SAE 15W40 CI-4 es un aceite lubricante recomendado para motores cuatro tiempos de servicio pesado que utilizan diesel como combustible.

Está formulado con aceites básicos de Grupo II y aditivos de alta calidad para garantizar un mejor desempeño.

Utilice Motorex DEO SAE 15W40 CI-4 siguiendo las recomendaciones del fabricante del equipo en aplicaciones como:

- Motores de buses y camiones.
- Equipos de construcción y minería.
- Equipos agrícolas.
- Motores marinos de alta velocidad.
- Motores de generación eléctrica.

BENEFICIOS

- Protege los metales contra la oxidación.
- Protege los metales contra el desgaste.
- Controla adecuadamente el hollín.
- Disminuye el consumo de aceite.
- Alarga el periodo de cambio del aceite.
- Alarga la vida del motor.

VISCOSIDAD

- SAE 15W40

APROBACIONES

El lubricante Motorex DEO SAE 15W40 CI-4 cumple o excede con las normas:

- API CI-4, SL
- ACEA E2-96 Issue 5 (2017)
- ACEA A2-96 Issue 3 (2002)
- ACEA B3-98 Issue 2 (2002)
- Cummins CES 20076
- Mack EO-M, Mack EO-M Plus
- MB-Approval 228.0, 228.1
- MTU Type 1
- Renault RD/RD-2
- Volvo VDS / VDS-2
- ZF TE-ML 07C

NORMAS TÉCNICAS

El lubricante Motorex DEO SAE 15W40 CI-4 cumple con la norma:

- NTE INEN 2030

PROPIEDADES

Los datos de características típicas son solamente valores promedios. Pueden esperarse variaciones menores en fabricación normal que no afectan el desempeño del producto.

ASTM	Propiedad	
D-4052	Gravedad Especifica @ 15°C	0.882
D-445	Viscosidad cSt @ 40°C	110.7
D-445	Viscosidad cSt @ 100°C	14.86
D-2270	Indice de Viscosidad	138
D-93	Punto de Inflamación °C	200
D-97	Punto de Fluides °C	-27
D-2896	TBN (Número de Base Total) mgKOH/g	12.4

Anexo III. Hojas de mantenimiento del Vehículo

Mantenimiento a los 204631 km

ELECTROMECHANICA RECORDS AV. 6 DE DICIEMBRE N47-278 Y SAMUEL FRITZ RUC: 1711058444001	N° 10000658 FECHA: 15/10/2019
--	----------------------------------

Desde: ELECTRO SERVICE Cliente: EPMOP. **0 GENERAL**
 Envío a: Vendedor: ELECTRO RECORD
 Observaciones: DISCO: 2608

CODIGO	NOMBRE	CANTIDAD	P. UNITARIO	DES.	TOTAL
ABC01	ABC DE MOTOR	1.00	1.00	0.00	1.00
ARD00001	SERVICIO DE ESCANER PARA CHEVROLET.	1.00	1.00	0.00	1.00
ADA01	REPARACION AIRE ACONDICIONADO	1.00	1.00	0.00	1.00
A1515	FILTRO DE AIRE CHV LUV D/MAX DIESEL 2.5 3.0	1.00	1.00	0.00	1.00
FC1511	FILTRO TRAMPA DE AGUA DIESEL	1.00	1.00	0.00	1.00
FC1501	FILTRO COMBUSTIBLE DIESEL	1.00	1.00	0.00	1.00
C1539SH	FILTRO DE ACEITE D-MAX DIESEL	1.00	1.00	0.00	1.00
15W40CI4	ACEITE DE MOTOR DIESEL MOTOREX DEO 15W40 CI	1.75	1.00	0.00	1.75
34HPLM	BATERIA BOSCH CAJA 34 14 PLACAS 80 AMP. S4	1.00	1.00	0.00	1.00
4050300525129	FOCO 12V 2PUNTOS 21/5W OSRAM ALEMAN	1.00	1.00	0.00	1.00
GAL05	ACEITE 75W90 PARA DIFERENCIAL X GALON	0.75	1.00	0.00	0.75
AM7312736	ACEITE PARA ENGRANAJE 80W90 X GALON	0.75	1.00	0.00	0.75
78727653090	SILICON DE ALTA TEMPERATURA GRIS 650°F	1.00	1.00	0.00	1.00
TOTALES:		13.25			13.25

ENTREGUE CONFORME
EDWIN

RECIBI CONFORME

Mantenimiento a los 209965 km

ELECTROMECHANICA RECORDS AV. 6 DE DICIEMBRE N47-278 Y SAMUEL FRITZ RUC: 1711058444001	N° 10000869 FECHA: 06/01/2020
--	----------------------------------

Desde: ELECTRO SERVICE Cliente: EPMOP. **0 GENERAL**
 Envío a: Vendedor: ELECTRO RECORD
 Observaciones: DISCO-2608


CODIGO	NOMBRE	CANTIDAD	P. UNITARIO	DES.	TOTAL
A1515	FILTRO DE AIRE CHV LUV D/MAX DIESEL 2.5 3.0	1.00	1.00	0.00	1.00
FC1501	FILTRO COMBUSTIBLE DIESEL	1.00	1.00	0.00	1.00
FC1511	FILTRO TRAMPA DE AGUA DIESEL	1.00	1.00	0.00	1.00
C1539SH	FILTRO DE ACEITE D-MAX DIESEL	1.00	1.00	0.00	1.00
15W40CI4	ACEITE DE MOTOR DIESEL MOTOREX DEO 15W40 CI	1.75	1.00	0.00	1.75
LIM001	REGULACION SISTEMA DE FRENOS	1.00	1.00	0.00	1.00
EZ001	EMPACADA DE ZAPATA FRENO	4.00	1.00	0.00	4.00
LIM003	LIMPIEZA TANQUE DE COMBUSTIBLE	1.00	1.00	0.00	1.00
TF027	BOYA TANQUE CHEVROLET D/MAX	1.00	1.00	0.00	1.00
7138	FOCO 12V 21W/5W 2CONTACTOS KYC	2.00	1.00	0.00	2.00
903369	FOCO UÑA 12V 5W KTC	2.00	1.00	0.00	2.00
TOTALES:		16.75			16.75

ENTREGUE CONFORME
RODRIGO

RECIBI CONFORME

Mantenimiento a los 215095 km

ELECTROMECHANICA RECORDS		N° 10001055	
AV. 6 DE DICIEMBRE N47-278 Y SAMUEL FRITZ		FECHA: 11/03/2020	
RUC: 1711058444001			
Desde: ELECTRO SERVICE	Cliente: EPMMOP.	0 GENERAL	
Envío a:	Vendedor: ELECTRO RECORD		
Observaciones: DISCO-2608			
CODIGO	NOMBRE	CANTIDAD	P. UNITARIO DES. TOTAL
A1515	FILTRO DE AIRE CHV LUV D/MAX DIESEL 2.5 3.0	1.00	1.00 0.00 1.00
FC1501	FILTRO COMBUSTIBLE DIESEL	1.00	1.00 0.00 1.00
FC1511	FILTRO TRAMPA DE AGUA DIESEL	1.00	1.00 0.00 1.00
C1539SH	FILTRO DE ACEITE D-MAX DIESEL	1.00	1.00 0.00 1.00
15W40CI4	ACEITE DE MOTOR DIESEL MOTOREX DEO 15W40 CI	1.75	1.00 0.00 1.75
65369	PASTILLAS DE FRENO SEMI METALIC	1.00	1.00 0.00 1.00
FAA0302	COMPUERTA CHEV D/MAX 4X4	1.00	1.00 0.00 1.00
FN116	DESMONTAJE / MONTAJE DE COMPUERTA (PINTURA)	1.00	1.00 0.00 1.00
RETAP001	TAPIZADO DE ASIENTOS	4.00	1.00 0.00 4.00
TOTALES:		12.75	12.75

 ENTREGUE CONFORME RODRIGO	RECIBI CONFORME
--	-----------------

Anexo IV. Tarjetas de cambio de Lubricante

Tarjeta del Primer cambio de aceite

FECHA DE SERVICIO		
15	10	2019
KILOMETRAJE ACTUAL		
204631		
KILOMETRAJE PRÓXIMO SERVICIO		
209631		
REFERENCIA LUBRICANTE USADO		
15w-40		
FILTRO		CAJA DE CAMBIO
<input checked="" type="checkbox"/> ACEITE	<input checked="" type="checkbox"/> AIRE	<input checked="" type="checkbox"/> COMBUSTIBLE
MOTOREX		

204631 km – 209631 km

Tarjeta del Segundo cambio de aceite

FECHA DE SERVICIO		
06	01	2020
KILOMETRAJE ACTUAL		
209965		
KILOMETRAJE PRÓXIMO SERVICIO		
214965		
REFERENCIA LUBRICANTE USADO		
15W40		
FILTRO		CAJA DE CAMBIO
<input checked="" type="checkbox"/> ACEITE	<input checked="" type="checkbox"/> AIRE	<input checked="" type="checkbox"/> COMBUSTIBLE
MOTOREX		

209965 km – 214965 km

Tarjeta del Tercer cambio de aceite

Kendall MOTOR OIL	
FECHA:	07-03-20
AGENTE DE MOTOR:	15W40
ÚLTIMO CAMBIO:	215-095
PRÓXIMO CAMBIO:	220-095
PRÓXIMO MANTENIMIENTO:	
AGENTE DE TRANSMISIÓN (CAJA):	
SAE:	
SAE:	
SAE:	
Inverneg	

