



**METODOLOGÍA PARA EL DIAGNÓSTICO DEL PROCESO DE
RENOVACIÓN DE LA CARGA EN MOTOR DIÉSEL (MEC)**

Brayan León Arango González

Trabajo de grado presentado para optar al título de Ingeniero Mecánico

Tutor

Iván Darío Bedoya Caro, PhD.

Universidad de Antioquia
Facultad de Ingeniería
Departamento de Ingeniería Mecánica
Medellín, Antioquia, Colombia
2025

Cita	Brayan L. Arango González & Iván D. Bedoya [1]
Referencia	[1] Brayan L. Arango González & Iván D. Bedoya. “METODOLOGÍA PARA EL DIAGNÓSTICO DEL PROCESO DE RENOVACIÓN DE LA CARGA EN MOTOR DIÉSEL (MEC)”, Trabajo de grado profesional, Ingeniería Mecánica, Universidad de Antioquia, Medellín, Antioquia, Colombia, 2025.
Estilo IEEE (2020)	



Grupo de Investigación. Ciencia y Tecnología del Gas y Uso Racional de la Energía (GASURE)



Repositorio Institucional: <http://bibliotecadigital.udea.edu.co>

Universidad de Antioquia - www.udea.edu.co

Rector: John Jairo Arboleda Céspedes.

Decano: Julio César Saldarriaga Molina.

Jefe departamento: Pedro León Simanca

El contenido de esta obra corresponde al derecho de expresión de los autores y no compromete el pensamiento institucional de la Universidad de Antioquia ni desata su responsabilidad frente a terceros. Los autores asumen la responsabilidad por los derechos de autor y conexos.

Dedicatoria

El presente trabajo de grado lo dedico en primer lugar a mi madre y abuela que las amo profundamente.

Este trabajo no hubiera sido posible sin el apoyo que me prestaron de una u otra manera, Laura Inés, Joel Antonio, Pedro Amariles, Patricia Cano, Weimar Arenas, Federico Alzate, Pablo Córdoba, Juanes Cuadrado, Juan Carvajal, Nicolas Ramirez, Jose Bustamante, Jesús Pineda, el profe Iván Bedoya y el Ing. Edison Castaño, Ovany Mesa, David Zuluaga, Alejandro Restrepo, Steven Arcila, Steven Pérez, Cristian Perafán, Leandro, Pacho, Checho y Wilson.

A ellos y todas aquellas personas que me alentaron durante estos últimos años, a la Universidad de Antioquia y al grupo GASURE, estaré siempre agradecido por todo lo aportado y les dedico este humilde resultado, del que son por supuesto, inocentes.

*"... En la oscuridad brilla tu luz,
desde donde, no lo sé.
¡Brilla tan cerca y sin embargo tan lejos!
No conozco tu nombre,
mas seas lo que seas:
¡reluce, reluce, pequeña estrella!"*

(Según una antigua canción infantil)

TABLA DE CONTENIDO

RESUMEN	12
ABSTRACT	13
1 INTRODUCCIÓN	14
2 OBJETIVOS	15
2.1 OBJETIVO GENERAL.	15
2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.	15
3 MARCO TEÓRICO	16
3.1 POTENCIA EFECTIVA - POTENCIA AL FRENO.	17
3.2 TRABAJO POR CICLO INDICADO Y POTENCIA INDICADA.	17
3.3 PRESIÓN MEDIA EFECTIVA.	19
3.4 EFICIENCIA MECÁNICA.	19
3.5 EFICIENCIA VOLUMÉTRICA.	20
3.5.1 Efecto del régimen de giro sobre el rendimiento volumétrico.	21
3.5.2 Efecto del grado de carga sobre el rendimiento volumétrico.	23
3.5.3 Efecto del sistema de distribución sobre el rendimiento volumétrico.	25
3.5.4 Impacto del uso de GNV en modo dual sobre el rendimiento volumétrico.	26
3.6 RELACIÓN ENTRE PARÁMETROS DE DESEMPEÑO.	27
3.7 CÁLCULO DE LA PRESIÓN POLITRÓPICA.	28
3.8 ADQUISICIÓN Y PROCESAMIENTO DE LA SEÑAL DE PRESIÓN.	29
3.8.1 Adquisición de la señal de presión.	29
3.8.2 Procesamiento de la señal de presión.	29
3.9 FILTRADO Y ESTADO DE OPERACIÓN DEL MOTOR.	30
3.10 ADQUISICIÓN DE LAS SEÑALES DE INYECCIÓN DE COMBUSTIBLE.	32
3.10.1 Principio de funcionamiento del sistema <i>Common Rail</i>	32
3.10.2 Gestión electrónica del sistema de inyección.	34
4 ESTADO DEL ARTE	36
4.1 IMPORTANCIA DEL PROCESO DE RENOVACIÓN DE LA CARGA EN MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVOS (MCIA).	36
4.2 METODOLOGÍAS SOBRE EL PROCESO DE RENOVACIÓN DE LA CARGA.	36
4.2.1 Metodologías con enfoques teóricos.	36
4.2.2 Metodologías con enfoques experimentales.	37
4.3 TÉCNICAS DE MEDICIÓN DE PRESIÓN AL INTERIOR DEL CILINDRO.	37
4.4 IDENTIFICACIÓN DE ANOMALÍAS EN LA RENOVACIÓN DE CARGA.	38
4.5 LIMITACIONES IDENTIFICADAS EN LA LITERATURA - ANÁLISIS DEL ESTADO DEL ARTE.	38

4.6	IMPORTANCIA DE LOS HALLAZGOS DEL ESTADO DEL ARTE CON LA PRESENTE INVESTIGACIÓN.	39
5	METODOLOGÍA	40
5.1	MOTOR EVALUADO.	41
5.2	MEDICIÓN DE PARÁMETROS DE OPERACIÓN MEDIANTE <i>OBD</i>	45
5.2.1	Interfaz de LabVIEW para los datos provenientes del sistema <i>OBD</i>	48
5.3	PROTOCOLO DE SEGURIDAD.	50
5.4	PROCEDIMIENTO GENERAL PARA LAS MEDICIONES.	51
5.5	MEDICIÓN CON EL COMPRESÍMETRO ANALÓGICO.	52
5.5.1	Instrumentos necesarios para la medición.	52
5.5.2	Procedimiento de medición con el <i>Compresímetro analógico</i>	53
5.6	MEDICIÓN CON EL TRANSDUCTOR DE PRESIÓN WPS500X.	54
5.6.1	Instrumentos necesarios para la medición.	55
5.6.2	Procedimiento de medición de la señal de presión al interior del cilindro con el <i>Transductor de Presión WPS500X</i>	57
5.7	MEDICIÓN DE SEÑALES DE PULSOS DE INYECCIÓN DE COM- BUSTIBLE.	59
5.7.1	Instrumentos necesarios para la medición.	59
5.7.2	Procedimiento para medición de la <i>High Pressure Solenoid Ope- rating Signal</i>	60
5.7.3	Procedimiento de medición de <i>MAB signal</i>	60
6	RESULTADOS Y DISCUSIÓN	61
6.1	DESARROLLO TEÓRICO BASADO EN EL MODELO POLITRÓPICO	61
6.1.1	Volumen al interior del cilindro en función del ángulo de giro del cigüeñal.	61
6.1.2	Diagrama $\log(P)$ - $\log(V)$	64
6.2	MEDICIÓN CON EL COMPRESÍMETRO ANALÓGICO.	65
6.3	MEDICIÓN DE PARÁMETROS DE OPERACIÓN MEDIANTE <i>OBD</i>	66
6.3.1	Efecto del régimen de giro en parámetros del motor operando con <i>Diésel & Dual</i>	66
6.3.2	Sistema <i>OBD</i> como complemento para el análisis del motor.	67
6.4	MEDICIÓN DE PRESIÓN CON EL <i>WPS500X</i>	70
6.4.1	Formas de onda de la señal de presión operando con <i>Diésel</i> y <i>Dual</i> en Ralentí.	70
6.4.2	Apertura y cierre de la válvula de escape.	72
6.4.3	Apertura y cierre de la válvula de admisión.	74
6.4.4	Renovación de la carga (<i>Overlap</i>).	76
6.5	RENDIMIENTO VOLUMÉTRICO.	78
6.5.1	Densidad del aire admitido operando con <i>Diésel</i> & modo <i>Dual</i>	78
6.5.2	Eficiencia volumétrica operando con <i>Diésel</i> & modo <i>Dual</i>	79
6.6	DETECCIÓN DE IRREGULARIDADES.	82
6.7	MEDICIÓN DE LOS PULSOS DE INYECCIÓN DE COMBUSTIBLE.	84
6.7.1	Medición de <i>MAB signal</i>	84
6.7.2	Medición de <i>PSG to Solenoid signal</i>	85
6.7.3	Avance en la inyección de combustible.	86

7 CONCLUSIONES	87
8 RECOMENDACIONES	87
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	88
ANEXOS	91
ANEXO 1. ESPECIFICACIÓN TÉCNICA DE LA BUJÍA DE PRECALENTAMIENTO DEL MOTOR <i>4JH1-TC</i>	91
ANEXO 2. MEDICIÓN CON COMPRESÍMETRO ANALÓGICO. <i>KIT TU-15 Cylinder Pressure Meter for Diesel Truck</i>	92
ANEXO 3. ELEMENTOS NECESARIOS PARA LA MEDICIÓN DE PRESIÓN CON EL TRANSDUCTOR DE PRESIÓN <i>WPS500X</i>	93
ANEXO 4. CONFIGURACIÓN DEL SOFTWARE <i>PicoScope 7 T&M</i> . PARA MEDICIÓN DE PRESIÓN.	95
ANEXO 5. CONFIGURACIÓN DEL SOFTWARE <i>PicoScope 7 T&M</i> . PARA MEDICIÓN DE LOS PULSOS DE INYECCIÓN.	102
ANEXO 6. PROCEDIMIENTO DE CONEXIÓN PARA MEDICIÓN DE <i>HIGH PRESSURE SOLENOID OPERATING SIGNAL</i>	104
ANEXO 7. PROCEDIMIENTO DE CONEXIÓN PARA MEDICIÓN DE <i>MAB SIGNAL</i>	105

LISTA DE TABLAS

I	Condiciones ideales y reales para la renovación de la carga.	21
II	Componentes del sistema de inyección Common Rail.	33
III	Especificaciones y datos principales del motor <i>4JH1-TC</i> - Parte 1. . . .	43
IV	Especificaciones y datos principales del motor <i>4JH1-TC</i> - Parte 2. . . .	44
V	Distribución de pines del conector OBD-II.	46
VI	PID utilizados en vehículos livianos.	47
VII	Adaptadores del <i>KIT TU-15 Cylinder Pressure Meter for Diesel Truck</i> para el Compresímetro Analógico.	52
VIII	Condiciones de presión en Medellín-Colombia.	61
IX	Parámetros geométricos del motor <i>4JH1-TC</i>	61
X	Mediciones con el <i>Compresímetro analógico</i>	65
XI	Datos obtenidos con la herramienta <i>Deep Measure</i> operando con com- bustible <i>Diésel</i> en ralentí.	70
XII	Datos obtenidos con la herramienta <i>Deep Measure</i> operando con com- bustible <i>Dual (Diésel-GNV)</i> en ralentí.	71
XIII	Datos obtenidos con la herramienta <i>Deep Measure</i> operando con com- bustible <i>Dual (Diésel-GNV)</i> a 1380 [PRM].	82
XIV	Comparación entre ringing y auto-encendido superficial en <i>MEC</i>	83
XV	Datos de <i>Deep Measure</i> operando con combustible <i>Diésel</i> a 770 [RPM].	84
XVI	Datos de <i>Deep Measure</i> operando con combustible <i>Diésel</i> a 745 [RPM].	85

LISTA DE FIGURAS

1	Procesos de admisión y escape, con su respectivo diagrama $P-V$ con los ángulos de apertura y cierre de las válvulas. En: (a) motor de encendido provocado (<i>MEP</i>) de cuatro tiempos; (b) motor de encendido por compresión (<i>MEC</i>) turbo-alimentado de cuatro tiempos.[1]	16
2	Diagramas $P-V$ que ilustran el trabajo indicado por ciclo, para (a) <i>MEP</i> de ciclo de cuatro tiempos con aspiración natural a carga parcial; (b) <i>MEC</i> de ciclo de cuatro tiempos turboalimentado a alta carga. . . .	17
3	Fuerzas que actúan sobre el pistón (presión del cilindro, presión del cárter, fricción) y el torque del cigüeñal, en función del ángulo del cigüeñal.	18
4	Trabajo de bombeo característico en el proceso de intercambio de gases, el cual se ve afectado por los mismos parámetros que influyen en la eficiencia volumétrica.	19
5	Condiciones de referencia del aire de entrada: (a) motor aspirado naturalmente; (b) motor turbo-alimentado.	20
6	Efecto del régimen de giro sobre el rendimiento volumétrico.	22
7	Efectos cuasi-estáticos que afectan el rendimiento volumétrico. [6] . . .	22
8	Esquema del cálculo del % de Carga a partir de las señales <i>MAP</i> y <i>CKP</i> .	23
9	Influencia del grado de carga sobre el rendimiento volumétrico.	24
10	Efecto del sistema de distribución en el rendimiento volumétrico.	25
11	Factores estacionarios que afectan el rendimiento volumétrico.	26
12	Impacto en la densidad de potencia con el uso de combustibles gaseosos.	27
13	Filtrado de los datos recopilados mediante el software <i>PicoScope</i>	30
14	Impacto de restricciones en la válvula de admisión en la onda de presión.	31
15	Impacto de fallas en la válvula de escape en la onda de presión.	31
16	Esquema general del sistema de inyección <i>Common Rail</i> del motor ISU-ZU 4JH1-TC.	33
17	Esquema del sistema de inyección de combustible.	34
18	Señales del sistema de gestión de inyección de combustible. Adaptado de [12].	35
19	Laboratorio móvil para la transición energética del Grupo <i>GASURE</i> . . .	40
20	Diagrama esquemático del sistema <i>Dual</i> y medición del consumo de combustible.	42
21	Adaptación del sistema <i>Dual</i> al Motor 4JH1-TC.	42
22	Cruce de valvulas <i>overlap</i> . Adaptado de [13].	45
23	Pin out del conector <i>OBD</i> hembra.	46
24	Interfaz general de medición <i>OBD</i> durante la prueba con combustible Diésel en Ralentí.	49
25	Interfaz general de medición <i>OBD</i> durante la prueba con combustible Dual en Ralentí.	49
26	Equipo de protección personal (<i>EPP</i>).	50
27	Procedimiento general para medición de presión al interior del cilindro en motores <i>Diésel</i>	51

28	Procedimiento de medición con compresímetro analógico en motores diésel.	53
29	Especificaciones técnicas del transductor de presión <i>WPS500X</i> .	54
30	Transductor de presión <i>WPS500X</i> (500 psi/34.5 bar).	55
31	Osciloscopio PicoScope ref: 2205A.	56
32	Procedimiento de medición con transductor de presión <i>WPS500X</i> .	57
33	Montaje de medición con <i>Transductor de Presión WPS500X</i> .	58
34	Sonda diferencial de alto voltaje. Ref: <i>P4060</i> .	59
35	Procedimiento para captura de la señal <i>PSG</i> con sonda diferencial y PicoScope 2205A.	60
36	Procedimiento para captura de la señal <i>MAB</i> con sonda diferencial y PicoScope 2205A.	60
37	Relación trigonométrica utilizada para obtener la expresión matemática del volumen del cilindro en función del ángulo de giro del cigüeñal.	62
38	<i>Presión - Volumen</i> teóricos en función del ángulo de giro del cigüeñal.	63
39	Forma de onda teórica de la <i>Presión Politrópica</i> al interior del cilindro.	63
40	Diagrama $\log(P) - \log(V)$ en el rango de compresión, operando en ralentí.	64
41	Mediciones con el compresión con el <i>Compresímetro analógico</i> .	65
42	Velocidad del motor (RPM) operando con combustible <i>Diésel</i> y en modo <i>Dual</i> .	66
43	Lecturas de los sensores <i>MAF</i> y <i>MAP</i> en función al régimen de giro del motor.	67
44	Efecto del régimen de giro en la carga del motor con combustible Diésel.	68
45	Efecto del régimen de giro en la carga del motor con combustible Dual (Diésel-GNV).	68
46	Temperatura del refrigerante del motor en función del régimen de giro - Diésel.	69
47	Temperatura del refrigerante del motor en función del régimen de giro - Dual (Diésel-GNV).	69
48	Forma de onda de presión, operando con combustible <i>Diésel</i> a 775 [RPM].	70
49	Forma de onda de presión, operando con combustible <i>Dual</i> (<i>Diésel - GNV</i>) a 775 [RPM].	71
50	<i>EVO</i> y <i>EVC</i> de las válvulas de escape, operando con combustible <i>Diésel</i> .	72
51	<i>EVO</i> y <i>EVC</i> de las válvulas de escape, operando con combustible <i>Dual</i> (Diésel-GNV).	72
52	<i>IVO</i> y <i>IVC</i> de las válvulas de admisión, operando con combustible <i>Diésel</i> .	74
53	<i>IVO</i> y <i>IVC</i> de las válvulas de admisión, operando con combustible <i>Dual</i> (Diésel-GNV).	74
54	<i>Overlap</i> de válvulas: apertura (<i>IVO</i>) y cierre (<i>EVC</i>) durante operación en modo <i>Diésel</i> .	76
55	<i>Overlap</i> de válvulas: apertura (<i>IVO</i>) y cierre (<i>EVC</i>) durante operación en modo <i>Dual</i> .	76
56	Densidad del aire admitido en función de las RPM.	78
57	Densidad del aire admitido en función de la velocidad lineal del pistón.	79
58	Eficiencia volumétrica en función de las RPM.	80
59	Eficiencia volumétrica en función de la velocidad lineal del pistón.	80
60	Forma de onda de presión con irregularidades. Modo <i>Dual</i> (<i>Diésel-GNV</i>) a 1380 [RPM].	82

61	Señal de inyección de combustible - <i>MAB signal</i> . Inicio de inyección: <i>19 [CAD] BTDC</i> - Duración: 15 [CAD]	84
62	Primera inyección de combustible - Unidad de Control de la Bomba (<i>PSG</i>). Inicio de inyección: <i>5 [CAD] BTDC</i> - Duración: 5 [CAD]	85
63	Segunda inyección de combustible - Unidad de Control de la Bomba (<i>PSG</i>). Inicio de inyección: <i>0 [CAD] TDC</i> - Duración: 10 [CAD]	85
64	Primera inyección de combustible - Unidad de Control de la Bomba (<i>PSG</i>). Inicio de inyección: <i>50 [CAD] BTDC</i> - Duración: 20 [CAD]	86
65	Segunda inyección de combustible - Unidad de Control de la Bomba (<i>PSG</i>). Inicio de inyección: <i>30 [CAD] BTDC</i> - Duración: 20 [CAD]	86
66	Catálogo de bujías de precalentamiento: <i>Glow plug Beru Glühkerzen</i> [29].	91
67	Bujía de precalentamiento (glow plug) <i>GN061</i> de motor <i>4JH1-TC</i>	91
68	KIT TU-15 para medición de presión en cilindro en camiones Diésel.	92
69	Medición con el <i>Compresímetro analógico</i>	92
70	Adaptador de acople rápido con rosca <i>M12x1.25</i>	93
71	Acople rápido para adaptador <i>ref: TA250</i>	93
72	Acople rápido para WPS500X <i>ref: TA142</i>	93
73	Manguera de presión <i>ref: TA212</i> . Construida con los acoples rápidos <i>ref: TA250 & ref: TA142</i> en sus extremos.	94
74	Cable BNC to BNC <i>ref: TA098</i>	94
75	Tiempo <i>t</i> , que representa cada división. <i>t = 100ms/div</i>	95
76	Configuración del Canal A , para medición de Presión - Pestaña <i>Sondas</i>	96
77	Configuración del Canal A , para medición de Presión - Pestaña <i>Vertical</i>	97
78	Configuración del Canal A , para medición de Presión - Pestaña <i>DSP</i>	97
79	Configuración del Canal A . Medición de presión - Pestaña <i>Visualización</i>	98
80	Opciones disponibles en la pestaña <i>Navegador de señales</i>	98
81	<i>Reglas de gráfico y Reglas de fase</i>	99
82	Herramienta de medición de señales: <i>Deep Measure</i>	100
83	Configuración del Software para Mediciones de Presión en Ralentí.	101
84	Configuración del Canal B , para medición de Inyección - Pestaña <i>Sondas</i>	102
85	Configuración del Canal B , para medición de Inyección - Pestaña <i>Vertical</i>	102
86	Configuración del Canal B , para medición de Inyección - Pestaña <i>DSP</i>	103
87	Configuración del Canal B , para medición de Inyección - Pestaña <i>Visualización</i>	103
88	Medición de los pulsos de inyección de combustible - <i>PSG to E</i>	104
89	Medición de los pulsos de inyección de combustible	105

Siglas, acrónimos y abreviaturas

MEC	Motor de Encendido por Compresión
MEP	Motor de Encendido Provocado
TDC	Top Dead Center - Punto Muerto Superior (PMS)
BDC	Bottom Dead Center - Punto Muerto Inferior (PMI)
BTDC	Before Top Dead Center (Antes del Punto Muerto Superior)
ATDC	After Top Dead Center (Después del Punto Muerto Superior)
BBDC	Before Bottom Dead Center (Antes del Punto Muerto Inferior)
ABDC	After Bottom Dead Center (Después del Punto Muerto Inferior)
CAD	Crank Angle Degree (Grado de Ángulo de Cigüeñal)
AAE	Avance a la Apertura del Escape
RCE	Retraso al Cierre del Escape
AAA	Avance a la Apertura de la Admisión
RCA	Retraso al Cierre de la Admisión
GNV	Gas Natural Vehicular
ECM	Engine Control Module (Módulo de Control del Motor)
DF-ECU	Dual Fuel Engine Control Unit (Unidad de Control para Combustible Dual)
PFI	Port Fuel Injection (Inyección de combustible en el puerto)
DI	Direct Injection (Inyección directa)
OBD	On-Board Diagnostics (Diagnóstico a Bordo)
PID	Parameter ID (Identificador de Parámetro)
DTC	Diagnostic Trouble Codes (Códigos de Falla)
MAP	Manifold Absolute Pressure (Presión Absoluta del Múltiple de Admisión)
MAF	Mass Air Flow (Flujo de Masa de Aire)
CKP	Crankshaft Position Sensor (Sensor de Posición del Cigüeñal)
CMP	Camshaft Position Sensor (Sensor de Posición del Árbol de Levas)
APP	Accelerator Pedal Position sensor (Sensor de posición del pedal de acelerador)
FPS	Fuel Pressure Sensor (Sensor de presión del riel de combustible)
PSG	Pumpen Steuer Gerät (Unidad de Control de la Bomba de Inyección)
MAB	Magnetventil Abschaltung (Válvula Solenoide de Corte de Alta Presión)
mep	Mean Effective Pressure (Presión Media Efectiva)
F/A	Fuel/Air Ratio (Relación combustible/aire)
VGS	Variable Geometry System (Sistema de Geometría Variable)

RESUMEN

El presente trabajo propone una metodología experimental para analizar el proceso de renovación de la carga en el motor *Isuzu 4JH1-TC*, operando con *Diésel* y en modo *Dual* (diésel-GNV). El estudio se centra en la evaluación del rendimiento volumétrico y en el efecto del modo de operación sobre las formas de onda de presión registradas al interior del cilindro en condiciones sin combustión. Para ello se utilizó el transductor de presión *WPS500X*, complementado con variables adquiridas mediante el sistema *OBD*.

El análisis incluyó parámetros como presión, densidad y masa de aire admitida, rendimiento volumétrico, porcentaje de carga y temperatura del refrigerante, evaluados en función del régimen de giro. Estas mediciones permitieron comparar el comportamiento del llenado del cilindro en ambos modos de operación bajo las condiciones ambientales de Medellín, Colombia.

Los resultados muestran que en modo dual se presenta una reducción en los valores de presión máxima registrados en el interior del cilindro y la aparición de irregularidades en la forma de onda bajo ciertas condiciones, además de variaciones en el rendimiento volumétrico estimado a partir de los datos del *WPS500X* y del sensor *MAF*. El estudio aporta criterios técnicos útiles para comprender la influencia del modo de operación en el proceso de admisión y en la caracterización de las señales de presión al interior del cilindro en motores diésel adaptados a sistemas duales.

Palabras clave – Renovación de carga, motor de combustión interna, rendimiento volumétrico, medición de presión, Diésel, Gas Natural Vehicular.

ABSTRACT

This work proposes an experimental methodology to analyze the charge renewal process in the *Isuzu 4JH1-TC* engine operating with *Diesel* and in *Dual-fuel* mode (diesel-NGV). The study focuses on the evaluation of volumetric efficiency and on the effect of the operating mode on the pressure waveforms recorded inside the cylinder under motored (non-combustion) conditions. For this purpose, in-cylinder pressure was measured using the *WPS500X* transducer, complemented with additional variables obtained from the *OBD* system.

The analysis included parameters such as pressure, air density and mass intake, volumetric efficiency, load percentage, and coolant temperature, all evaluated as a function of engine speed. These measurements allowed a comparison of the cylinder filling behavior in both operating modes under the environmental conditions of Medellín-Colombia.

The results show that in dual-fuel operation the maximum in-cylinder pressure decreases and waveform irregularities appear under certain regimes, along with variations in volumetric efficiency estimated from the *WPS500X* and *MAF* sensor data. The study provides useful technical criteria to understand the influence of operating mode on the intake process and on the characterization of in-cylinder pressure signals in diesel engines adapted to dual-fuel systems.

Keywords – Charge renewal, internal combustion engine, volumetric efficiency, pressure measurement, Diesel, Natural Gas Vehicle.

1 INTRODUCCIÓN

La renovación de la carga en motores de combustión interna es un proceso en el cual se asegura la expulsión de los gases quemados y la admisión de aire fresco en cada ciclo. La eficiencia de este proceso influye directamente en parámetros como la capacidad de llenado del cilindro y el aprovechamiento energético del motor, razón por la cual, es un aspecto clave para su análisis y caracterización. En ciudades como Medellín-Colombia, las condiciones de altitud y temperatura afectan significativamente la dinámica de admisión y escape, lo que hace necesario aplicar metodologías de estudio adaptadas al contexto local.

En este trabajo de grado se plantea una metodología experimental para analizar la renovación de la carga en el motor *Isuzu 4JH1-TC*, mediante el registro y procesamiento de señales de presión obtenidas al interior del cilindro en condiciones de ralenti y arranque en frío (sin combustión). Para ello se emplea el transductor *WPS500X* en conjunto con un osciloscopio *PicoScope*, permitiendo capturar formas de onda con alta resolución temporal y relacionarlas con el ángulo de giro del cigüeñal.

El estudio se enfoca en identificar los eventos de apertura y cierre de válvulas, así como el traslape entre admisión y escape, evaluando además la influencia del modo de operación con *Diésel* y en modo *Dual* (Diésel–GNV) sobre el rendimiento volumétrico y las características de las señales de presión. De esta manera, se busca establecer criterios experimentales que permitan comprender cómo el uso de combustibles alternativos modifica la dinámica de llenado y la representación de los procesos de intercambio de gases en motores diésel adaptados a sistemas duales.

2 OBJETIVOS

2.1 OBJETIVO GENERAL.

Implementar una metodología para analizar la renovación de la carga en motores de combustión interna, empleando el análisis de la evolución de la presión dentro del cilindro en condiciones de arranque en frío en condiciones de Medellín-Colombia."

2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.

- Realizar una revisión del estado del arte en metodologías para estudiar la renovación de la carga en motores de combustión interna, bajo las condiciones de operación locales.
- Implementar una metodología de medición, incluyendo la selección, instalación, calibración y ajuste de los equipos necesarios para llevar a cabo el análisis de la renovación de la carga en motores de combustión.
- Analizar el efecto de la renovación de la carga en los motores del grupo GASURE, durante la operación en modo dual.

3 MARCO TEÓRICO

La renovación de la carga en motores de combustión interna corresponde al proceso de evacuación de los gases quemados y admisión de aire fresco en el cilindro. En motores de cuatro tiempos, las etapas de escape y admisión, garantizan la expulsión de los productos de combustión al final de la carrera de potencia y el ingreso de la nueva carga para el siguiente ciclo.

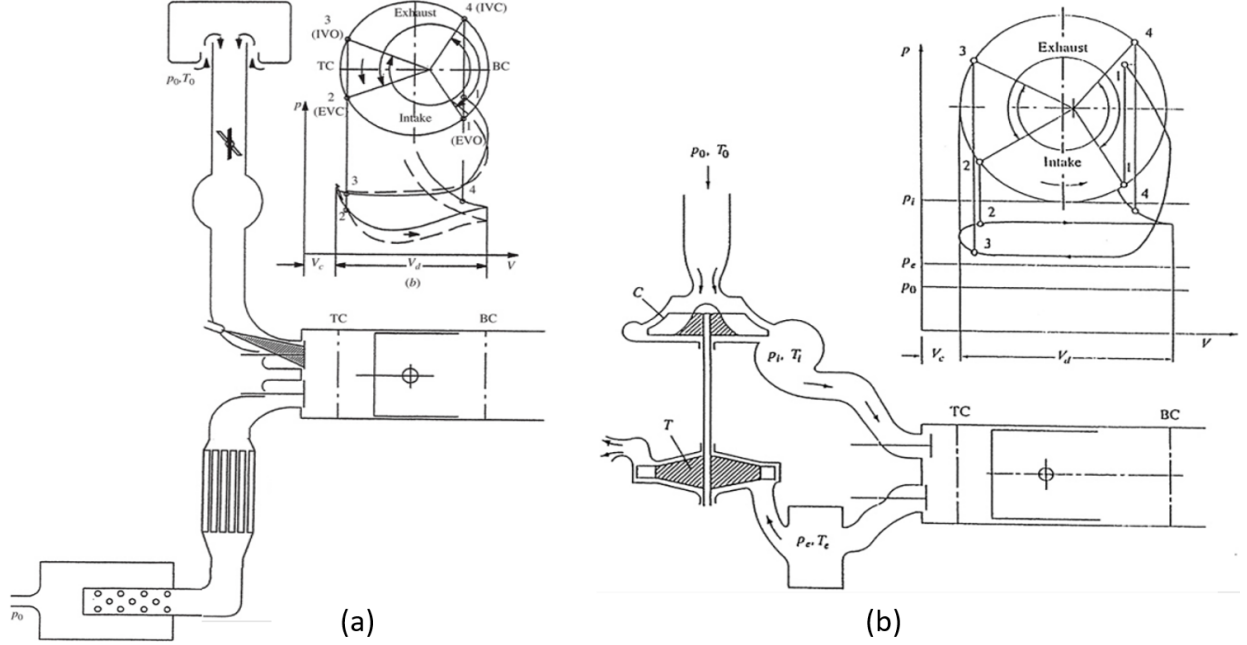


Fig. 1. Procesos de admisión y escape, con su respectivo diagrama $P - V$ con los ángulos de apertura y cierre de las válvulas. En: (a) motor de encendido provocado (MEP) de cuatro tiempos; (b) motor de encendido por compresión (MEC) turbo-alimentado de cuatro tiempos.[1]

La práctica habitual es extender las fases de apertura de las válvulas más allá de los tiempos de admisión y escape para mejorar el vaciado y la carga de los cilindros y aprovechar al máximo la inercia de los gases en los sistemas de admisión y escape. La ecuación 1 muestra que la potencia efectiva (N_e) de un motor de combustión interna a una velocidad dada es proporcional a la *tasa de flujo de masa de aire* en los cilindros.

$$N_e = \frac{m_a \cdot (F/A) \cdot \eta_{f,b} \cdot Q_{HV} \cdot n}{n_R} \quad (1)$$

Donde:

- m_a : Masa de aire inducida en el cilindro por ciclo [kg].
- (F/A) : Relación combustible/aire.
- $\eta_{f,b}$: Eficiencia de conversión del combustible quemado.
- Q_{HV} : Poder calorífico del combustible [kJ/kg].
- n : Velocidad de rotación del cigüeñal [rev/s].