215095 km – 220095 km

Tarjeta del Tercer cambio de aceite

Ursa		
FECHA DE SERVICIO		
29	Mayo	2020
KILOMETRAJE ACTUAL		
220302		
KILOMETRAJE PRÓXIMO SERVICIO		
225302		
REFERENCIA LUBRICANTE USADO		
15W40		
FILTRO		CAJA DE CAMBIO
<input checked="" type="checkbox"/> ACEITE	<input checked="" type="checkbox"/> AIRE	<input checked="" type="checkbox"/> COMBUSTIBLE

220302 km – 220095 km

Anexo V. Ciclos de muestreo de consumo de diésel

Ciclo de prueba	Fecha inicial (kilometraje inicial)	Fecha final (Kilometraje Final)	Tiempo [días]	Kilometraje recorrido
1	15/10/2019 (204631 km)	06/01/2020 (209965 km)	83 días	5334 km
2	06/01/2020 (209965 km)	07/03/2020 (215095 km)	61 días	5130 km
3	07/03/2020 (215095 km)	29/05/2020 (220302 km)	83 días	5207 km

Anexo VI. Hoja de recolección de datos de consumo de diésel y cálculo de parámetros

Fecha	kilometraje en el tablero	Combustible [gal]	Kilometraje		Recorrido [km]	Consumo [Lts]	Consumo [Gal]	km/Gal	Litros/km	km/Litros	CO ₂ /km [gr]	CO ₂ [gr]
			Inicial	Final								
15/10/2019	204631	0	204631	204631	0	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
17/10/2019	204832	5,567	204631	204832	201	21,10	5,57	36,11	0,10	9,53	278,73	56.023,99
19/10/2019	205035	5,539	204832	205035	203	20,99	5,54	36,65	0,10	9,67	274,59	55.742,21
21/10/2019	205280	7,021	205035	205280	245	26,61	7,02	34,90	0,11	9,21	288,39	70.656,44
24/10/2019	205503	6,25	205280	205503	223	23,69	6,25	35,68	0,11	9,41	282,05	62.897,42
06/11/2019	205786	7,587	205503	205786	283	28,75	7,59	37,30	0,10	9,84	269,80	76.352,43
08/11/2019	206075	7,75	205786	206075	289	29,37	7,75	37,29	0,10	9,84	269,87	77.992,80
11/11/2019	206289	6,086	206075	206289	214	23,07	6,09	35,16	0,11	9,28	286,20	61.246,99
14/11/2019	206568	8,496	206289	206568	279	32,20	8,50	32,84	0,12	8,66	306,45	85.500,24
19/11/2019	206962	10,635	206568	206962	394	40,31	10,64	37,05	0,10	9,78	271,64	107.026,25
22/11/2019	207288	9,824	206962	207288	326	37,23	9,82	33,18	0,11	8,76	303,27	98.864,68
25/11/2019	207491	7,023	207288	207491	203	26,62	7,02	28,91	0,13	7,63	348,16	70.676,57
27/11/2019	207670	6,156	207491	207670	179	23,33	6,16	29,08	0,13	7,67	346,10	61.951,44
30/11/2019	207943	9,076	207670	207943	273	34,40	9,08	30,08	0,13	7,94	334,57	91.337,12
04/12/2019	208149	6,961	207943	208149	206	26,38	6,96	29,59	0,13	7,81	340,06	70.052,63
06/12/2019	208251	3,578	208149	208251	102	13,56	3,58	28,51	0,13	7,52	353,01	36.007,51
08/12/2019	208377	4,427	208251	208377	126	16,78	4,43	28,46	0,13	7,51	353,58	44.551,50
10/12/2019	208535	5,584	208377	208535	158	21,16	5,58	28,30	0,13	7,47	355,66	56.195,07
12/12/2019	208690	5,46	208535	208690	155	20,69	5,46	28,39	0,13	7,49	354,50	54.947,19
14/12/2019	208996	11,187	208690	208996	306	42,40	11,19	27,35	0,14	7,22	367,91	112.581,35
16/12/2019	209078	3,077	208996	209078	82	11,66	3,08	26,65	0,14	7,03	377,63	30.965,66
19/12/2019	209367	10,251	209078	209367	289	38,85	10,25	28,19	0,13	7,44	356,96	103.161,83
24/12/2019	209571	7,738	209367	209571	204	29,33	7,74	26,36	0,14	6,96	381,73	77.872,04
27/12/2019	209862	10,738	209571	209862	291	40,70	10,74	27,10	0,14	7,15	371,35	108.062,80
06/01/2020	209965	3,53	209862	209965	103	13,38	3,53	29,18	0,13	7,70	344,90	35.524,46
10/01/2020	210269	12,088	209965	210269	304	45,81	12,09	25,15	0,15	6,64	400,16	121.648,64
15/01/2020	210594	8,828	210269	210594	325	33,46	8,83	36,81	0,10	9,71	273,36	88.841,35

19/01/2020	210978	10,26	210594	210978	384	38,89	10,26	37,43	0,10	9,88	268,89	103.252,40
26/01/2020	211304	9,583	210978	211304	326	36,32	9,58	34,02	0,11	8,98	295,83	96.439,35
29/01/2020	211822	13,536	211304	211822	518	51,30	13,54	38,27	0,10	10,10	262,97	136.220,71
02/02/2020	212203	10,95	211822	212203	381	41,50	10,95	34,79	0,11	9,18	289,23	110.196,28
05/02/2020	212567	9,83	212203	212567	364	37,26	9,83	37,03	0,10	9,77	271,77	98.925,06
07/02/2020	212871	8,136	212567	212871	304	30,84	8,14	37,36	0,10	9,86	269,33	81.877,34
10/02/2020	213218	9,278	212871	213218	347	35,16	9,28	37,40	0,10	9,87	269,08	93.369,96
13/02/2020	213589	10,516	213218	213589	371	39,86	10,52	35,28	0,11	9,31	285,25	105.828,68
18/02/2020	213944	11,185	213589	213944	355	42,39	11,19	31,74	0,12	8,37	317,07	112.561,22
20/02/2020	214204	8,314	213944	214204	260	31,51	8,31	31,27	0,12	8,25	321,80	83.668,66
27/02/2020	214549	11,224	214204	214549	345	42,54	11,22	30,74	0,12	8,11	327,40	112.953,70
01/03/2020	214859	9,878	214549	214859	310	37,44	9,88	31,38	0,12	8,28	320,67	99.408,11
07/03/2020	215095	8,15	214859	215095	236	30,89	8,15	28,96	0,13	7,64	347,53	82.018,23
12/03/2020	215188	3,32	215095	215188	93	12,58	3,32	28,01	0,14	7,39	359,26	33.411,11
28/03/2020	215541	9,44	215188	215541	353	35,78	9,44	37,39	0,10	9,87	269,12	95.000,26
14/04/2020	215962	11,92	215541	215962	421	45,18	11,92	35,32	0,11	9,32	284,94	119.957,96
02/05/2020	216470	13,545	215962	216470	508	51,34	13,55	37,50	0,10	9,90	268,33	136.311,29
05/05/2020	216965	13,065	216470	216965	495	49,52	13,07	37,89	0,10	10,00	265,62	131.480,76
08/05/2020	217507	14,57	216965	217507	542	55,22	14,57	37,20	0,10	9,82	270,53	146.626,46
11/05/2020	218015	13,894	217507	218015	508	52,66	13,89	36,56	0,10	9,65	275,24	139.823,48
14/05/2020	218604	16,966	218015	218604	589	64,30	16,97	34,72	0,11	9,16	289,88	170.738,82
17/05/2020	219062	14,065	218604	219062	458	53,31	14,07	32,56	0,12	8,59	309,05	141.544,35
20/05/2020	219420	11,75	219062	219420	358	44,53	11,75	30,47	0,12	8,04	330,30	118.247,15
25/05/2020	219952	16,56	219420	219952	532	62,76	16,56	32,13	0,12	8,48	313,26	166.653,00
27/05/2020	220157	6,692	219952	220157	205	25,36	6,69	30,63	0,12	8,08	328,51	67.345,52
29/05/2020	220302	4,842	220157	220302	145	18,35	4,84	29,95	0,13	7,90	336,05	48.727,89
			Total		15.671,0	1.788,60	471,93	1.700,27	6,12	448,62	16.237,56	4.749.268,36
			Promedio		301,365	34,40	9,08	32,70	0,12	8,63	312,26	91.332,08