- n_R : Número de revoluciones del cigüeñal por cada carrera de potencia, el cual, para ciclos de cuatro tiempos, n_R es igual a 2.

3.1 POTENCIA EFECTIVA - POTENCIA AL FRENO.

La potencia efectiva (N_e), también llamada potencia al freno (N_b), refleja la efectividad con la que el motor suministra potencia bajo una carga específica que actúa como un "freno". El par es una medida de la capacidad del motor para realizar trabajo, mientras que la potencia indica la velocidad a la que se lleva a cabo dicho trabajo.

$$N_e[kW] = 2\pi \cdot n \left[\frac{rev}{s} \right] \cdot T[kN \cdot m] \quad (2)$$

Estos parámetros son fundamentales y determinan el rendimiento del motor, por lo cual, maximizar la cantidad de aire inducida en el motor bajo carga completa y conservar tal masa en cada cilindro, es crucial para optimizar la potencia del motor.

3.2 TRABAJO POR CICLO INDICADO Y POTENCIA INDICADA.

El trabajo se produce dentro de cada cilindro del motor a medida que la presión del gas empuja el pistón hacia abajo durante la carrera de expansión. Los datos de presión del gas al interior del cilindro a lo largo del ciclo de funcionamiento del motor pueden usarse para calcular la transferencia de trabajo del gas al pistón. El trabajo indicado por ciclo ($W_{c,i}$) se obtiene mediante la integración alrededor de la curva de presión para obtener el área encerrada en el diagrama $P - V$. Figura 2.

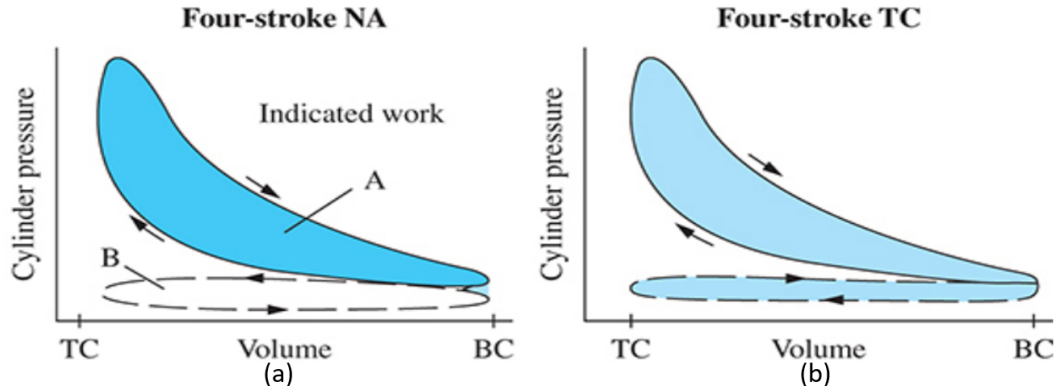


Fig. 2. Diagramas $P - V$ que ilustran el trabajo indicado por ciclo, para (a) MEP de ciclo de cuatro tiempos con aspiración natural a carga parcial; (b) MEC de ciclo de cuatro tiempos turboalimentado a alta carga.

Las áreas de color azul en la Figura 2, muestran la definición de trabajo indicado por ciclo para estos dos tipos de motores, el cual depende de una combinación de factores, como los cambios de presión al interior del cilindro, la relación de compresión y la cantidad de aire admitida [1].

El trabajo cíclico indicado ($W_{c,i}$) se define como el trabajo realizado durante un ciclo termodinámico. La ecuación 3 describe este trabajo como la integral cerrada de la presión (P) con respecto al volumen (V).

$$W_{c,i} = \oint P dV \quad (3)$$

Donde:

- $W_{c,i}$: Trabajo cíclico indicado.
- P : Presión dentro del cilindro.
- V : Volumen dentro del cilindro.

La potencia indicada (N_i) está relacionada con el trabajo indicado por ciclo; es decir, la tasa de transferencia de trabajo del gas en el interior del cilindro hacia el pistón, como muestra la ecuación 4.

$$N_i = \frac{W_{c,i} \cdot n}{n_R} \quad (4)$$

La potencia indicada difiere de la potencia efectiva por la potencia absorbida (disipada) al superar la fricción causada por el accionamiento de accesorios del motor y en el caso de los motores aspirados naturalmente, la potencia de bombeo [2].

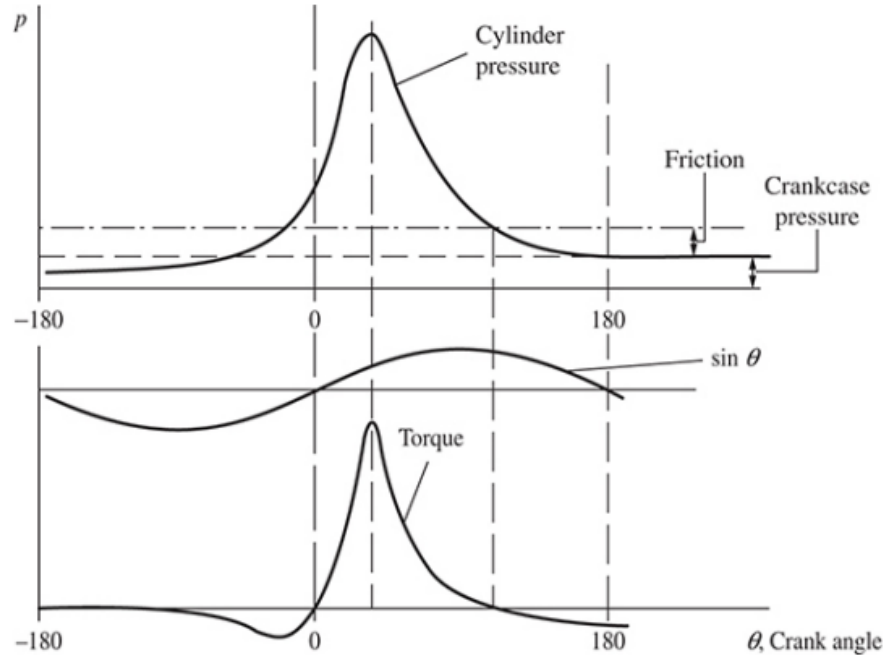


Fig. 3. Fuerzas que actúan sobre el pistón (presión del cilindro, presión del cárter, fricción) y el torque del cigüeñal, en función del ángulo del cigüeñal.

3.3 PRESIÓN MEDIA EFECTIVA.

El par es una medida importante de la capacidad de un motor en particular para realizar trabajo, el cual depende del tamaño del motor. Una medida del rendimiento relativo del motor más útil se obtiene al dividir el trabajo indicado por ciclo entre el volumen del cilindro desplazado (V_d). El parámetro obtenido se llama presión media efectiva (mep) [3].

$$W_{c,i} = \frac{N_i \cdot n_R}{n} \quad (5)$$

$$mep = \frac{N_i \cdot n_R}{V_d \cdot n} \quad (6)$$

3.4 EFICIENCIA MECÁNICA.

En motores de aspiración natural, una parte del trabajo indicado bruto por ciclo o potencia indicada se utiliza para expulsar los gases de escape e inducir la carga de aire fresco (proceso de renovación de la carga) [4].

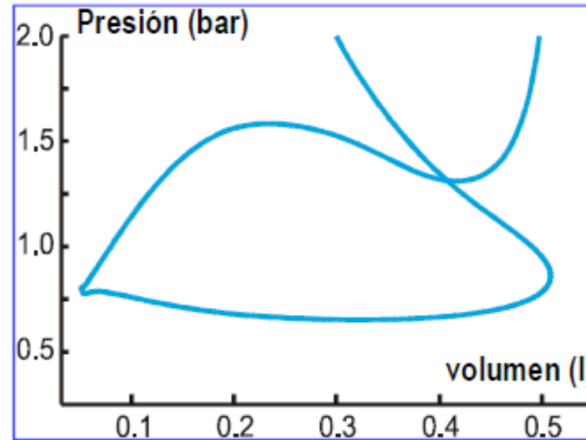


Fig. 4. Trabajo de bombeo característico en el proceso de intercambio de gases, el cual se ve afectado por los mismos parámetros que influyen en la eficiencia volumétrica.

El trabajo de bombeo afecta el trabajo neto del ciclo, además, en todos los motores, una porción del trabajo por ciclo se utiliza para vencer la fricción de los cojinetes, pistones y otros componentes mecánicos del motor. Todos estos requisitos de potencia se agrupan y se llaman potencia de fricción N_f .

$$N_i = N_e + N_f \quad (7)$$

La relación entre la potencia efectiva y la potencia indicada se llama eficiencia mecánica (η_m). Es una medida de la importancia relativa de la fricción del motor.

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = 1 - \frac{N_f}{N_i} \quad (8)$$

3.5 EFICIENCIA VOLUMÉTRICA.

La eficiencia volumétrica (η_v), es un parámetro utilizado para medir la efectividad del proceso de admisión de un motor. Representa la relación entre la tasa de flujo volumétrico de aire hacia el sistema de admisión, bajo condiciones específicas, y la tasa volumétrica a la que se desplaza el volumen del pistón:

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{ref}} = \frac{\dot{m}_a \cdot n_R}{\rho_a \cdot V_T \cdot n} \quad (9)$$

Donde:

- $\dot{m}_a$: Flujo másico de aire inducido en el cilindro por ciclo [kg/s].
- $\dot{m}_{ref}$: Flujo másico de aire de referencia [kg/s].
- n_R : Revoluciones del cigüeñal por cada carrera de potencia. En motores cuatro tiempos, $n_R = 2$.
- $\rho_{a,ref}$: Densidad de referencia del aire de entrada [kg/m³].
- V_T : Volumen total desplazado por los cilindros [m³].
- n : Velocidad de rotación del cigüeñal [rev/s].

La ecuación 9 permite evaluar el rendimiento del sistema de admisión de aire en motores de combustión interna, considerando las condiciones de referencia y el volumen desplazado.

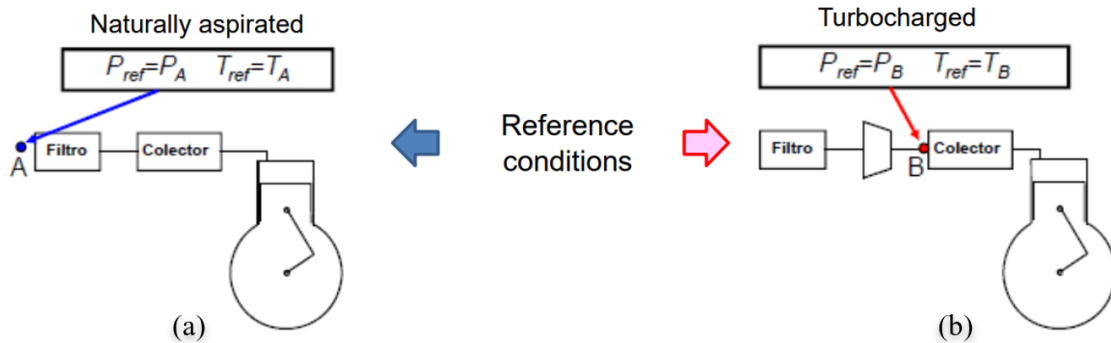


Fig. 5. Condiciones de referencia del aire de entrada: (a) motor aspirado naturalmente; (b) motor turbo-alimentado.

La eficiencia volumétrica está influenciada por diversos factores, como la sincronización de las válvulas, las condiciones atmosféricas y la temperatura del aire de admisión. Estos determinan la cantidad de aire que ingresa al cilindro, junto con efectos cuasi estáticos como:

- Relación de presiones entre los colectores de escape y admisión.
- La relación de compresión.
- Transferencia de calor que reduce la densidad del aire en el sistema de admisión y al interior del cilindro.

Las caídas de presión por fricción en los sistemas de admisión, escape, válvulas y puertos disminuyen la densidad de la mezcla entrante, afectando la cantidad de aire inducido. Esto se traduce en una menor densidad de la mezcla entrante, lo que impacta directamente en el desempeño del motor [5]. La renovación de la carga es clave para lograr una alta eficiencia volumétrica y puede dividirse en dos contextos: *proceso ideal & proceso real*.

TABLA I
CONDICIONES IDEALES Y REALES PARA LA RENOVACIÓN DE LA CARGA.

Condiciones Ideales	Condiciones Reales
Baja velocidad lineal del pistón (C_m).	Alta velocidad lineal del pistón (C_m).
Sin transferencia de calor durante las etapas de admisión/escape.	Transferencia de calor en conductos, reduciendo la densidad del aire.
Sin pérdidas por fricción.	Pérdidas de carga de aire por fricción en sistemas y válvulas.
Apertura y cierre de válvulas en TDC y BDC .	Válvulas no sincronizadas exactamente en TDC/BDC , son ajustadas para optimizar el <i>valve overlap</i> .

3.5.1 Efecto del régimen de giro sobre el rendimiento volumétrico.

A medida que la velocidad del motor aumenta, se generan efectos que influyen en la cantidad de aire que puede ingresar al cilindro (Figura 6), tales como:

- Transferencia de calor: A mayor velocidad, el aire puede calentarse más al interactuar con superficies calientes, reduciendo su densidad.
- Reflujos: La apertura y cierre de válvulas no sincronizados pueden provocar movimientos inversos del flujo de aire.
- Rozamientos: La fricción en los conductos de admisión afecta la eficiencia del flujo.
- Compresibilidad: A altas velocidades, el aire comienza a comportarse de manera menos ideal.
- Inercia: El aire en movimiento tiende a continuar fluyendo incluso después de que la válvula de admisión se cierre, lo que puede mejorar o reducir el llenado del cilindro.
- Sintonizado: La resonancia en el sistema de admisión puede aprovecharse para optimizar el flujo de aire.

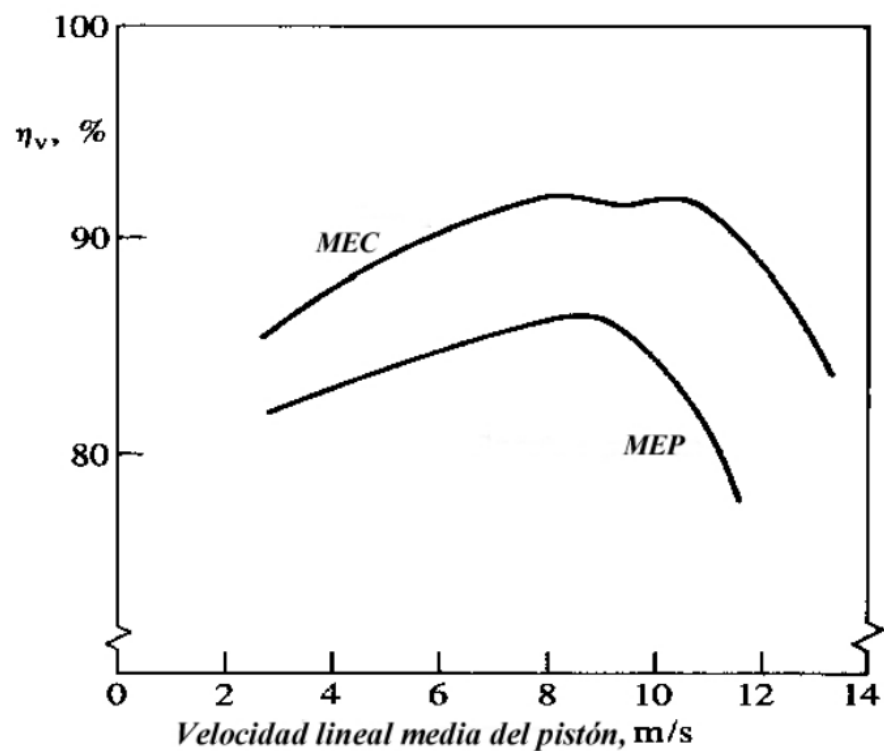


Fig. 6. Efecto del régimen de giro sobre el rendimiento volumétrico.

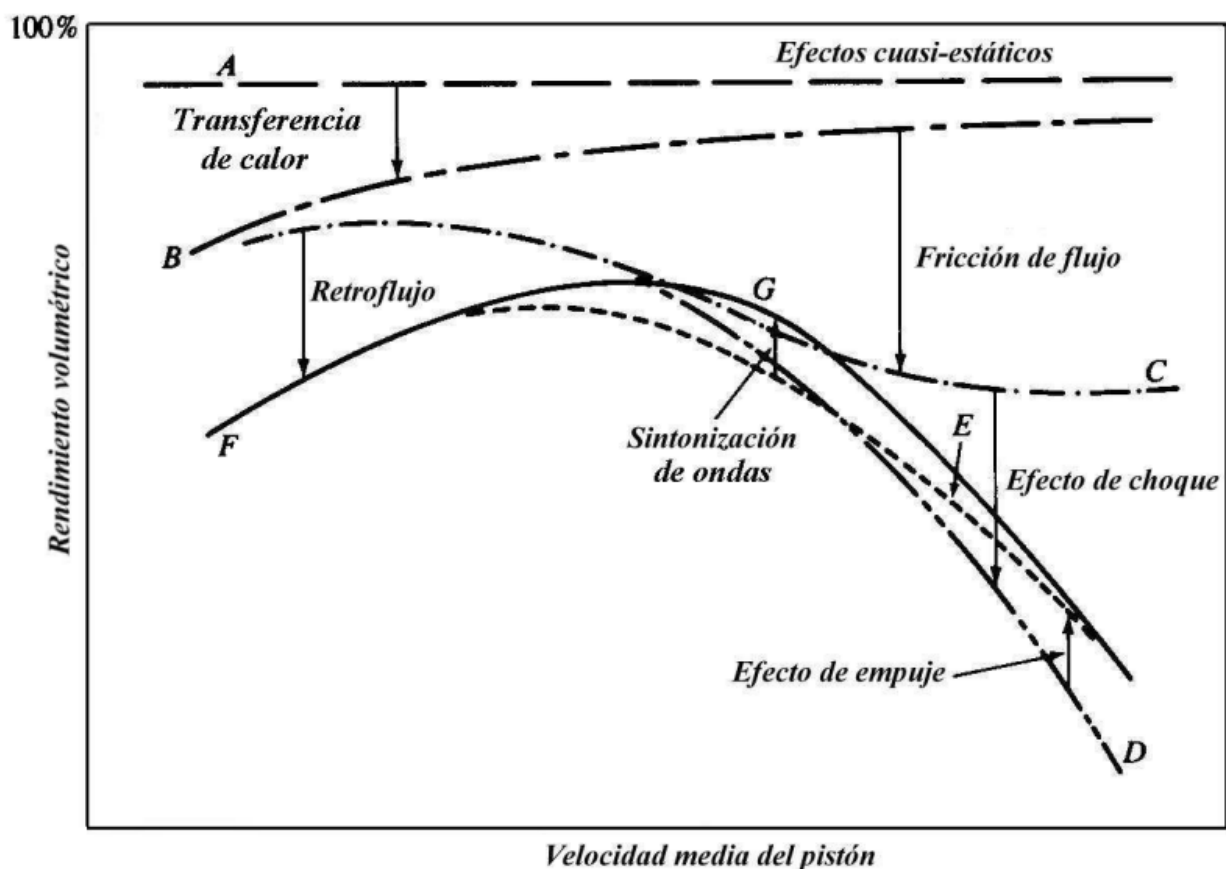


Fig. 7. Efectos cuasi-estáticos que afectan el rendimiento volumétrico. [6]

3.5.2 Efecto del grado de carga sobre el rendimiento volumétrico.

El porcentaje de carga (%LOAD) es un parámetro que expresa la relación entre la cantidad de aire efectivamente admitida por el motor y la cantidad máxima teórica que podría ingresar en condiciones ideales de referencia. Este valor permite cuantificar qué tan cerca se encuentra el motor de operar a plena capacidad.

En el motor Isuzu 4JH1-TC, el cálculo del porcentaje de carga es realizado por la unidad de control electrónico (*ECM*), que emplea como variables principales la presión absoluta en el colector de admisión (sensor *MAP*) y la velocidad de giro del motor (sensor *CKP*).

A partir de estas señales, la *ECM* determina la masa de aire admitida en cada ciclo y la compara con la masa de aire teórica máxima correspondiente a las condiciones de operación, para el caso de Medellín-Colombia, la presión atmosférica es $P_{atm} = 85 \text{ kPa}$ y temperatura ambiente $T_{amb} = 25^\circ\text{C}$.

El resultado se transmite a través del PID 04 del sistema *OBD-II*, donde se presenta como el parámetro “Calculated Engine Load”.

De manera simplificada, el cálculo puede expresarse como:

$$\% \text{ de Carga} = \frac{m_{aire, real}}{m_{aire, teórica}} \times 100$$

Donde:

- $m_{aire, real}$ corresponde a la masa de aire efectivamente aspirada en función de la presión en el colector de admisión y la cilindrada del motor.
- $m_{aire, teórica}$ corresponde a la masa máxima que se alcanzaría con llenado completo a condiciones de referencia: presión atmosférica de 85,4 kPa y temperatura de 25 °C (298 K).

Este valor, obtenido mediante OBD, es fundamental para el análisis del rendimiento volumétrico, ya que refleja la proporción de aire admitida respecto a la capacidad máxima del motor.

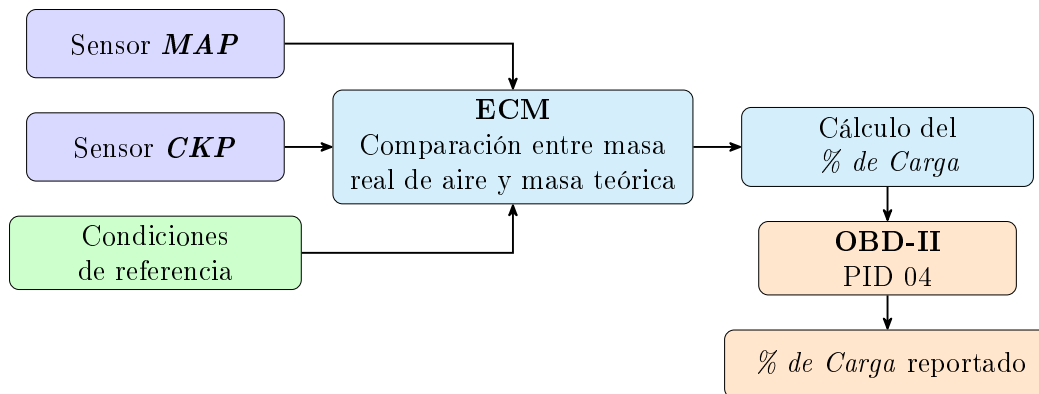


Fig. 8. Esquema del cálculo del % de Carga a partir de las señales *MAP* y *CKP*.

El grado de carga de un motor influye directamente en el rendimiento volumétrico, ya que determina la cantidad de aire que debe ser admitida en los cilindros.

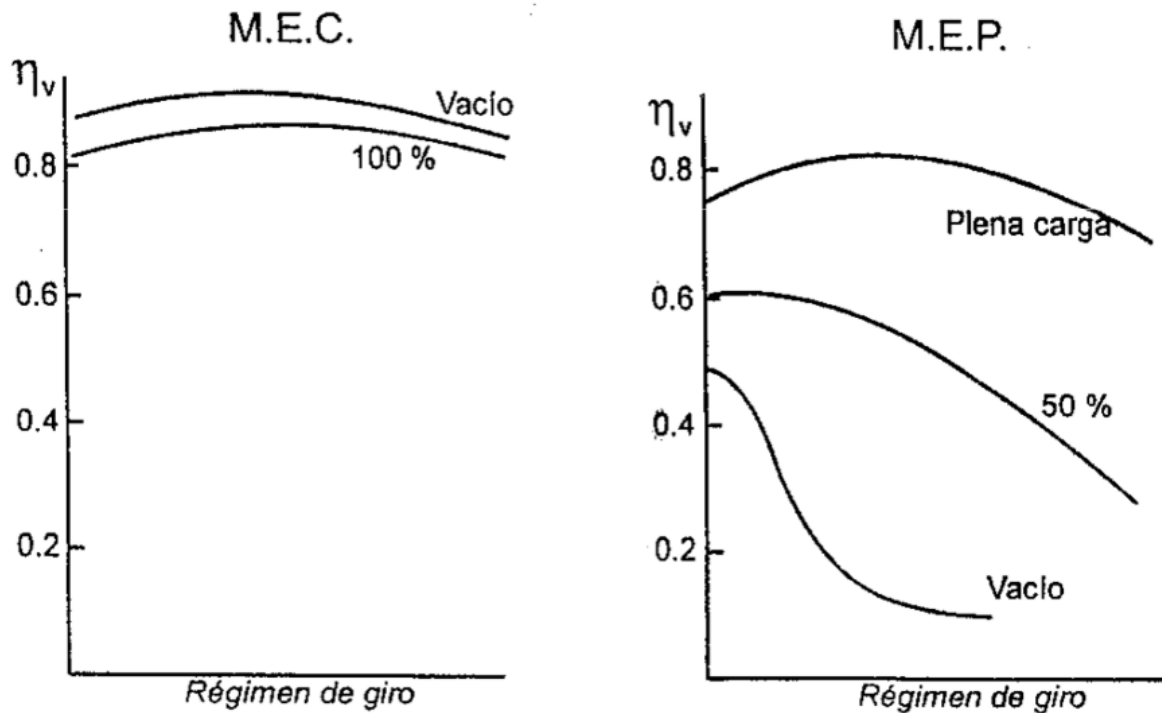


Fig. 9. Influencia del grado de carga sobre el rendimiento volumétrico.

En condiciones de alta carga, los flujos de aire se incrementan, lo que puede generar mayores pérdidas por fricción e inercia. Sin embargo, esto también favorece un mejor aprovechamiento de la inercia del aire en el sistema de admisión. Además, existen otros factores que impactan el rendimiento volumétrico, tales como:

- Efecto de la temperatura: Tanto el aumento de la temperatura del aire como el incremento en la temperatura del refrigerante reducen la densidad del aire, afectando la interacción fluido-pared, lo que resulta en una disminución del rendimiento volumétrico.
- Dosado: En motores de encendido por compresión (MEC), un mayor dosado reduce el rendimiento volumétrico.
- Presión atmosférica y humedad: Su impacto es mínimo en condiciones estándar.
- Vaporización del combustible: Principalmente en motores de encendido provocado (MEP), pero no influye en motores MEC o con combustibles gaseosos.

3.5.3 Efecto del sistema de distribución sobre el rendimiento volumétrico.

El sistema de distribución es muy importante para optimizar el llenado de los cilindros y reducir el trabajo de bombeo, mejorando así el rendimiento volumétrico.

Las válvulas deben abrirse y cerrarse en momentos específicos, dependiendo del régimen de giro y el grado de carga.

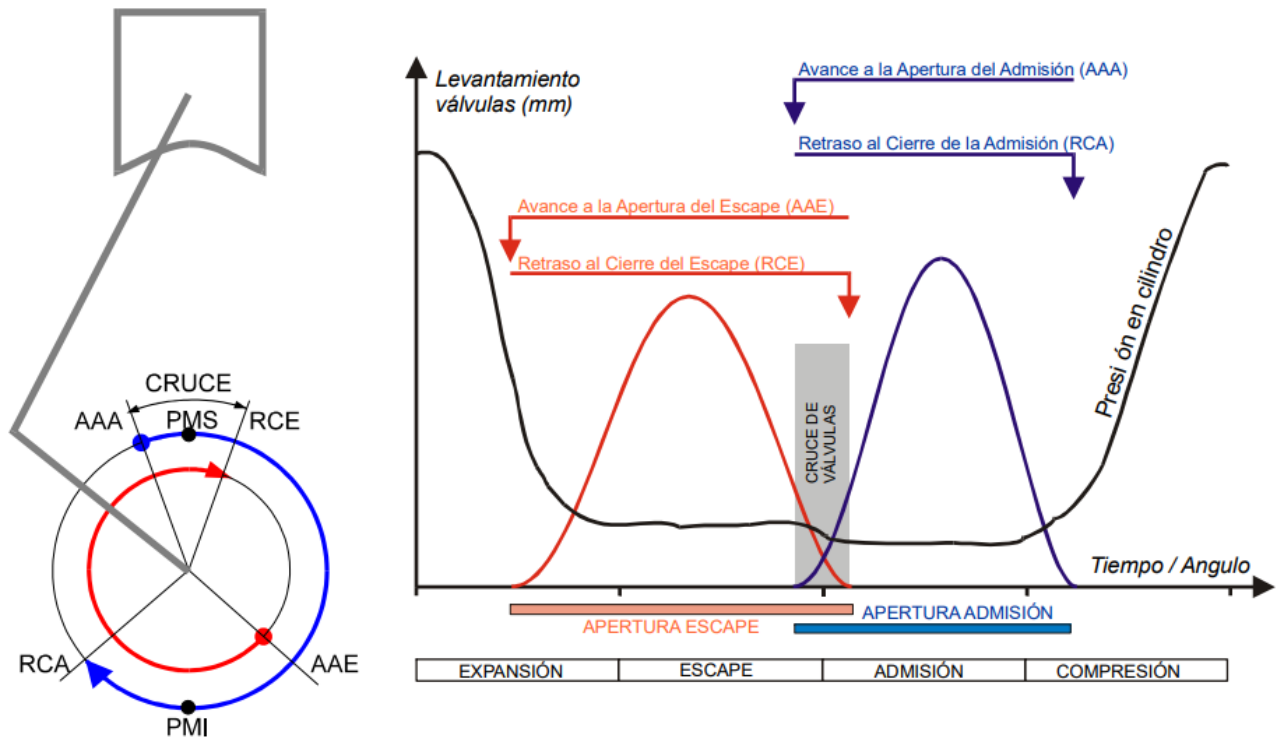


Fig. 10. Efecto del sistema de distribución en el rendimiento volumétrico.