Anexo VII. Resultados de Torque y Potencia A los 0 Kilómetros

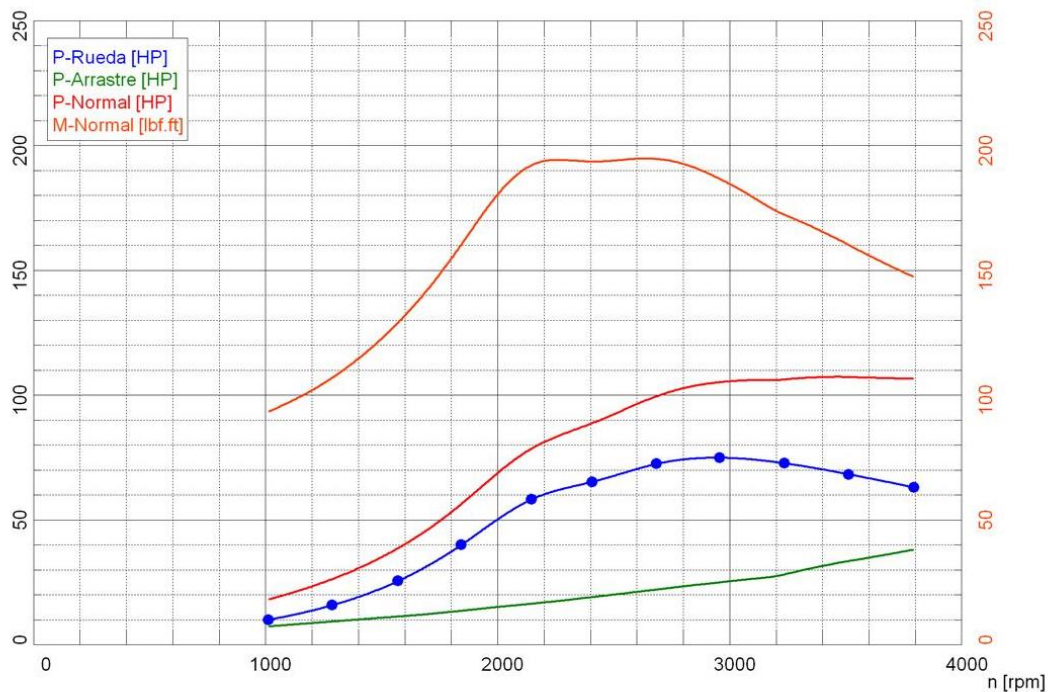


Vehículo: CHEVROLET LUV DMAX 3.0 Motor Diesel / Con turbo (refrig. por aire)
 Matrícula: PMA3110 Caja Manual
 Probador: D LINCANGO

T Y P 1
 CILINDROS COMPLETOS

Fecha de la medición: 07.01.2020 (18:50)

Página 1



Valores de potencia		Valores del ambiente	
Potencia normal ¹⁾	P_{Normal} 107,1 HP / 79,9 kW	Temperat. ambiente	$T_{Ambiente}$ 65,7 F
Potencia motor	P_{Mot} 101,5 HP / 75,7 kW	Temperat. aire aspirado	$T_{Aire\ aspirado}$ 56,0 F
Potencia ruedas	P_{Rueda} 69,1 HP / 51,5 kW	Humedad relativa del aire	H_{Aire} 71,9 %
Potencia arrastre	$P_{Arrastre}$ 32,5 HP / 24,2 kW	Presión del aire	p_{Aire} 732,4 hPa
Potencia máx.	3460 rpm / 66,5 mph	Presión del vapor	p_{Vapor} 15,5 hPa
Par ¹⁾	M_{Normal} 194,5 lbf.ft	Temperat. del aceite	T_{Aceite} 189,6 F
Par máx.	2635 rpm / 50,6 mph	Temperat. carburante	$T_{Carburante}$ ---,- F
RPM máx. alcanzado	3790 rpm / 72,9 mph		
¹⁾ Corrección según ISO 1585 ($f_m = 0,30$) Factor de corrección: $Q_v = 0,00$ %			
Deslizamiento		Masa rotatoria	
Velocidad sin carga	$V_{sin\ carga}$ ---,- mph	Acel.media en P.de inercia 1	a_1 ---,- mph/s
Núm. de RPM sin carga	$n_{sin\ carga}$ --- rpm	Fza.frenado en P.de inercia 1	F_1 ---,- lbf
Velocidad plena carga	$V_{plena\ carga}$ ---,- mph	Acel.media en P.de inercia 2	a_2 ---,- mph/s
Núm. de RPM plena carga	$n_{plena\ carga}$ --- rpm	Fza.frenado en P.de inercia 2	F_2 ---,- lbf
Deslizamiento	---,- %	Fuerza de la masa rotatoria	$F_{rot-total}$ ---,- lbf
		Masa rotatoria total	$m_{rot-total}$ 1664,3 lb
		Masa rotatoria LPS	$m_{rot-LPS}$ 1532,0 lb
		Masa rotatoria del vehículo	$m_{rot-vehiculo}$ 132,3 lb



Vehículo: CHEVROLET LUV DMAX 3.0
 Matrícula: PMA3110
 Probador: D LINCANGO

Motor Diesel / Con turbo (refrig. por aire)
 Caja Manual

T Y P 1
 CILINDROS COMPLETOS

Fecha de la medición: 07.01.2020 (18:50)

Página 2

Tabla de datos

n [rpm]	v [mph]	P _{Rueda} [HP]	P _{Mot} [HP]	P _{Normal} [HP]	M _{Normal} [lb.ft]								
1013	19,5	9,9	17,1	18,0	93,3								
1288	24,8	15,7	24,8	26,2	106,8								
1571	30,2	25,4	36,6	38,6	128,9								
1843	35,4	39,8	53,3	56,2	160,1								
2145	41,2	58,0	74,3	78,4	191,8								
2408	46,3	65,1	84,0	88,6	193,3								
2686	51,6	72,3	94,2	99,4	194,3								
2957	56,8	74,7	99,5	105,0	186,4								
3235	62,2	72,5	100,5	106,0	172,1								
3514	67,5	68,1	101,4	107,0	159,9								
3793	72,9	62,9	100,8	106,3	147,2								

Valor mínimo

Valor máximo

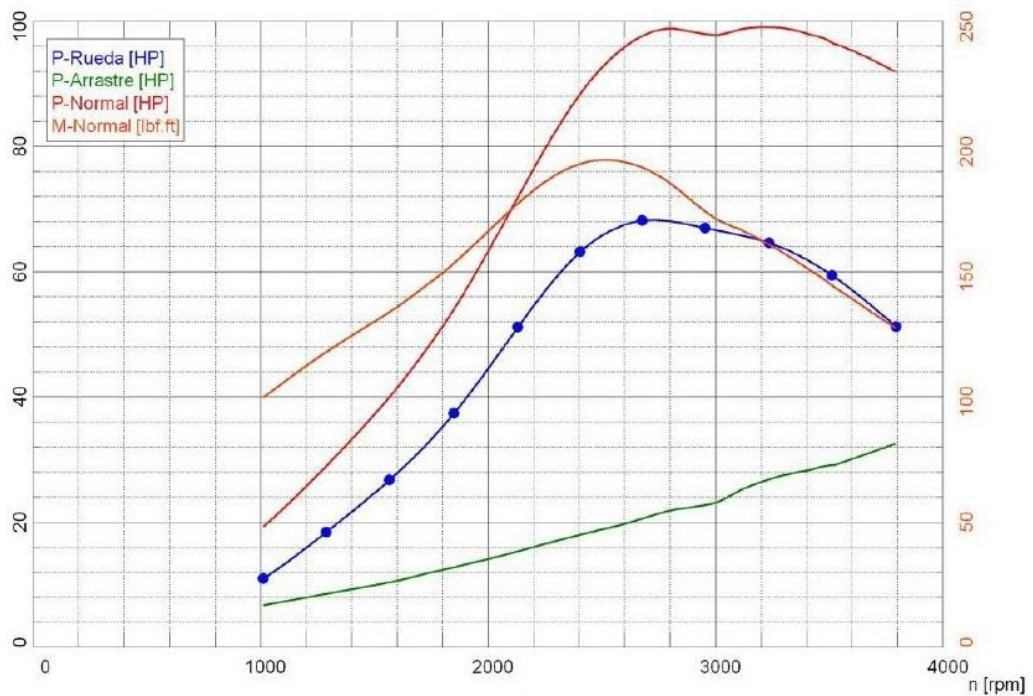
a los 3500 kilómetros Primera Prueba



Vehículo: CHEVROLET LUV DMAX Motor Diesel / Con turbo (refrig. por aire)
 Matricula: PMA3110 Caja Manual
 Probador: D LINCANGO

TYP 1
 PRUEBA REALIZADA CON 3322 KM DESDE EL ÚLTIMO CAMBIO DE ACEITE

Fecha de la medición: 13.02.2020 (9:09) Página 1



Valores de potencia		Valores del ambiente	
Potencia normal ¹⁾	P_{Normal} 98,9 HP / 73,8 kW	Temperat. ambiente	$T_{Ambiente}$ 75,6 F
Potencia motor	P_{Mot} 91,2 HP / 68,0 kW	Temperat. aire aspirado	$T_{Aire\ aspirado}$ 98,0 F
Potencia ruedas	P_{Rueda} 64,7 HP / 48,2 kW	Humedad relativa del aire	H_{Aire} 45,9 %
Potencia arrastre	$P_{Arrastre}$ 26,6 HP / 19,8 kW	Presión del aire	p_{Aire} 732,9 hPa
Potencia máx.	3220 rpm / 66,3 mph	Presión del vapor	p_{Vapor} 13,9 hPa
Par ¹⁾	M_{Normal} 194,3 lb.ft	Temperat. del aceite	T_{Aceite} 213,6 F
Par máx.	2510 rpm / 51,7 mph	Temperat. carburante	$T_{Carburante}$ ---,- F
RPM máx. alcanzado	3790 rpm / 78,1 mph		
¹⁾ Corrección según ISO 1585 ($f_m = 0,30$) Factor de corrección: $Q_v = 0,00$ %			