- Factores importantes del sistema de distribución:
 - Ángulos óptimos: Los ángulos de apertura y cierre de válvulas dependen del régimen de giro y del grado de carga.
 - *RCA* elevado: Con el objetivo de aprovechar la inercia del flujo de aire a altas revoluciones, sin embargo, esto puede generar reflujos en bajas revoluciones.
 - *AAE* óptimo: Buscando obtener un equilibrio entre el menor trabajo de bombeo (*AAE*) y el mayor trabajo producido durante la expansión.
 - Sistema de distribución variable: Incluyen ajustes en el levantamiento de válvulas, desfase y duración de apertura.

3.5.4 Impacto del uso de GNV en modo dual sobre el rendimiento volumétrico.

Los combustibles gaseosos como el GNV, ocupan entre un 4 % y un 15 % del volumen que podría ser ocupado por aire, esto implica pérdidas de potencia en torno al **9,5 %** [6].

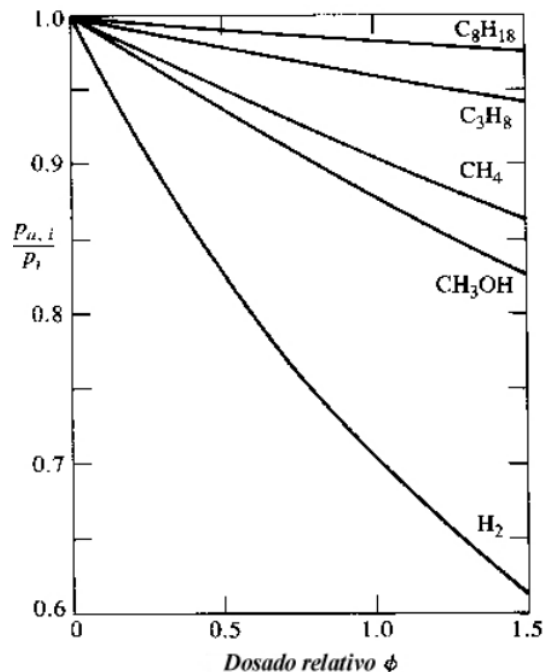


Fig. 11. Factores estacionarios que afectan el rendimiento volumétrico.

I Efectos de vaporización del combustible:

En motores que utilizan gasolina, la vaporización enfría la mezcla, reduciendo la temperatura del aire y mejorando el rendimiento volumétrico (10°C con gasolina y hasta 30°C con metanol).

Este efecto no se presenta con combustibles gaseosos como el *GNV*. En cambio, el diésel, debido a su baja volatilidad, experimenta una vaporización limitada, lo que reduce el efecto de enfriamiento. Como resultado, se requieren altas presiones de inyección para lograr una correcta atomización y mezcla.

II Pérdida de densidad de potencia:

La densidad de potencia se ve afectada por factores como la calidad de la mezcla aire-combustible y la capacidad del sistema de admisión para mantener una presión adecuada. La pérdida de densidad de potencia puede minimizarse empleando tecnologías como:

- Sistemas de inyección electrónica.
- Sistemas de distribución variable.
- Culatas multiválvulas.
- Aumento de la sección de válvula de admisión.
- Turbo-alimentación para incrementar la densidad del aire de admisión.

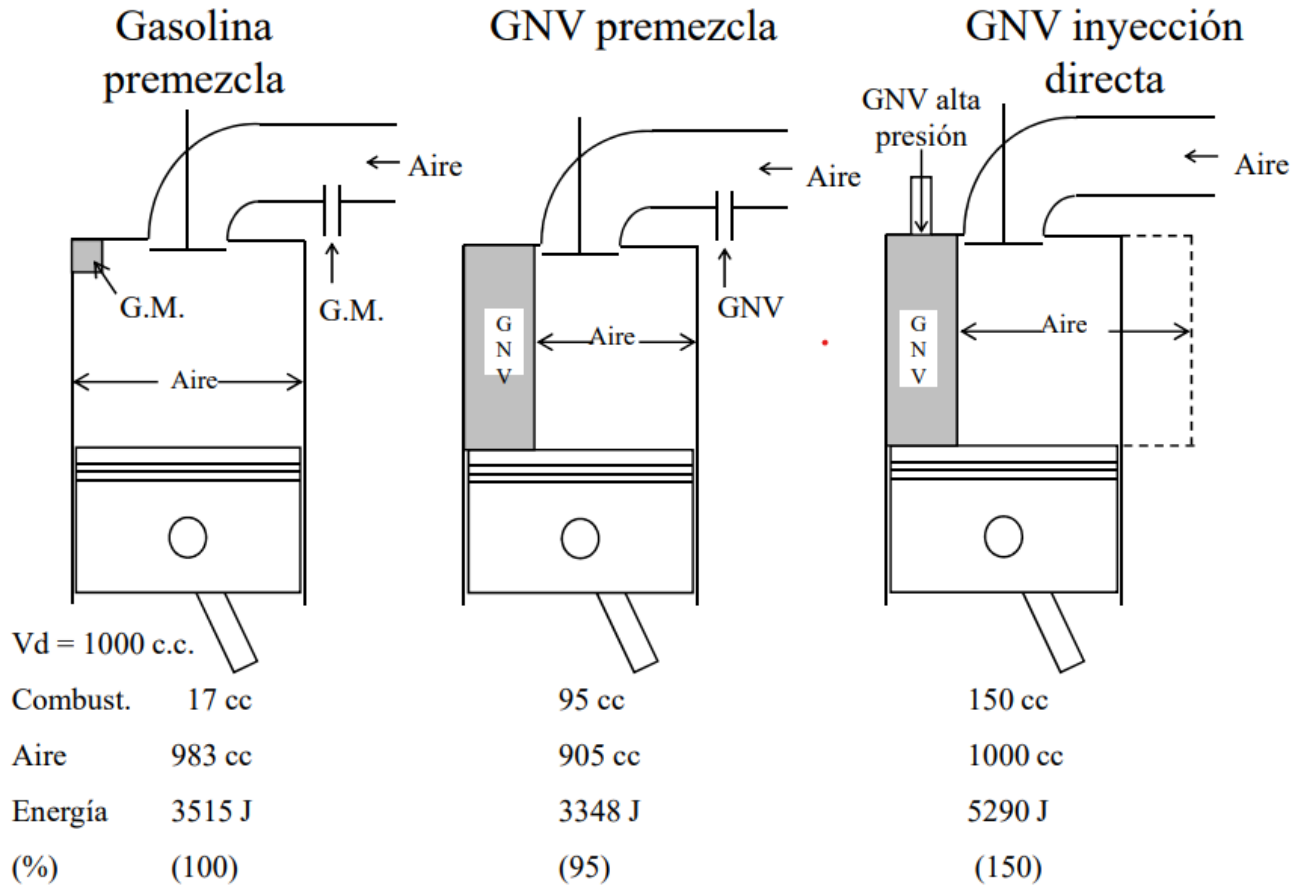


Fig. 12. Impacto en la densidad de potencia con el uso de combustibles gaseosos.

3.6 RELACIÓN ENTRE PARÁMETROS DE DESEMPEÑO.

La *Eficiencia Volumétrica* es clave en motores de cuatro tiempos, ya que la potencia efectiva se relaciona directamente con ella según:

$$N_e = \frac{\eta_v \cdot \rho_{a,ref} \cdot V_d \cdot (F/A) \cdot \eta_{f,b} \cdot Q_{HV} \cdot n}{n_R} \quad (10)$$

Donde:

- N_e : Potencia efectiva.
- η_v : Eficiencia volumétrica.
- $\rho_{a,ref}$: Densidad del aire.
- V_d : Volumen desplazado.
- F/A : Relación combustible/aire.
- $\eta_{f,b}$: Eficiencia del combustible.
- Q_{HV} : Poder calorífico.
- n : Velocidad de rotación.
- $n_R = 2$: Revoluciones del cigüeñal por carrera de potencia en un motor 4 tiempos.

El torque y la presión media efectiva (mep) también dependen de η_v :

$$T = \frac{\eta_v \cdot \rho_{a,ref} \cdot V_d \cdot (F/A) \cdot \eta_{f,b} \cdot Q_{HV}}{2\pi \cdot n_R} \quad (11)$$

$$mep = \eta_v \cdot \rho_{a,ref} \cdot (F/A) \cdot \eta_{f,b} \cdot Q_{HV} \quad (12)$$

Las ecuaciones 10, 11 y 12 destacan cómo η_v influye directamente en la potencia y el torque generados por un motor de combustión interna debido a los siguientes factores:

- I Maximización del aire inducido por cilindro mediante una alta densidad y eficiencia volumétrica.
- II Optimización de la relación combustible/aire para aprovechar al máximo el aire disponible.
- III Minimización de las pérdidas mecánicas mediante la reducción de la fricción.
- IV Logro de alta potencia mediante una velocidad media del pistón adecuada.

Técnicas como la sobre-alimentación y la turbo compresión incrementan la densidad del aire, lo que aumenta el flujo y la potencia del motor. Sin embargo, la cantidad de aire inducido sigue limitando la cantidad de combustible quemado [7].

3.7 CÁLCULO DE LA PRESIÓN POLITRÓPICA.

Consiste en el cálculo teórico de la presión al interior del cilindro, basado en las ecuaciones del *Método del Coeficiente Politrópico*, según la geometría del pistón del motor. Este método utiliza la relación:

$$P \cdot V^n = Constante \quad (13)$$

- P : Presión del gas.
- V : Volumen del gas.
- n : Coeficiente politrópico, típicamente $n = 1.2$, para el proceso de compresión de **solo aire**. [8]

El *coeficiente politrópico* describe un proceso en el que ocurren simultáneamente *transferencia de calor* (Q) y *trabajo mecánico* (W). Este modelo es útil para analizar procesos reales que no siguen estrictamente un comportamiento ideal, ya que el coeficiente n clasifica el proceso como:

- $n = 0$: Proceso isobárico (presión constante).
- $n = 1$: Proceso isotérmico (temperatura constante).
- $n = \gamma$: Proceso adiabático reversible, donde $\gamma = c_p/c_v$.

La presión instantánea dentro del cilindro, en función del ángulo de giro Θ , se calcula mediante las siguientes ecuaciones:

$$P_{intake} \cdot (V_{max})^n = P_{\Theta} \cdot (V_{\Theta})^n \quad (14)$$

$$P_{intake} \cdot (r_c)^n = P_{TDC} \quad (15)$$

Donde:

- P_{Θ} : Presión al interior del cilindro en función del ángulo de giro del cigüeñal (Θ).
- V_{Θ} : Volumen instantáneo del cilindro en función del ángulo de giro del cigüeñal.
- r_c : Relación de compresión del motor.
- P_{TDC} : Presión en el punto muerto superior, es la presión alcanzada cuando el volumen es mínimo.

3.8 ADQUISICIÓN Y PROCESAMIENTO DE LA SEÑAL DE PRESIÓN.

La señal de presión en el cilindro es una variable clave para analizar el rendimiento de los motores de combustión interna. Este análisis comprende dos etapas principales: la adquisición y el procesamiento de la señal.

3.8.1 Adquisición de la señal de presión.

Su medición permite optimizar la eficiencia, la potencia de salida, las emisiones contaminantes y la vida útil del motor.

- I Instalación del sensor: Se inserta el sensor de presión a través del puerto de la bujía, asegurando un sellado adecuado para evitar pérdidas.
- II Configuración del sistema: El sensor se conecta a un osciloscopio que gráfica la presión en función del tiempo y del ángulo del cigüeñal.
- III Pruebas de compresión: Se evalúan condiciones estáticas con el motor apagado y dinámicas (como los "snap tests") para identificar fallos relacionados con válvulas, anillos o flujo de admisión. [9], [10]

3.8.2 Procesamiento de la señal de presión.

Tras la adquisición, la señal es procesada para extraer información útil y garantizar su precisión. Este procesamiento incluye:

- Filtrado: Se aplica el método de Savitzky-Golay para suavizar la señal y eliminar ruido de alta frecuencia. [11]
- Referenciado vertical: La señal se ajusta utilizando la presión de admisión como referencia.
- Promediado cíclico: Se analizan alrededor de 500 ciclos para obtener una curva representativa.
- Análisis de la curva de presión: Se examina la forma de la onda para identificar problemas como fugas en válvulas o restricciones en el flujo.

3.9 FILTRADO Y ESTADO DE OPERACIÓN DEL MOTOR.

El software *PicoScope*, utilizado en conjunto con el transductor *WPS500X*, ofrece herramientas para eliminar el ruido de las señales captadas. Esto permite suavizar las curvas y analizar las fluctuaciones en las señales de presión.

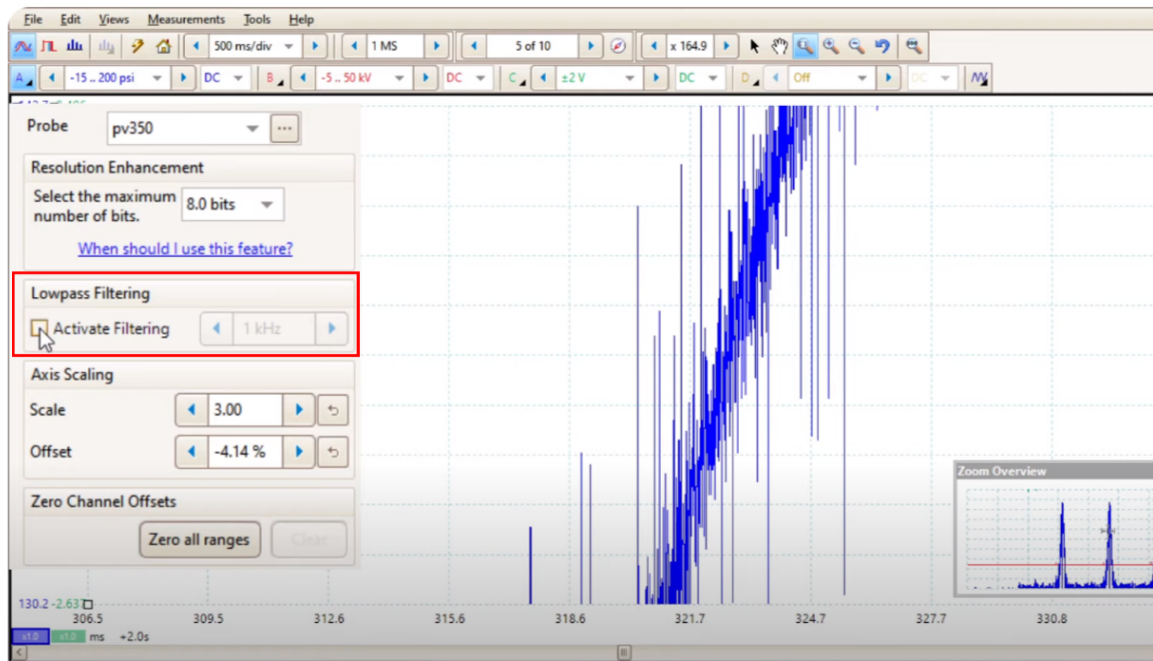


Fig. 13. Filtrado de los datos recopilados mediante el software *PicoScope*.

El análisis de las ondas de presión puede detectar problemas en componentes específicos del motor como:

- a) Restricciones parciales en la válvula de admisión: Reducen el flujo de aire, disminuyendo la densidad de la mezcla y reduciendo la potencia desarrollada por el motor.

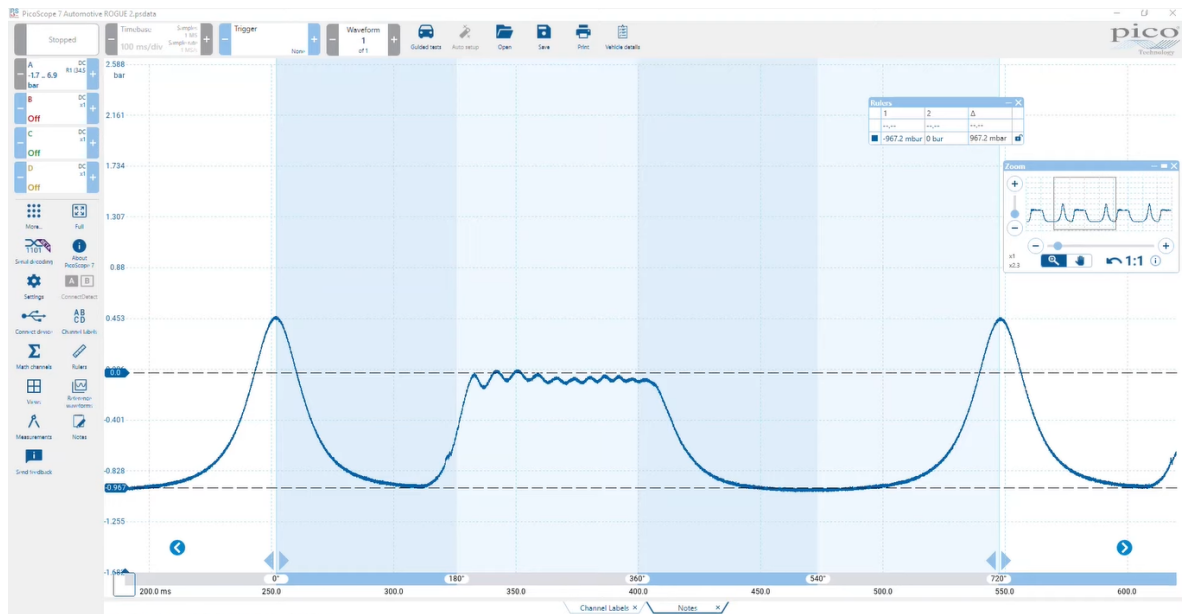


Fig. 14. Impacto de restricciones en la válvula de admisión en la onda de presión.

Esto se evidencia con la obtención de bajos valores de presión durante la etapa de compresión.

- b) Apertura incompleta en la válvula de escape: Produce acumulación de gases residuales y picos secundarios de presión.

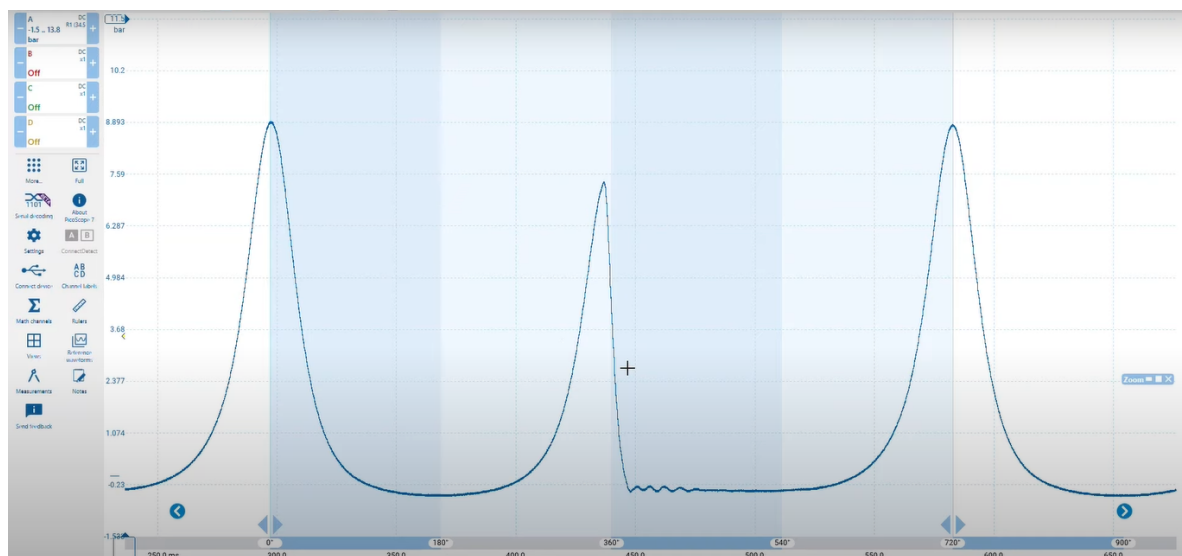


Fig. 15. Impacto de fallas en la válvula de escape en la onda de presión.

Esto afecta la eficiencia de la admisión y aumenta las temperaturas dentro del cilindro.

3.10 ADQUISICIÓN DE LAS SEÑALES DE INYECCIÓN DE COMBUSTIBLE.

El motor *4JH1-TC* de ISUZU, cuenta con un sistema *Common Rail*, el cual se basa en la separación entre la generación de presión y la inyección del combustible. La presión se produce en una bomba de alta presión y se acumula en un conducto común denominado *rail*, desde donde se distribuye a los inyectores. Cada inyector es controlado electrónicamente por la *ECM* del motor, la cual mediante la unidad *PSG* regula el inicio, la duración y la cantidad de combustible inyectado.

Este diseño responde a la necesidad de mejorar la eficiencia de la combustión y cumplir con las normativas de emisiones internacionales, permitiendo una atomización más fina del combustible, lo que se traduce en menor consumo específico, reducción de emisiones contaminantes, menor ruido de combustión, entrega de potencia más uniforme y eficiente en cualquier condición de operación.

3.10.1 Principio de funcionamiento del sistema *Common Rail*.

La bomba de baja presión transporta el combustible desde el depósito hasta la bomba de alta presión, la cual lo comprime hasta valores de 1600–1800 [bar] y lo envía al *rail*. En la entrada de la bomba de alta presión, la válvula de control de caudal (*IMV*) regula la cantidad de combustible a comprimir, evitando pérdidas energéticas innecesarias. Antes de llegar a la bomba, el combustible pasa a través del filtro, que elimina impurezas y garantiza la protección de los componentes. El circuito también incorpora un Venturi, encargado de estabilizar el flujo de retorno y favorecer la recirculación hacia el depósito.

El *rail* funciona como acumulador, manteniendo la presión constante y disponible para los inyectores. En determinados casos, la válvula de alta presión (*HPV*) actúa como dispositivo de seguridad y control, liberando el exceso de presión para proteger el sistema.

Los inyectores electrónicos, son gestionados por el módulo de control del motor (*ECM*) a través de la unidad de control *PSG*, administrando con gran precisión el inicio, la duración y la cantidad de combustible en cada inyección. Esta estrategia permite realizar preinyecciones, inyección principal y postinyecciones que optimizan la combustión y minimizan las emisiones.

El sistema se complementa con múltiples sensores: presión del rail (*FRP*), temperatura del combustible (*FTS*), temperatura del aire de admisión (*IAT*), posición del acelerador (*TPS*), posición del árbol de levas (*CMP*) y ángulo del cigüeñal (*CKP*). La información suministrada por estos sensores, permiten que la *ECM* ajuste en tiempo real el caudal y la presión de inyección, garantizando que el motor mantenga un equilibrio entre potencia, eficiencia y cumplimiento de las normativas de emisiones.

En la Figura 16 se muestra un diagrama simplificado del sistema de inyección *Common Rail* del motor Isuzu 4JH1-TC, en el cual se ilustran sus elementos principales. La Tabla II complementa la representación gráfica al enumerar y describir cada componente del esquema.

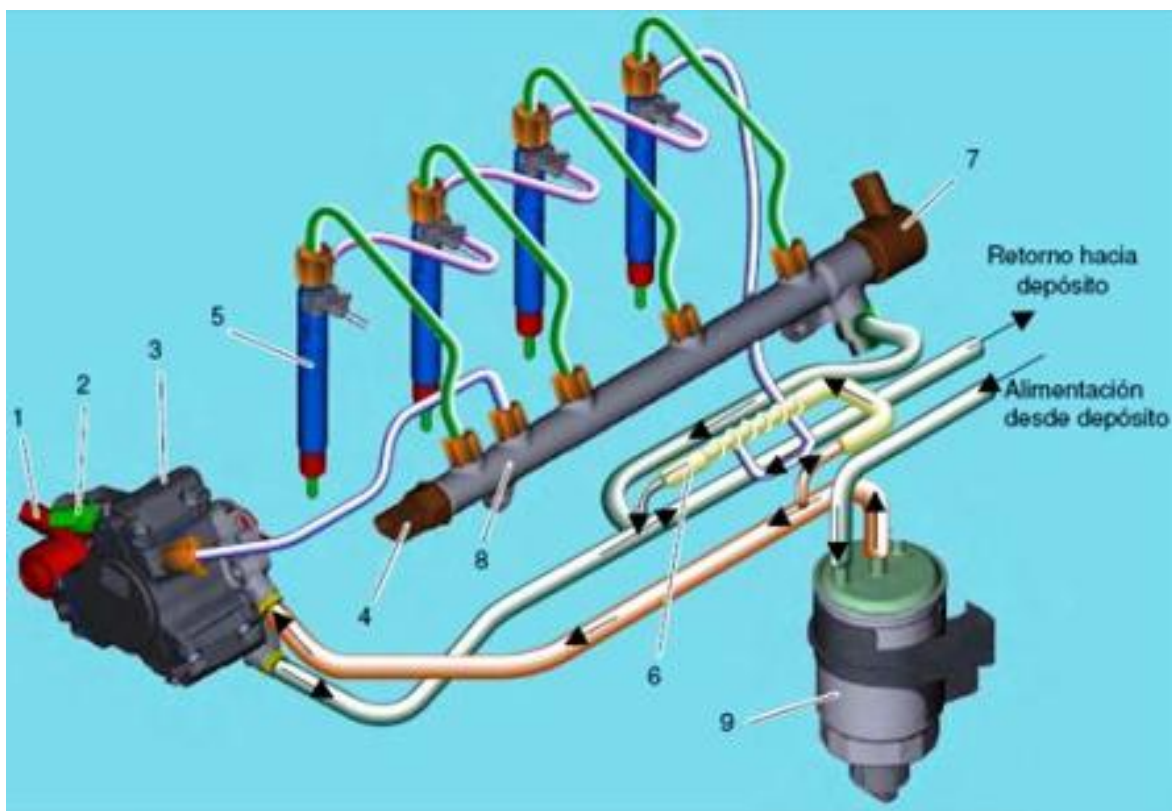


Fig. 16. Esquema general del sistema de inyección *Common Rail* del motor ISUZU 4JH1-TC.

TABLA II
COMPONENTES DEL SISTEMA DE INYECCIÓN COMMON RAIL.

N°	Componente
1	IMV (Inlet Metering Valve - Válvula de control de caudal)
2	FTS (Fuel Temperature Sensor - Sensor de temperatura de combustible)
3	Bomba de alta presión
4	FRP (Fuel Rail Pressure sensor - Sensor de presión del rail)
5	Inyector
6	Venturi
7	HPV (High Pressure Valve - Válvula de alta presión)
8	Rail
9	Filtro de combustible

3.10.2 Gestión electrónica del sistema de inyección.

En el motor Isuzu *4JH1-TC*, las señales provenientes de los sensores son recibidas y procesadas por el módulo de control del motor (*ECM*). Dentro de este módulo se integra la unidad *PSG*, encargada de interpretar la información suministrada por la *ECM* y de enviar las órdenes de actuación.

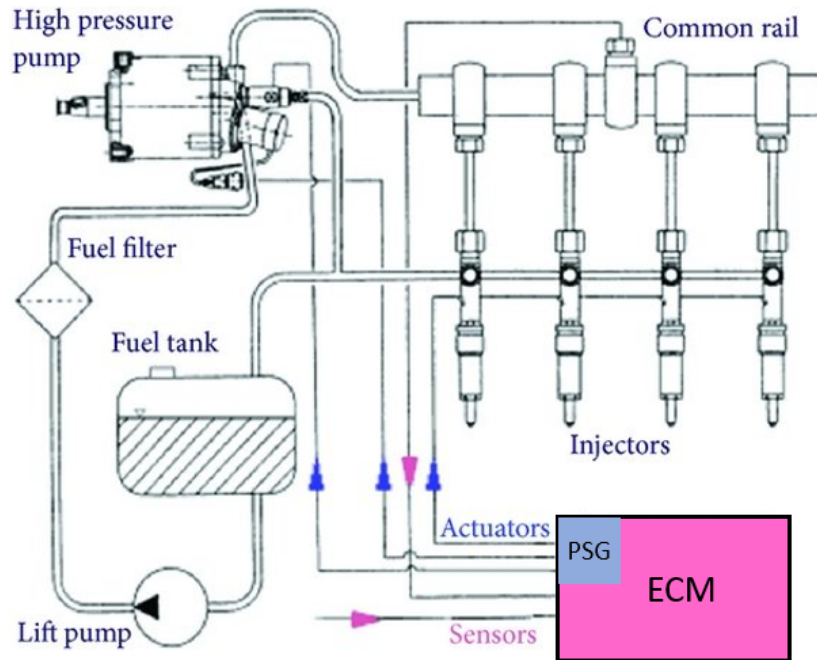


Fig. 17. Esquema del sistema de inyección de combustible.