Deslizamiento		Masa rotatoria	
Velocidad sin carga	$V_{sin\ carga}$ ---,- mph	Accl.media en P.de inercia 1	a_1 ---,- mph/s
Núm. de RPM sin carga	$n_{sin\ carga}$ ---,- rpm	Fza.frenado en P.de inercia 1	F_1 ---,- lbf
Velocidad plena carga	$V_{plena\ carga}$ ---,- mph	Accl.media en P.de inercia 2	a_2 ---,- mph/s
Núm. de RPM plena carga	$n_{plena\ carga}$ ---,- rpm	Fza.frenado en P.de inercia 2	F_2 ---,- lbf
Deslizamiento	---,- %	Fuerza de la masa rotatoria	$F_{rot-total}$ ---,- lbf
		Masa rotatoria total	$m_{rot-total}$ 1664,3 lb
		Masa rotatoria LPS	$m_{rot-LPS}$ 1532,0 lb
		Masa rotatoria del vehículo	$m_{rot-vehiculo}$ 132,3 lb

Vehículo: CHEVROLET LUV DMAX
 Matrícula: PMA3110
 Probador: D LINCANGO

Motor Diesel / Con turbo (refrig. por aire)
 Caja Manual

TYP 1
 PRUEBA REALIZADA CON 3322 KM DESDE EL ÚLTIMO CAMBIO DE ACEITE

Fecha de la medición: 13.02.2020 (9:09)

Página 2

Tabla de datos

n [rpm]	v [mph]	P _{Rueda} [HP]	P _{Mot} [HP]	P _{Normal} [HP]	M _{Normal} [lb.ft]
1012	20,8	10,9	17,6	19,2	99,5
1289	26,5	18,3	26,8	28,9	117,7
1567	32,3	26,7	37,0	39,9	133,7
1849	38,1	37,2	49,9	53,9	153,0
2131	43,9	51,0	66,3	71,8	176,9
2406	49,6	63,0	80,9	88,3	192,8
2679	55,2	68,0	88,5	97,6	191,3
2956	60,9	66,8	89,5	97,8	173,8
3236	66,7	64,5	91,2	98,9	160,6
3513	72,4	59,3	88,3	96,5	144,3
3794	74,6	54,0	89,9	95,2	131,9

Valor mínimo

Valor máximo

Segunda Prueba

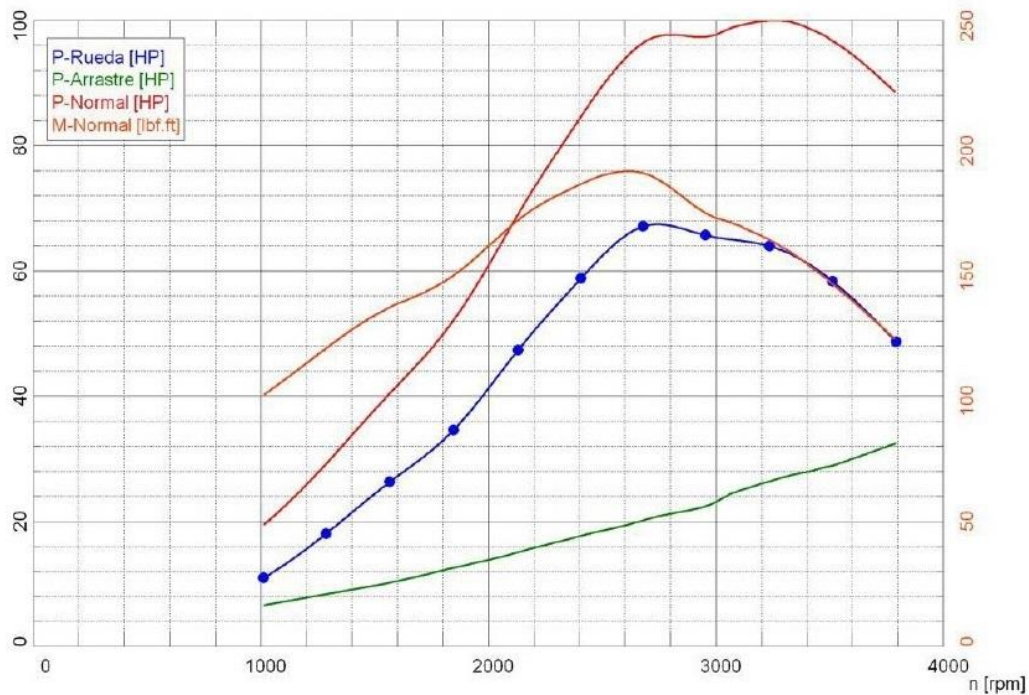


Vehículo: CHEVROLET LUV DMAX Motor Diesel / Con turbo (refrig. por aire)
 Matrícula: PMA3110 Caja Manual
 Probador: D LINCANGO

TYP 2

Fecha de la medición: 13.02.2020 (9:21)

Página 1



Valores de potencia

Potencia normal ¹⁾	P_{Normal}	99,9 HP / 74,5 kW
Potencia motor	P_{Mot}	90,2 HP / 67,2 kW
Potencia ruedas	P_{Rueda}	63,5 HP / 47,4 kW
Potencia arrastre	$P_{Arrastre}$	26,7 HP / 19,9 kW
Potencia máx.		3265 rpm / 67,3 mph
Par ¹⁾	M_{Normal}	189,5 lbf.ft
Par máx.		2615 rpm / 53,9 mph
RPM máx. alcanzado		3790 rpm / 78,1 mph

¹⁾ Corrección según ISO 1585 ($f_m = 0,30$)
 Factor de corrección: $Q_v = 0,00\%$

Valores del ambiente

Temperat. ambiente	$T_{Ambiente}$	78,3 F
Temperat. aire aspirado	$T_{Aire\ aspirado}$	132,3 F
Humedad relativa del aire	H_{Aire}	42,1 %
Presión del aire	p_{Aire}	732,9 hPa
Presión del vapor	p_{Vapor}	13,9 hPa
Temperat. del aceite	T_{Aceite}	214,1 F
Temperat. carburante	$T_{Carburante}$	--- F

Deslizamiento

Velocidad sin carga	$V_{sin\ carga}$	--- mph
Núm. de RPM sin carga	$n_{sin\ carga}$	--- rpm
Velocidad plena carga	$V_{plena\ carga}$	--- mph
Núm. de RPM plena carga	$n_{plena\ carga}$	--- rpm
Deslizamiento		--- %

Masa rotatoria

Acel.media en P.de inercia 1	a_1	--- mph/s
Fza.frenado en P.de inercia 1	F_1	--- lbf
Acel.media en P.de inercia 2	a_2	--- mph/s
Fza.frenado en P.de inercia 2	F_2	--- lbf
Fuerza de la masa rotatoria	$F_{rot-total}$	--- lbf
Masa rotatoria total	$m_{rot-total}$	1664,3 lb
Masa rotatoria LPS	$m_{rot-LPS}$	1532,0 lb
Masa rotatoria del vehículo	$m_{rot-vehículo}$	132,3 lb

Vehículo: CHEVROLET LUV DMAX
 Matrícula: PMA3110
 Probador: D LINCANGO

Motor Diesel / Con turbo (refrig. por aire)
 Caja Manual

TYP 2

Fecha de la medición: 13.02.2020 (9:21)

Página 2

Tabla de datos

n [rpm]	v [mph]	P _{Rueda} [HP]	P _{Mot} [HP]	P _{Normal} [HP]	M _{Normal} [lb.ft]
1013	20,9	10,9	17,4	19,3	100,3
1287	26,5	18,0	26,2	29,1	118,9
1567	32,3	26,2	36,4	40,3	135,2
1847	38,0	34,5	47,0	52,0	148,0
2131	43,9	47,3	62,3	69,0	170,1
2408	49,6	58,7	76,3	84,6	184,5
2680	55,2	67,0	87,1	96,3	188,8
2956	60,9	65,6	87,9	97,3	172,9
3236	66,7	63,9	90,2	99,9	162,1
3514	72,4	58,3	87,1	96,6	144,4
3793	74,5	54,0	87,7	93,0	128,8

Valor mínimo

Valor máximo

Tercera Prueba

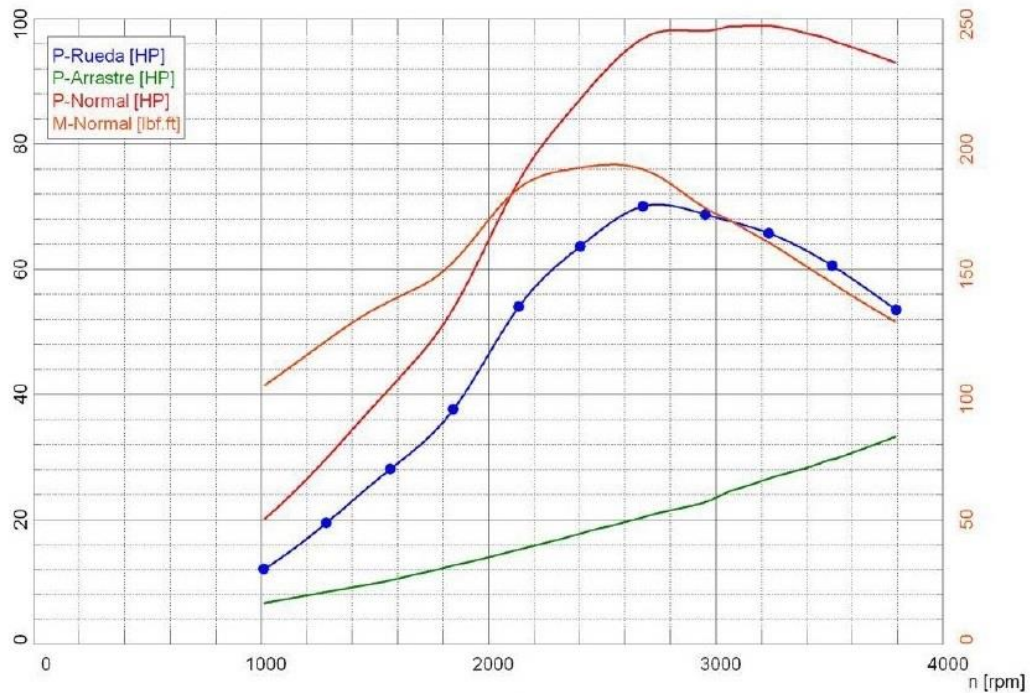


Vehículo: CHEVROLET LUV DMAX Motor Diesel / Con turbo (refrig. por aire)
 Matrícula: PMA3110 Caja Manual
 Probador: D LINCANGO

TYP 3

Fecha de la medición: 13.02.2020 (9:33)

Página 1



Valores de potencia

Potencia normal ¹⁾	P_{Normal}	98,8 HP / 73,7 kW
Potencia motor	P_{Mot}	92,1 HP / 68,7 kW
Potencia ruedas	P_{Rueda}	66,0 HP / 49,2 kW
Potencia arrastre	$P_{Arrastre}$	26,1 HP / 19,5 kW
Potencia máx.		3205 rpm / 66,0 mph
Par ¹⁾	M_{Normal}	191,5 lbf.ft
Par máx.		2545 rpm / 52,5 mph
RPM máx. alcanzado		3790 rpm / 78,1 mph

¹⁾ Corrección según ISO 1585 ($f_m = 0,30$)
 Factor de corrección: $Q_v = 0,00\%$

Valores del ambiente

Temperat. ambiente	$T_{Ambiente}$	79,5 F
Temperat. aire aspirado	$T_{Aire\ aspirado}$	81,0 F
Humedad relativa del aire	H_{Aire}	40,1 %
Presión del aire	p_{Aire}	732,7 hPa
Presión del vapor	p_{Vapor}	13,8 hPa
Temperat. del aceite	T_{Aceite}	213,1 F
Temperat. carburante	$T_{Carburante}$	---,- F

Deslizamiento

Velocidad sin carga	$V_{sin\ carga}$	---,- mph
Núm. de RPM sin carga	$n_{sin\ carga}$	---,- rpm
Velocidad plena carga	$V_{plena\ carga}$	---,- mph
Núm. de RPM plena carga	$n_{plena\ carga}$	---,- rpm
Deslizamiento		---,- %

Masa rotatoria

Acel.media en P.de inercia 1	a_1	---,- mph/s
Fza.frenado en P.de inercia 1	F_1	---,- lbf
Acel.media en P.de inercia 2	a_2	---,- mph/s
Fza.frenado en P.de inercia 2	F_2	---,- lbf
Fuerza de la masa rotatoria	$F_{rot-total}$	---,- lbf
Masa rotatoria total	$m_{rot-total}$	1664,3 lb
Masa rotatoria LPS	$m_{rot-LPS}$	1532,0 lb
Masa rotatoria del vehículo	$m_{rot-vehiculo}$	132,3 lb



Vehículo: CHEVROLET LUV DMAX Motor Diesel / Con turbo (refrig. por aire)
 Matrícula: PMA3110 Caja Manual
 Probador: D LINCANGO

TYP 3

Fecha de la medición: 13.02.2020 (9:33) Página 2

Tabla de datos

n [rpm]	v [mph]	P _{Rueda} [HP]	P _{Mot} [HP]	P _{Normal} [HP]	M _{Normal} [lb.ft]
1012	20,8	12,0	18,5	19,9	103,1
1288	26,5	19,4	27,7	29,7	121,2
1567	32,3	28,0	38,1	40,9	137,0
1846	38,0	37,5	50,0	53,7	152,7
2134	44,0	53,9	69,0	74,0	182,1
2405	49,5	63,6	81,2	87,1	190,3
2680	55,2	69,9	90,2	96,8	189,7
2955	60,9	68,6	91,4	98,0	174,1
3234	66,6	65,6	92,1	98,8	160,4
3514	72,4	60,4	90,0	96,5	144,2
3794	74,6	54,2	86,7	92,0	127,3

Valor mínimo

Valor máximo

A los 5000 Kilómetros Primera Prueba

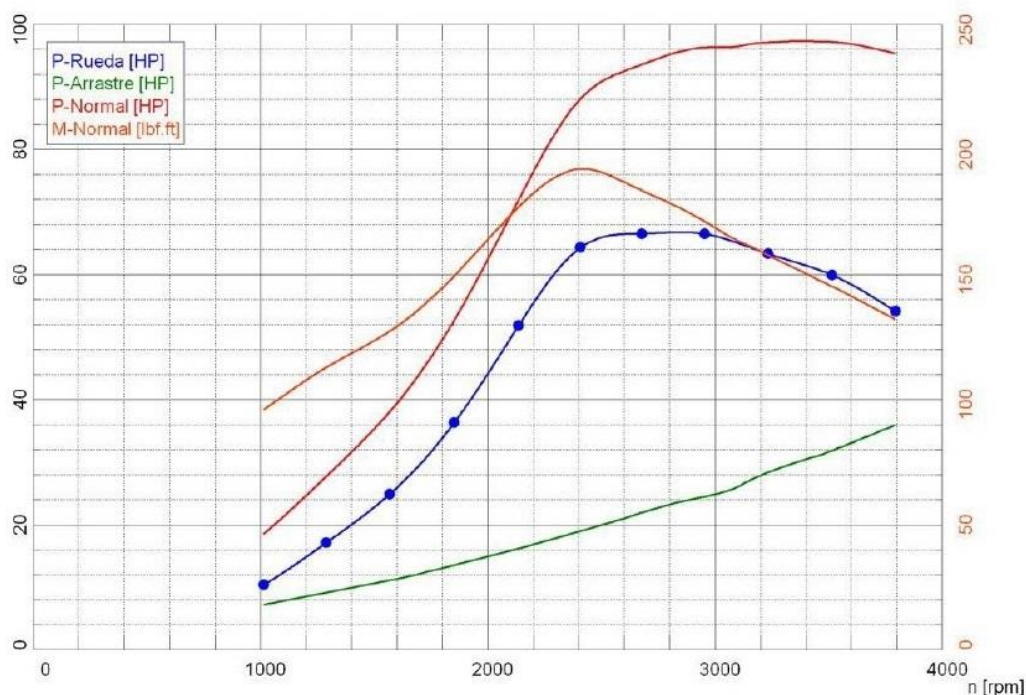


Vehículo: CHEVROLET LUV DMAX Motor Diesel / Con turbo (refrig. por aire)
 Matrícula: PMA3110 Caja Manual
 Probador: F. IZA

TYP (1)
 PRUEBA A 5000 KM

Fecha de la medición: 03.03.2020 (11:58)

Página 1



Valores de potencia

Potencia normal ¹⁾	P_{Normal}	97,2 HP / 72,5 kW
Potencia motor	P_{Mot}	91,8 HP / 68,4 kW
Potencia ruedas	P_{Rueda}	61,5 HP / 45,9 kW
Potencia arrastre	$P_{Arrastre}$	30,3 HP / 22,6 kW
Potencia máx.		3385 rpm / 66,5 mph
Par ¹⁾	M_{Normal}	192,0 lbf.ft
Par máx.		2415 rpm / 47,5 mph
RPM máx. alcanzado		3790 rpm / 74,6 mph

¹⁾ Corrección según ISO 1585 ($f_m = 0,30$)
 Factor de corrección: $Q_v = 0,00\%$

Valores del ambiente

Temperat. ambiente	$T_{Ambiente}$	68,4 F
Temperat. aire aspirado	$T_{Aire\ aspirado}$	62,8 F
Humedad relativa del aire	H_{Aire}	62,7 %
Presión del aire	p_{Aire}	732,7 hPa
Presión del vapor	p_{Vapor}	14,9 hPa
Temperat. del aceite	T_{Aceite}	212,4 F
Temperat. carburante	$T_{Carburante}$	---,- F

Deslizamiento

Velocidad sin carga	$V_{sin\ carga}$	---,- mph
Núm. de RPM sin carga	$n_{sin\ carga}$	---,- rpm
Velocidad plena carga	$V_{plena\ carga}$	---,- mph
Núm. de RPM plena carga	$n_{plena\ carga}$	---,- rpm
Deslizamiento		---,- %

Masa rotatoria

Acel.media en P.de inercia 1	a_1	---,- mph/s
Fza.frenado en P.de inercia 1	F_1	---,- lbf
Acel.media en P.de inercia 2	a_2	---,- mph/s
Fza.frenado en P.de inercia 2	F_2	---,- lbf
Fuerza de la masa rotatoria	$F_{rot-total}$	---,- lbf
Masa rotatoria total	$m_{rot-total}$	1664,3 lb
Masa rotatoria LPS	$m_{rot-LPS}$	1532,0 lb
Masa rotatoria del vehículo	$m_{rot-vehiculo}$	132,3 lb