La unidad *PSG* gestiona las señales de control que accionan los solenoides de los inyectores, los actuadores de la bomba de alta presión y la válvula de control de caudal (*IMV*), asegurando una dosificación precisa y estable del combustible. Dicho esto, se debe aclarar que:

1. El módulo de control del motor (*ECM*), se encarga de analizar continuamente los datos provenientes de los sensores *CKP*, *CMP*, *MAF* y *MAP*. Con esta información, el módulo *ECM* ajusta en tiempo real los parámetros de inyección para optimizar el rendimiento del motor.
2. La unidad de control de la bomba de inyección (*PSG*), regula el suministro de combustible y controla la operación de la bomba de alta presión. La unidad *PSG* recibe señales de diversos sensores, que permiten monitorear variables clave del sistema de inyección como:
 - La posición del árbol de levas (*CMP*).
 - La temperatura del combustible (*FTS*).
 - La velocidad de la bomba de inyección (señal *MAB* - Figura 18).

Con esta información y la señal "*TDC signal*" proveniente del módulo *ECM*, la unidad *PSG* genera la señal "*High Pressure Solenoid Operating Signal*" (Figura 18).

El sistema de inyección del motor Isuzu *4JH1-TC* emplea módulos que operan con mapas preprogramados para definir su comportamiento en distintas condiciones de funcionamiento [12].

Estos módulos en conjunto con las señales proporcionadas por los sensores, aseguran una gestión precisa de la inyección y una respuesta óptima del motor a lo largo de todo su rango operativo. En la Figura 18 se presentan tres de estas señales, cuya funcionalidad se describe a continuación:

- *High Pressure Solenoid Operating Signal*: Es enviada por la unidad *PSG* a los solenoides que controlan la apertura de los inyectores. Esto ocurre el momento exacto en que debe ocurrir la combustión, regulando el suministro de combustible de acuerdo con las *RPM* y el porcentaje de carga del motor, que son indicadas por el módulo *ECM*.
- *MAB Signal*: Es la señal enviada desde la unidad *PSG* al módulo *ECM* para controlar el solenoide que acciona la *IMV* (Válvula de control de caudal). Esta señal cumple dos funciones principales:
 - I. Sirve como referencia para el módulo *ECM*, proporcionando información sobre la velocidad de la bomba de inyección y como respaldando de la señal proveniente del sensor CKP.
 - II. Actúa para interrumpir el suministro de combustible y apagar el motor, asegurando la detención adecuada del sistema de inyección cuando sea necesario.
- *TDC signal*: El módulo *ECM* basado en la lectura del sensor *CKP*, envía la *TDC signal* a la unidad *PSG* para coordinar la inyección de combustible. Esta señal permite ajustar la inyección de combustible en función de las *RPM* del motor. Mediante un diferencial de voltaje en la señal *TDC*, el módulo *ECM* indica a la unidad *PSG* el tiempo durante el cual el inyector debe permanecer abierto, controlando así la dosificación del flujo de combustible.

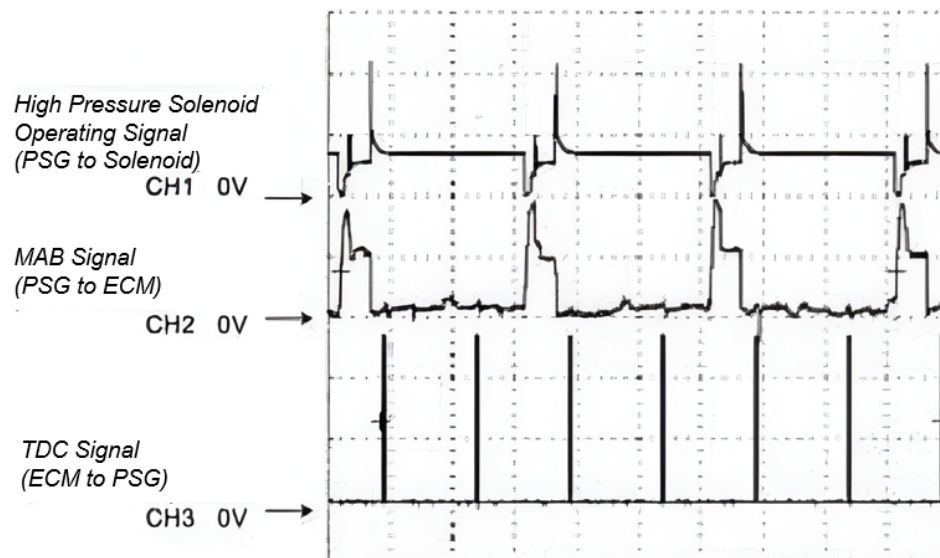


Fig. 18. Señales del sistema de gestión de inyección de combustible. Adaptado de [12].

4 ESTADO DEL ARTE

4.1 IMPORTANCIA DEL PROCESO DE RENOVACIÓN DE LA CARGA EN MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVOS (MCIA).

La renovación de la carga en motores de combustión interna alternativos (MCIA) es un proceso que implica la expulsión de los gases quemados y la admisión de una nueva mezcla de aire y combustible en el cilindro. Este proceso impacta directamente la eficiencia, el desempeño y las emisiones del motor. Factores como la presión y la temperatura dentro del cilindro, la sincronización y la composición de la mezcla influyen en la calidad de la renovación de la carga.

Estudios previos han abordado el fenómeno de la renovación de carga en condiciones de operación específicas, pero aún existe un vacío en el análisis de condiciones de arranque en frío, particularmente bajo las condiciones atmosféricas de Medellín, Colombia.

Por otro lado, [13] menciona que los fenómenos de ondas de presión en motores aspirados naturalmente tienen un impacto significativo en la dinámica de los gases. Estas ondas, generadas por fluctuaciones de presión en los colectores de admisión y escape, pueden ser manipuladas para maximizar el llenado del cilindro y mejorar el rendimiento volumétrico.

En este estado del arte, se exploran los avances en metodologías teóricas y experimentales orientadas a la comprensión del proceso de renovación de carga. Además, se revisan dispositivos y técnicas de medición que facilitan un análisis detallado de este fenómeno, con el fin de proporcionar una visión completa de los enfoques actuales en su estudio.

4.2 METODOLOGÍAS SOBRE EL PROCESO DE RENOVACIÓN DE LA CARGA.

4.2.1 Metodologías con enfoques teóricos.

Los enfoques teóricos se han centrado en modelos numéricos y simulaciones para predecir el flujo de gases y la renovación de carga en MCIA. [14] proponen un modelo de acción de ondas con ecuaciones de flujo homentrópico, mejorando la precisión en fenómenos transitorios.

[15] analizan la renovación de carga en motores alternativos, enfocándose en la sincronización de válvulas y su impacto en el rendimiento volumétrico y la admisión. Este estudio aporta al análisis de arranques en frío.

En motores dual fuel, [16] implementan una estrategia de sobre-alimentación, mejorando la admisión de carga fresca en ciclos de alta demanda, optimizando la eficiencia volumétrica.

[17] usan técnicas de frontera móvil y simulación CFD para modelar el comportamiento de motores alternativos, destacando el impacto del diseño de válvulas en la eficiencia de la admisión, especialmente en condiciones de arranque en frío.

4.2.2 Metodologías con enfoques experimentales.

Los estudios experimentales han utilizado transductores de presión y osciloscopios para analizar motores. La Escuela Politécnica de Chimborazo usó el transductor *WPS500X* y el *PicoScope 4225* para medir la presión en condiciones de baja temperatura [18].

[19] utilizan el *PicoScope 2204A* y el transductor *P265* para medir la presión en motores bajo condiciones normales de operación, analizando el pico de compresión y la simetría de apertura y cierre de válvulas. Estas mediciones proporcionan un diagnóstico visual preciso, útil para entender la renovación de carga en arranques en frío y diferentes RPM.

4.3 TÉCNICAS DE MEDICIÓN DE PRESIÓN AL INTERIOR DEL CILINDRO.

La tecnología en sensores y transductores de presión ha experimentado avances significativos, mejorando la precisión de las mediciones en motores de combustión interna alternativos (MCIA). Empresas como *Kistler*, *PicoScope*, *AVL*, *PCB Piezotronics*, y *Meggitt Sensing Systems* han desarrollado sensores de presión robustos, diseñados para soportar altas temperaturas y brindar datos en tiempo real sobre el comportamiento de la carga dentro del cilindro. Estos dispositivos permiten capturar dinámicas complejas del flujo de gases, incluyendo el rendimiento volumétrico y los efectos de la geometría de las válvulas en el proceso de renovación de carga.

Un estudio realizado por la Universidad de Cantabria evalúa la eficacia de llenado en motores de cuatro tiempos, destacando cómo el rendimiento volumétrico y las condiciones atmosféricas afectan la admisión de aire en motores atmosféricos y sobrealimentados. Este análisis enfatiza la importancia de la geometría del colector de admisión y la sincronización de válvulas en la eficiencia de la renovación de carga [20].

Adicionalmente, [21] con el grupo de investigación *GASURE*, desarrollo un trabajo que explora el uso de transductores de presión piezoeléctricos y piezoresistivos en motores de combustión para analizar la señal de presión y su tratamiento. El estudio emplea captadores piezoeléctricos *Kistler 6125B* y piezoresistivos *Kistler 4005B*, junto con un *codificador angular*, para obtener parámetros precisos como la presión máxima, la tasa de incremento de presión y el ángulo de presión máxima. Este enfoque permite optimizar la eficiencia y el diagnóstico de fallas mediante el filtrado de la señal, el referenciado vertical y horizontal, y el tratamiento cíclico de los datos obtenidos en condiciones controladas de carga y velocidad.

4.4 IDENTIFICACIÓN DE ANOMALÍAS EN LA RENOVACIÓN DE CARGA.

La identificación de patrones y anomalías en las curvas de presión es fundamental para diagnosticar problemas en la admisión y expulsión de gases en motores de combustión interna alternativos (MCIA). Este análisis se realiza observando las variaciones de presión durante el ciclo de operación del motor, especialmente en condiciones de arranque en frío.

En el video de [22], se exploran las técnicas de diagnóstico a través de oscilogramas de presión, donde el análisis de las formas de onda permite detectar irregularidades en el comportamiento de la presión en el cilindro que podrían indicar fallas en válvulas o desgaste en componentes del sistema de admisión.

Otro estudio de diagnóstico se encuentra en el trabajo de [23], el cual examina los patrones de presión y cómo ciertas anomalías pueden ser indicativas de problemas en el tiempo de apertura y cierre de las válvulas. Este tipo de análisis ayuda a identificar problemas de sincronización y eficiencia volumétrica, mejorando el diagnóstico de fallas y el mantenimiento preventivo en motores de combustión.

Estos materiales demuestran la importancia de utilizar herramientas de medición precisas como el transductor de presión y el osciloscopio para capturar y analizar las curvas de presión. Estos patrones permiten una observación detallada de la dinámica de los gases en el cilindro y ofrecen un marco confiable para el diagnóstico de fallas, especialmente en el arranque en frío y en otras condiciones operativas.

4.5 LIMITACIONES IDENTIFICADAS EN LA LITERATURA - ANÁLISIS DEL ESTADO DEL ARTE.

Los estudios revisados ofrecen un análisis detallado de los métodos de renovación de carga en motores de combustión interna alternativos (MCIA), aunque presentan limitaciones. A pesar de la existencia de modelos teóricos avanzados para simular este proceso, su precisión en condiciones específicas, como el arranque en frío bajo diversos climas, sigue siendo limitada.

Además, aunque los enfoques experimentales han sido útiles para obtener datos de presión, la falta de estudios en regiones con características atmosféricas específicas, como Medellín, resalta un vacío que este trabajo busca abordar.

El análisis del estado del arte revela que la renovación de carga es un proceso complejo influido por variables como temperatura, presión, geometría de las válvulas y su sincronización. Los estudios destacan la importancia de medir la presión en el cilindro para evaluar la eficiencia de la admisión de carga fresca, especialmente en arranques en frío.

Este trabajo contribuirá a validar y mejorar estos métodos usando herramientas avanzadas como el transductor *WPS500X* y el osciloscopio *PicoScope*, proporcionando datos precisos en condiciones poco exploradas y adaptados a regiones con climas como el de Medellín, Colombia.

4.6 IMPORTANCIA DE LOS HALLAZGOS DEL ESTADO DEL ARTE CON LA PRESENTE INVESTIGACIÓN.

Las metodologías revisadas y sus resultados proporcionan un marco conceptual y técnico que será adaptado y mejorado en la presente investigación. En particular, el análisis detallado de los enfoques experimentales y la instrumentación utilizada, como el transductor de presión *WPS500X* y el osciloscopio *PicoScope 2205A*, ofrecen una referencia precisa para validar los resultados experimentales de este estudio.

Estos dispositivos permitirán capturar y analizar las variaciones de presión en el cilindro durante el arranque en frío, generando datos relevantes que no solo permitirán comparar con los estudios previos en climas distintos, sino también ajustar las metodologías para condiciones específicas de la región.

Además, esta investigación abordará los vacíos en la literatura identificados en el estado del arte, como la necesidad de estudios en climas tropicales y altitudes como las de Medellín. La aplicación de técnicas y equipos precisos en el contexto de esta ciudad contribuirá a la generación de conocimiento sobre cómo los factores atmosféricos locales impactan la eficiencia y el comportamiento del motor durante la renovación de carga.

El presente trabajo no solo enriquecerá la comprensión de los fenómenos involucrados en el arranque en frío de motores de combustión interna, sino que también ofrecerá una metodología replicable y adaptable para estudios similares en otras regiones con características ambientales especiales.

5 METODOLOGÍA

Las pruebas se llevaron a cabo en el *Laboratorio Móvil de Ensayos para la Transición Energética*, el cual está abordo del vehículo *Chevrolet-ISUZU NHR REWARD*, un camión de carga ligera (<2144 [kg]) equipado con tecnología de recirculación de gases de escape (*EGR*) cumpliendo con normativa de emisiones EURO IV.



Fig. 19. Laboratorio móvil para la transición energética del Grupo GASUR.

El laboratorio está equipado con diversos dispositivos para medir los parámetros de operación del motor. Entre ellos, se encuentra el sistema de diagnóstico a bordo (OBD, *On-Board Diagnostics*), que permite la lectura de diferentes sensores como *CKP* (para determinar las revoluciones), *MAP* (encargado de la medición de presión absoluta del múltiple de admisión) y *MAF* (encargado de la medición del flujo de masa de aire), además de la medición de *temperatura del refrigerante* y el *% de carga* del motor.

El laboratorio móvil cuenta con instrumentos necesarios para realizar mediciones de presión al interior de los cilindros, mediante el *KIT TU-15* (compresímetro analógico, figura 68) y el transductor de presión *WPS500X* (figura 30).

5.1 MOTOR EVALUADO.

Las pruebas se realizaron en un motor de encendido por compresión (*MEC*) en condiciones ambientales promedio de Medellín, Colombia.

El motor evaluado es el *4JH1-TC* de 2999 cm³ con configuración de 4 cilindros en línea, sistema de inyección directa *Common Rail*, turbocompresor de geometría variable (*VGS*) e intercooler, así como un sistema de admisión que incorpora un filtro de aire de papel seco, Tablas III y IV. Los sistemas de admisión y escape están equipados con reguladores de flujo, los cuales optimizan la renovación de la carga y contribuyen a la reducción de las emisiones contaminantes [24].

La operación dual del motor, consiste en la utilización simultánea de dos combustibles: gas natural vehicular (*GNV*) como fuente principal de energía y *Diésel* como combustible piloto encargado de iniciar la combustión. Esta estrategia busca maximizar la sustitución de diésel sin comprometer la eficiencia del motor y reduciendo las emisiones de material particulado (*PM*) y óxidos de nitrógeno (*NO_x*).