Vehículo: CHEVROLET LUV DMAX
 Matrícula: PMA3110
 Probador: F. IZA

Motor Diesel / Con turbo (refrig. por aire)
 Caja Manual

TYP (1)
 PRUEBA A 5000 KM

Fecha de la medición: 03.03.2020 (11:58)

Página 2

Tabla de datos

n [rpm]	v [mph]	P _{Rueda} [HP]	P _{Mot} [HP]	P _{Normal} [HP]	M _{Normal} [lb.ft]
1015	19,9	10,3	17,5	18,5	95,8
1289	25,3	17,0	26,1	27,6	112,6
1567	30,8	24,8	35,8	37,9	127,1
1852	36,4	36,2	49,7	52,6	149,1
2135	42,0	51,7	67,9	71,8	176,7
2408	47,3	64,2	83,2	88,0	192,0
2678	52,6	66,4	88,3	93,5	183,4
2955	58,1	66,4	90,8	96,2	171,0
3234	63,6	63,2	91,5	97,0	157,5
3514	69,1	59,8	91,6	97,1	145,1
3794	78,1	51,1	83,6	91,8	127,1

Valor mínimo

Valor máximo

Segunda Prueba



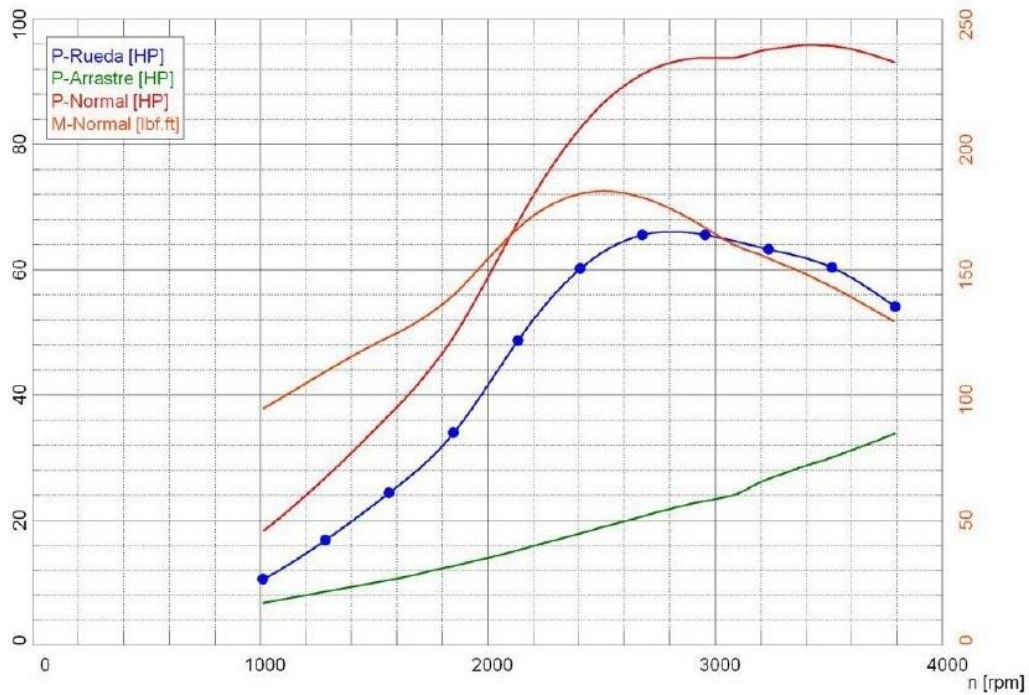
Vehículo: CHEVROLET LUV DMAX
 Matrícula: PMA3110
 Probador: F. IZA

Motor Diesel / Con turbo (refrig. por aire)
 Caja Manual

TYP (2)
 PRUEBA A 5000 KM

Fecha de la medición: 03.03.2020 (12:17)

Página 1



Valores de potencia

Potencia normal ¹⁾	P_{Normal}	95,8 HP / 71,4 kW
Potencia motor	P_{Mot}	90,4 HP / 67,4 kW
Potencia ruedas	P_{Rueda}	61,4 HP / 45,8 kW
Potencia arrastre	$P_{Arrastre}$	29,0 HP / 21,6 kW
Potencia máx.		3425 rpm / 67,4 mph
Par ¹⁾	M_{Normal}	181,1 lbf.ft
Par máx.		2510 rpm / 49,3 mph
RPM máx. alcanzado		3790 rpm / 74,5 mph

¹⁾ Corrección según ISO 1585 ($f_m = 0,30$)
 Factor de corrección: $Q_v = 0,00\%$

Valores del ambiente

Temperat. ambiente	$T_{Ambiente}$	70,0 F
Temperat. aire aspirado	$T_{Aire\ aspirado}$	63,1 F
Humedad relativa del aire	H_{Aire}	62,7 %
Presión del aire	p_{Aire}	732,7 hPa
Presión del vapor	p_{Vapor}	15,7 hPa
Temperat. del aceite	T_{Aceite}	213,5 F
Temperat. carburante	$T_{Carburante}$	---,--- F

Deslizamiento

Velocidad sin carga	$V_{sin\ carga}$	---,--- mph
Núm. de RPM sin carga	$n_{sin\ carga}$	--- rpm
Velocidad plena carga	$V_{plena\ carga}$	---,--- mph
Núm. de RPM plena carga	$n_{plena\ carga}$	--- rpm
Deslizamiento		---,--- %

Masa rotatoria

Acel.media en P.de inercia 1	a_1	---,--- mph/s
Fza.frenado en P.de inercia 1	F_1	---,--- lbf
Acel.media en P.de inercia 2	a_2	---,--- mph/s
Fza.frenado en P.de inercia 2	F_2	---,--- lbf
Fuerza de la masa rotatoria	$F_{rot-total}$	---,--- lbf
Masa rotatoria total	$m_{rot-total}$	1664,3 lb
Masa rotatoria LPS	$m_{rot-LPS}$	1532,0 lb
Masa rotatoria del vehículo	$m_{rot-vehículo}$	132,3 lb



Vehículo: CHEVROLET LUV DMAX
 Matrícula: PMA3110
 Probador: F. IZA

Motor Diesel / Con turbo (refrig. por aire)
 Caja Manual

T Y P (2)
 PRUEBA A 5000 KM

Fecha de la medición: 03.03.2020 (12:17)

Página 2

Tabla de datos

n	v	P _{Rueda}	P _{Mot}	P _{Normal}	M _{Normal}
[rpm]	[mph]	[HP]	[HP]	[HP]	[lb.ft]
1013	19,9	10,5	17,2	18,2	94,3
1288	25,3	16,7	25,3	26,8	109,1
1567	30,8	24,3	34,6	36,7	123,0
1851	36,4	33,8	46,4	49,2	139,7
2133	41,9	48,6	63,7	67,5	166,2
2407	47,3	60,0	77,8	82,5	180,0
2680	52,7	65,4	86,0	91,1	178,5
2956	58,1	65,4	88,4	93,7	166,5
3235	63,6	63,1	89,7	95,1	154,3
3514	69,1	60,2	90,2	95,6	142,9
3792	78,1	48,6	81,0	88,3	122,3

Valor mínimo

Valor máximo

Tercera Prueba

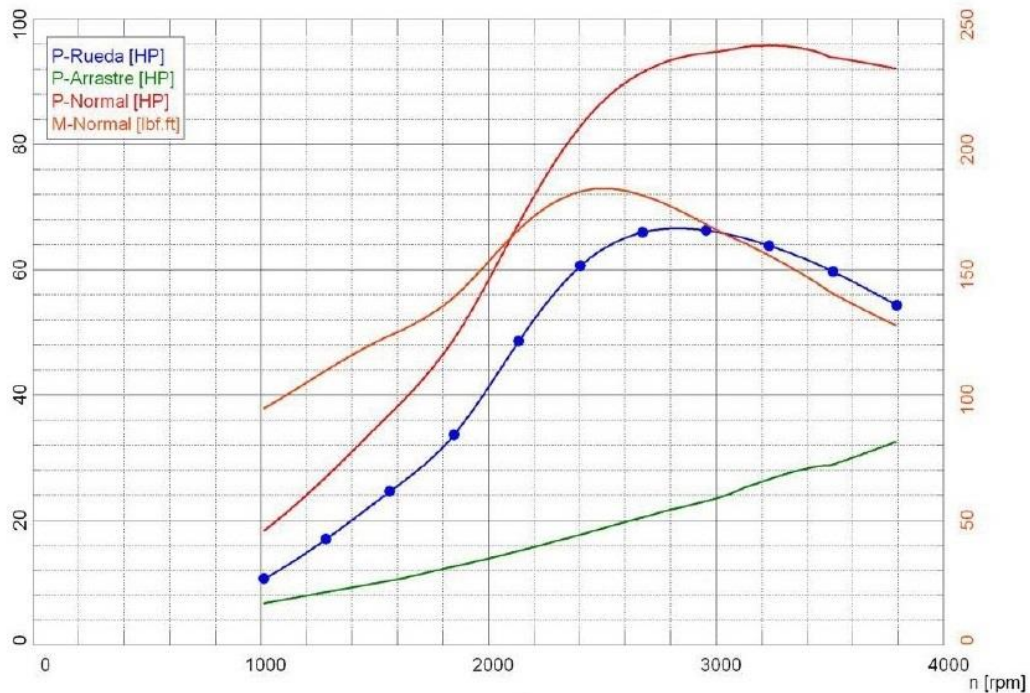


Vehículo: CHEVROLET LUV DMAX Motor Diesel / Con turbo (refrig. por aire)
 Matricula: PMA3110 Caja Manual
 Probador: F. IZA

TYP (3)
 PRUEBA A 5000 KM

Fecha de la medición: 03.03.2020 (12:31)

Página 1



Valores de potencia

Potencia normal ¹⁾	P_{Normal}	95,7 HP / 71,3 kW
Potencia motor	P_{Mot}	90,2 HP / 67,3 kW
Potencia ruedas	P_{Rueda}	63,5 HP / 47,4 kW
Potencia arrastre	$P_{Arrastre}$	26,7 HP / 19,9 kW
Potencia máx.		3245 rpm / 63,9 mph
Par ¹⁾	M_{Normal}	182,1 lb.ft
Par máx.		2500 rpm / 49,1 mph
RPM máx. alcanzado		3790 rpm / 74,6 mph

¹⁾ Corrección según ISO 1585 ($f_m = 0,30$)
 Factor de corrección: $Q_v = 0,00 \%$

Valores del ambiente

Temperat. ambiente	$T_{Ambiente}$	71,2 F
Temperat. aire aspirado	$T_{Aire\ aspirado}$	64,4 F
Humedad relativa del aire	H_{Aire}	56,4 %
Presión del aire	p_{Aire}	732,9 hPa
Presión del vapor	p_{Vapor}	14,7 hPa
Temperat. del aceite	T_{Aceite}	208,7 F
Temperat. carburante	$T_{Carburante}$	---,--- F

Deslizamiento

Velocidad sin carga	$V_{sin\ carga}$	---,--- mph
Núm. de RPM sin carga	$n_{sin\ carga}$	---,--- rpm
Velocidad plena carga	$V_{plena\ carga}$	---,--- mph
Núm. de RPM plena carga	$n_{plena\ carga}$	---,--- rpm
Deslizamiento		---,--- %

Masa rotatoria

Acel.media en P.de inercia 1	a_1	---,--- mph/s
Fza.frenado en P.de inercia 1	F_1	---,--- lbf
Acel.media en P.de inercia 2	a_2	---,--- mph/s
Fza.frenado en P.de inercia 2	F_2	---,--- lbf
Fuerza de la masa rotatoria	$F_{rot-total}$	---,--- lbf
Masa rotatoria total	$m_{rot-total}$	1664,3 lb
Masa rotatoria LPS	$m_{rot-LPS}$	1532,0 lb
Masa rotatoria del vehículo	$m_{rot-vehiculo}$	132,3 lb



Vehículo: CHEVROLET LUV DMAX
 Matrícula: PMA3110
 Probador: F. IZA

Motor Diesel / Con turbo (refrig. por aire)
 Caja Manual

T Y P (3)
 PRUEBA A 5000 KM

Fecha de la medición: 03.03.2020 (12:31)

Página 2

Tabla de datos

n [rpm]	v [mph]	P _{Rueda} [HP]	P _{Mot} [HP]	P _{Normal} [HP]	M _{Normal} [lb.ft]
1014	19,9	10,5	17,2	18,2	94,3
1288	25,3	16,9	25,3	26,9	109,6
1567	30,8	24,5	34,7	36,9	123,5
1849	36,3	33,5	46,0	48,8	138,8
2134	41,9	48,5	63,5	67,3	165,8
2406	47,3	60,5	78,2	82,9	181,0
2679	52,7	65,9	86,2	91,5	179,3
2956	58,1	66,1	89,1	94,5	167,9
3234	63,6	63,7	90,2	95,7	155,4
3514	69,1	59,6	88,4	93,8	140,2
3794	78,1	53,4	86,6	92,9	128,6

Valor mínimo

Valor máximo

Anexo VIII. Especificaciones del vehículo de Prueba

SIST. TRANSMISION	4X4			
CABINA	SINGLE CAB	CREW CAB		
VERSION	PICK UP			
MOTOR	3,0L DIESEL TURBO	3,0L DIESEL TURBO	3,5L GAS / FULL	3,5L GAS AUTOMÁTICA
Código	4JH1-TC	4JH1-TC	6VE1	6VE1
Desplazamiento (c.c.)	2999	2999	3500	3500
No. Cilindros	4 en línea	4 en línea	6 en V	6 en V
No. Válvulas	8	8	24	24
Potencia Neta (HP @ rpm)	130 @ 3,800	130 @ 3,800	197 @ 5,400	197 @ 5,400
Torque Neto (Nm @ rpm)	280 @ 2,000	280 @ 2,000	280 @ 3,000	280 @ 3,000
Relación Compresión	18.3	18.3	8.6	8.6
Diámetro x Carrera	95,4 X 104,9	95,4 X 104,9	93,4 X 85	93,4 X 85
Alimentación	Electrónico bomba inyección directa	Electrónico bomba inyección directa	MPFI	MPFI

Anexo IX. Comparación de potencias (Ni, Ne, Npm)

Pérdidas mecánicas a los 0 km

La tabla 1. indica los resultados obtenidos de la potencia indicada y efectiva, así como también las pérdidas mecánicas generadas a los 0 km de recorrido vehicular después del cambio de lubricante a los 209965 km.

Tabla 1. Datos obtenidos de las pérdidas mecánicas a los 0 km

n (rpm)	Ne (hp)	Ni (hp)	Npm (hp)
1013	18,0	38,26	20,26
1288	26,2	48,65	22,45
1571	38,6	59,35	20,75
1843	56,2	69,62	13,42
2145	78,4	81,03	2,63
2408	88,6	90,97	2,37
2686	99,4	101,47	2,07
2957	105,0	111,71	6,71
3235	106,0	122,21	16,21
3514	107,0	132,75	25,75
3793	106,3	143,27	36,97

(Fuente: Los Autores, 2020)

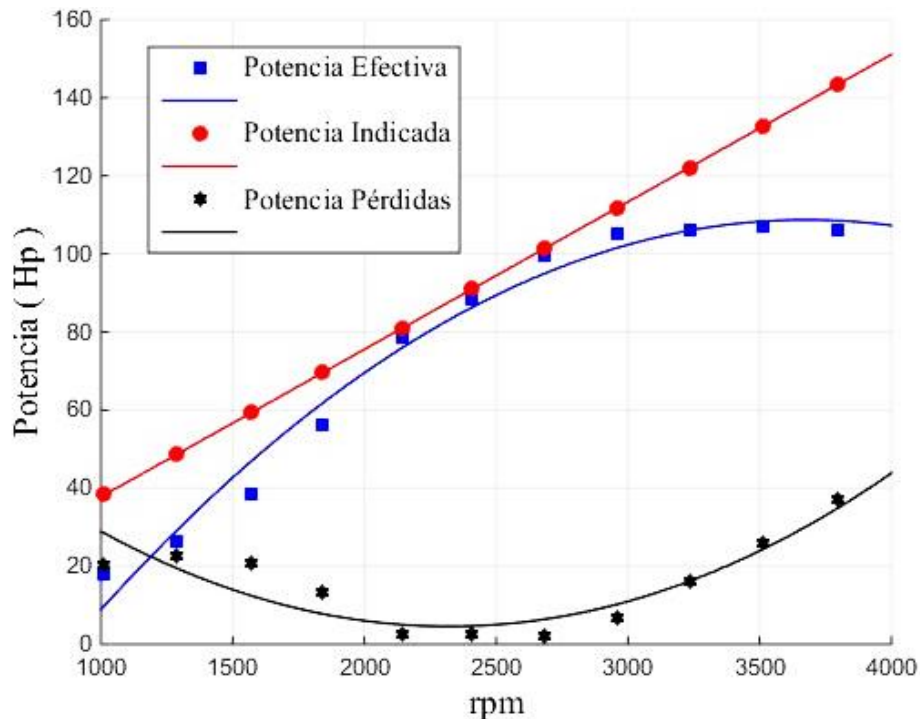


Figura 1. Potencia Efectiva, Potencia Indicada, Potencia de Pérdidas a los 0 km

(Fuente: Los Autores, 2020)

En la figura 1. se puede observar la tendencia que tiene cada una de las tres potencias y se puede notar que existe una interacción entre la potencia de pérdidas mecánicas y la potencia efectiva alrededor de 1200rpm. En cambio, con la potencia efectiva se tiene una tendencia en forma creciente respecto a las rpm del motor, estos valores se obtienen del dinamómetro.

Pérdidas mecánicas a los 3500 km

En la tabla 2 y figura 3 se muestra los resultados de las potencias efectivas e indicadas y de las pérdidas mecánicas a los 213465 km de recorrido,

Tabla 2. Datos calculados de las pérdidas mecánicas a los 3500km

n (rpm)	Ne (hp)	Ni (hp)	Npm (hp)
1012	19,5	38,23	18,76
1288	29,2	48,65	19,42
1567	40,4	59,19	18,82
1847	53,2	69,77	16,57
2132	71,6	80,54	8,94
2406	86,7	90,89	4,22
2680	96,9	101,24	4,34
2956	97,7	111,67	13,97
3235	99,2	122,21	23,01
3514	96,5	132,75	36,22
3793	93,4	143,33	49,93

(Fuente: Los Autores, 2020)

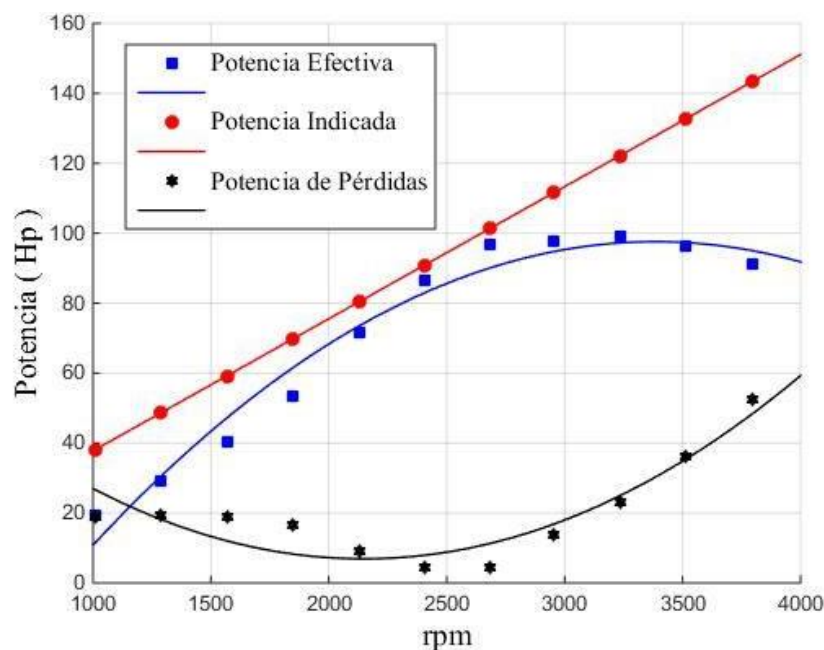


Figura 2. Potencia Efectiva, Potencia Indicada, Potencia de Pérdidas a los 3500 km

(Fuente: Los Autores, 2020)

Pérdidas mecánicas a los 5000 km

Finalmente, la tabla 3 y en la figura 3. se muestra los resultados de las distintas potencias obtenidas a los 214965 km de recorrido del vehículo después de haber realizado el cambio de lubricante.

Tabla 3. Datos calculados de las pérdidas mecánicas a los 5000 km

n (rpm)	Ne (hp)	Ni (hp)	Npm (hp)
1014	18,3	38,30	20,00
1288	27,1	48,60	21,50
1567	37,2	59,19	22,02
1851	50,2	69,92	19,72
2134	68,9	80,60	11,73
2407	84,5	90,93	6,46
2679	92,0	101,20	9,17
2956	94,8	111,67	16,87
3234	95,9	122,17	26,24
3514	95,5	132,70	37,20
3794	91,0	143,27	52,29

(Fuente: Los Autores, 2020)

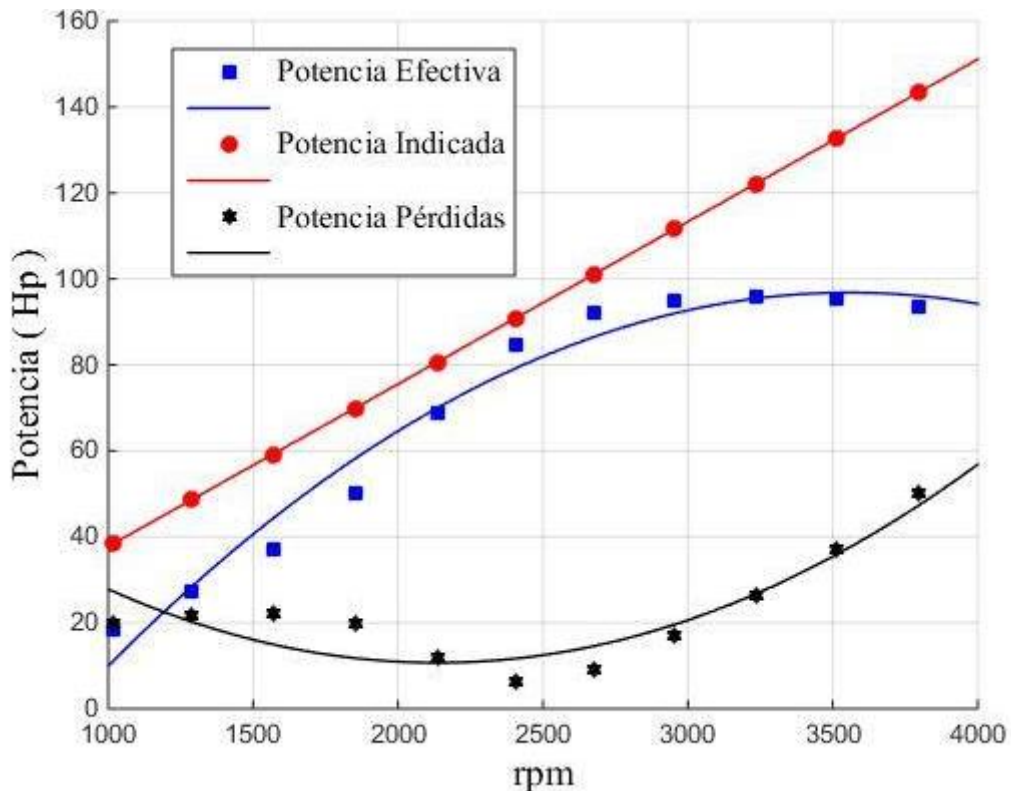




Figura 3. Potencia Efectiva, Potencia Indicada, Potencia de Pérdidas a los 5000 km

(Fuente: Los Autores, 2020)

Anexo X. Resultados del análisis de viscosidad

	ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL	Edición:	01
		Fecha	2020-02-10
		Página	1 de 1
INFORME DE ANÁLISIS DE RESULTADOS			FRP7.801

20-I-LACBAL-2020-427					
INFORMACIÓN LACBAL:	DIRECCIÓN	Ladrón de Guevara E11-253-Edificio N° 17 (Química- Eléctrica) 5to piso, Quito.			
	TELÉFONOS	022976-300 Ext. 4329/4328/4317			
	E-MAIL	lacbal@epn.edu.ec			
INFORMACIÓN CLIENTE:	NOMBRE/EMPRESA	KLEVER ARMANDO TUMBACO			
	DIRECCIÓN	Av. Camilo Orejuela, S50 lote 1			
	NÚMERO DE MUESTRAS	3			
INFORMACIÓN GENERAL					
RESPONSABLE DEL INFORME	Quím. Alisson Hernández	TIPO CLIENTE	EXTERNO		
FECHA	RECEPCIÓN DE MUESTRA EN LACBAL	2020-07-03	FECHA TRANSPORTE	NO APLICA	
	INICIO DE ENSAYO	2020-07-07	N° PROFORMA	DQ-P0427-2020	
	ENTREGA DE INFORME	2020-07-09	N° FACTURA	001-003-0061880	
	IDENTIFICACIÓN DE LA MUESTRA:				
INFORMACIÓN PROPORCIONADA POR EL CLIENTE	IDENTIFICACIÓN DEL CLIENTE	CÓDIGO LABORATORIO	TIPO MUESTRA	TIPO ENVASE	CANTIDAD
No hay información adicional	MOTOREX 15W40 MUESTRA #1 Kilometraje 2500	427-01	Aceite lubricante	Plástico	100 mL
No hay información adicional	MOTOREX 15W40 MUESTRA #2 Kilometraje 3500	427-02	Aceite lubricante	Plástico	100 mL
No hay información adicional	MOTOREX 15W40 MUESTRA #3 Kilometraje 5000	427-03	Aceite lubricante	Plástico	100 mL
CONDICIONES AMBIENTALES:					
TEMPERATURA [°C]	18,0	HUMEDAD RELATIVA [%]	56	PRESIÓN [kPa]	72,9
RESULTADOS OBTENIDOS:					
MUESTRA	ENSAYO	NORMA MÉTODO	UNIDAD	VALOR OBTENIDO	
427-01	Viscosidad cinemática a 100°C	ASTM-D445	mm ² /s	13,11	
427-02	Viscosidad cinemática a 100°C	ASTM-D445	mm ² /s	13,49	
427-03	Viscosidad cinemática a 100°C	ASTM-D445	mm ² /s	13,96	

 
Q.A. MELISSA ALBUJA
RESPONSABLE TÉCNICO DE LACBAL

NOTAS ACLARATORIAS

- Los parámetros se encuentran dentro del Sistema de Gestión ISO 17025, pero no están acreditados.
- Los métodos que constan de un *, son aquellos métodos acreditados.
- Los resultados reportados corresponden únicamente a los ítems ensayados.
- Queda prohibido la reproducción de forma parcial o total del presente informe sin autorización del Laboratorio LACBAL.
- Cuando aplique, se realizan los ensayos aun sin cumplir con los criterios de aceptación y rechazo de las muestras de objeto de ensayo previa aceptación del cliente, la comparación respectiva con la normativa vigente NTE INEN.
- El muestreo es responsabilidad del cliente, la Escuela Politécnica Nacional no responde por posibles variaciones ocasionadas por la toma de muestra.
- El laboratorio no cuenta con otras instalaciones, por lo que el lugar para todas las actividades son realizadas en las instalaciones de LACBAL.
- En caso de que el laboratorio sea el responsable del transporte de la muestra (convenio suscrito) LACBAL lo realizará de acuerdo a los protocolos de la norma INEN 2336 ítem 7. TRANSPORTE.