La configuración empleada es la modalidad *PFI-DI* (Port Fuel Injection, Direct Injection), donde el gas natural se introduce en el múltiple de admisión mediante inyección en el puerto (*PFI*), formando una mezcla homogénea aire-*GNV* antes de ingresar a la cámara de combustión. Al final de la carrera de compresión, una pequeña cantidad de *Diésel* se inyecta directamente (*DI*) para detonar la mezcla mediante auto-ignición, actuando así como combustible piloto.

La arquitectura del sistema dual *PFI-DI* permite conservar la eficiencia térmica convencional de los motores diésel, al mismo tiempo que los beneficios ambientales y económicos del gas natural vehicular. Esta estrategia ha sido validada experimentalmente y se considera una solución viable para reducir las emisiones contaminantes sin modificar radicalmente la arquitectura original del motor. El sistema de conversión incluye los siguientes elementos:

- Dos cilindros de *GNV* (gas natural vehicular comprimido) de 50 litros cada uno, con una presión máxima de operación de 3600 [psi].
- Regulador de presión Bi-Gas, encargado de reducir la presión del *GNV* comprimido en el cilindro antes de su inyección en el puerto de admisión.
- Inyectores de *GNV*, ubicados en el puerto de admisión, para formar la mezcla aire-combustible homogénea.
- Sensor *MAP* para *GNV*, que mide la presión absoluta del *GNV* durante la admisión.
- Sensores de temperatura para los gases de escape.
- Unidad de control dual fuel (*DF ECU*), la cual se encarga de regular la operación del sistema dual, controlando los inyectores de *GNV* y emulando las señales de los sensores originales del motor (*APP*, *MAF*, *FPS*) para modificar la cantidad de diésel inyectada.

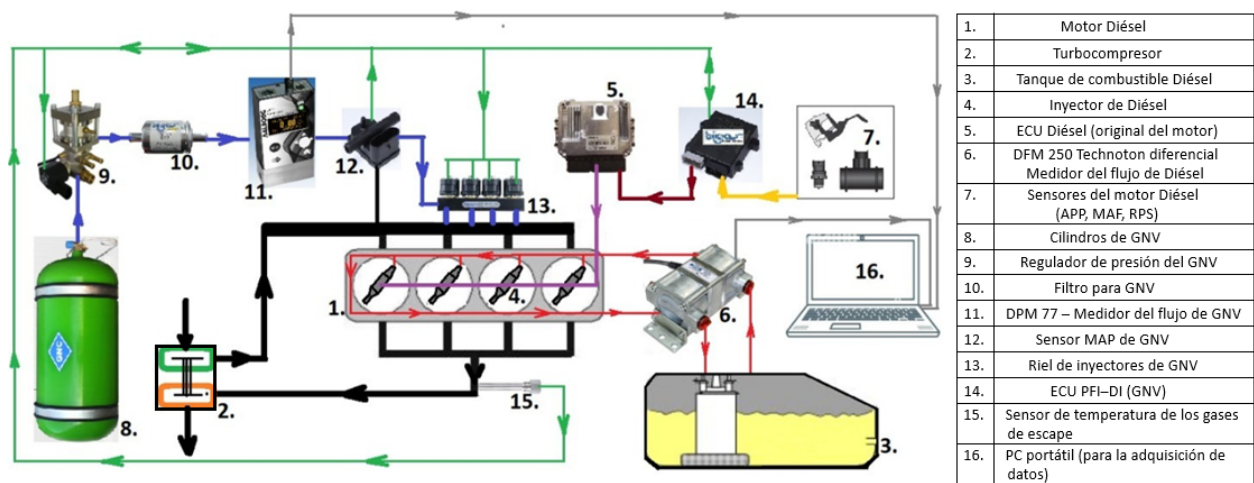


Fig. 20. Diagrama esquemático del sistema *Dual* y medición del consumo de combustible.

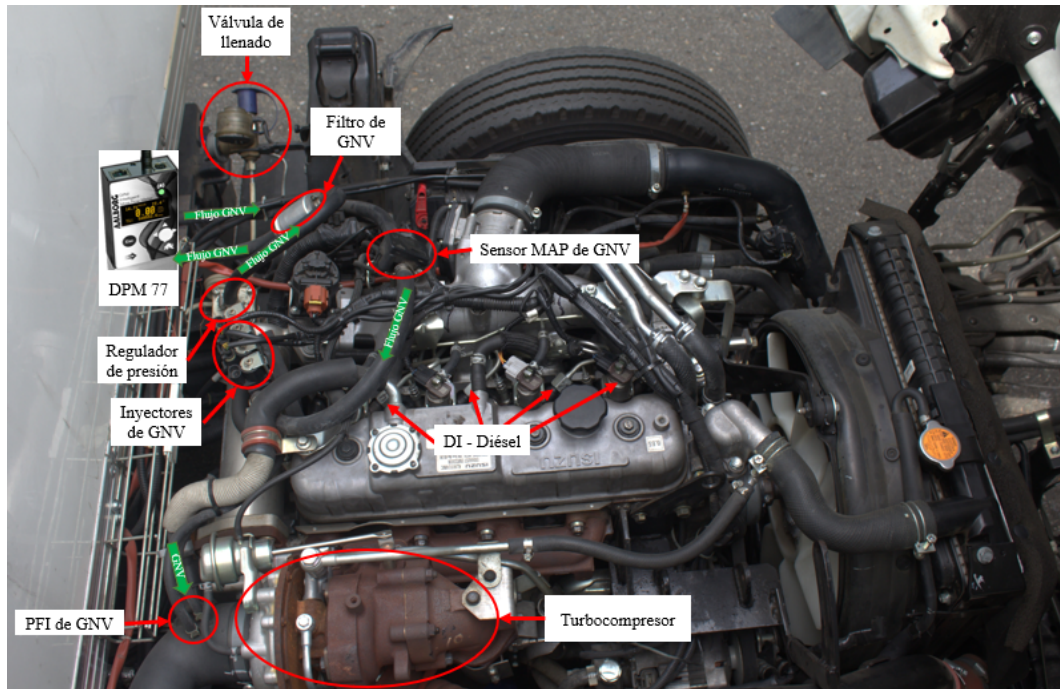


Fig. 21. Adaptación del sistema *Dual* al Motor *4JH1-TC*.

En operación dual, la unidad *DF-ECU* intercepta y emula las señales de los sensores *APP*, *MAF* y *FPS*, enviándolas a la *ECM* original del motor para modular la inyección de *Diésel* según las *RPM* y el % de carga. Mientras que la *ECM* original gestiona los inyectores de *Diésel*, la *DF-ECU* controla los inyectores de *GNV*, coordinando ambos sistemas para una combustión estable. Esta estrategia permite sustituir hasta un **23 %** de *Diésel* en conducción urbana bajo las condiciones de Medellín-Colombia, reduciendo las emisiones contaminantes sin comprometer el rendimiento del motor.

Este motor utiliza bujías de precalentamiento *GN061* (Figura 66) con rosca **M12x1.25**, ilustrada en la Figura 67 del ANEXO 1. Las especificaciones principales del motor *4JH1-TC* se muestran en las Tablas III y IV [25].

TABLA III
ESPECIFICACIONES Y DATOS PRINCIPALES DEL MOTOR 4JH1-TC - PARTE 1.

General	
Modelo de Motor	4JH1-TC
Tipo de Motor	Diésel, ciclo de cuatro tiempos
Dimensiones del Motor (mm): Largo x Ancho x Alto	767 x 589 x 707
Peso del Motor (kg): Con Aceite (7.0L) y Refrigerante (5.8L)	Aproximadamente 269
Configuración de Cilindros Número de Cilindros	En línea Cuatro Cilindros
Orden de Inyección de Combustible	1-3-4-2
Diámetro x Carrera (mm)	95.4 x 104.9
Desplazamiento Total (cc)	2999
Distancia entre el Diámetro (mm)	106.0
Relación de Compresión	18.3
Tipo de Cámara de Combustión	Inyección Directa
Forro del Cilindro	Tipo Seco
Velocidad en Ralentí (rpm)	700 $\pm$ 25
Velocidad Rápida en Ralentí (rpm)	750 $\pm$ 25
Velocidad Máxima del Motor a Plena Carga (rpm)	3600 $\pm$ 100
Velocidad Máxima del Motor sin Carga (rpm)	4200 $\pm$ 100
Sistema de Combustible	
Tipo de Bomba de Inyección	BOSCH VP44 (control electrónico)
Tipo de Boquilla de Inyección	Resorte Doble (boquilla de aguja)
Número de Orificios de Inyección	5
Diámetro del Orificio de Inyección	0.21 (mm)
Valor Diseñado de la Presión de Operación de la Boquilla de Inyección (MPa)	19.5 (1ra) 33.8 (2da)
Valor Ajustado de la Presión de Operación de la Boquilla de Inyección (MPa)	20.0 - 21.0 (1ra) 34.3 - 35.8 (2da)
Tipo de Filtro de Combustible	Cartucho de papel y separador de agua

TABLA IV
ESPECIFICACIONES Y DATOS PRINCIPALES DEL MOTOR *4JH1-TC* - PARTE 2.

Sistema de Válvulas	
Configuración de Válvulas	Válvulas en Cabeza
Tipo de Accionamiento	Accionamiento por engranaje
Apertura Válvula Admisión (BTDC)	24.5 (grados)
Cierre Válvula Admisión (ABDC)	55.5 (grados)
Apertura Válvula de Escape (BBDC)	54.0 (grados)
Cierre Válvula de Escape (ATDC)	26.0 (grados)
Juego de Válvula de Admisión a Frío	0.4 (mm)
Juego de Válvula de Escape a Frío	0.4 (mm)
Sistema de Refrigeración	
Método de Refrigeración	Refrigeración por agua
Capacidad de Agua (Litros)	7.3
Tipo de Bomba de Agua	Bomba Centrífuga
Relación de Polea de la Bomba de Agua	1.21
Tipo de Termostato	Cera con Válvula de Desgaste
Temperatura de Apertura Termostato	82 ± 2 (°C)
Sistema de Lubricación	
Método de Lubricación	Circulación por Presión
Tipo de Bomba de Aceite	Engranaje
Capacidad de Aceite (Litros)	6.0 - 8.0
Tipo de Filtro de Aceite	Cartucho de Papel
Sistema de Admisión	
Turbo-alimentador	Tipo RHF5H (IHI)
Intercooler	Equipado
Tipo de Filtro de Aire	Elemento de Papel Seco
Regulador de flujo de Admisión y Escape	Equipado
Sistema de Escape	
Sistema EGR	Refrigeración por Agua
Tipo de Convertidor Catalítico	Ensamblado en el Silenciador
Sistema PCV	Tipo Cerrado
Sistema de Bujías Incandescentes	QOS 2
Sistema de Arranque	
Potencia del Motor de Arranque	12 - 2.3 (V-kW)
Sistema de Carga	
Potencia del Alternador	12 - 60 / 12 - 80 (V-A)
Tipo de Regulador	IC
Tipo de Batería	95D31R

La fase de *overlap* (superposición de válvulas) del motor *4JH1-TC*, ilustrada en la Figura 22, tiene un impacto en las ondas de presión generadas a lo largo del ciclo de operación.

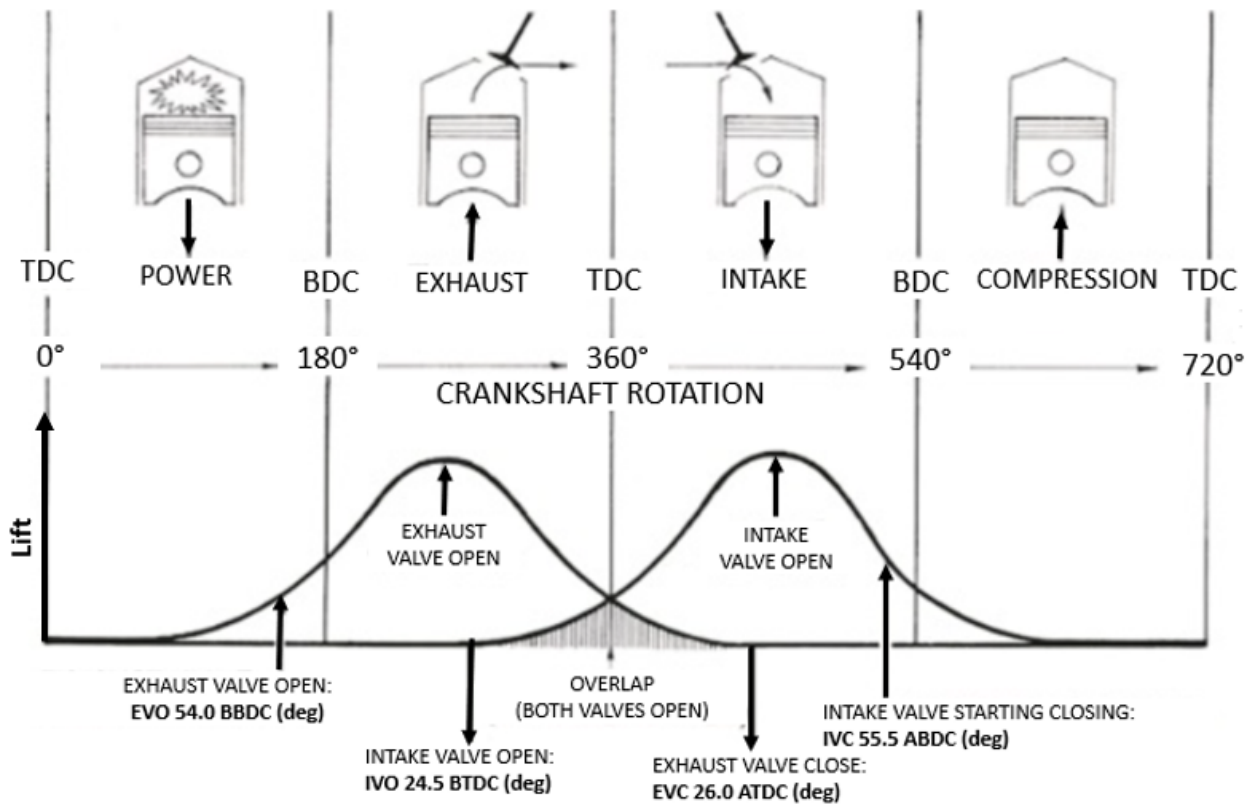


Fig. 22. Cruce de válvulas *overlap*. Adaptado de [13].

Durante esta fase, ambas válvulas (admisión y escape) permanecen abiertas simultáneamente, permitiendo que las ondas de presión en el colector de admisión favorezcan el llenado del cilindro, aprovechando la inercia de gases.

Este efecto puede ser optimizado para mejorar el rendimiento volumétrico del motor, además de incrementar la eficiencia durante la etapa de admisión, estos fenómenos contribuyen a la reducción de emisiones contaminantes, porque un llenado eficiente minimiza la necesidad de inyectar combustible adicional para compensar las pérdidas de carga fresca [26].

5.2 MEDICIÓN DE PARÁMETROS DE OPERACIÓN MEDIANTE *OBD*.

El sistema de Diagnóstico a Bordo, conocido por sus siglas en inglés *OBD* (On Board Diagnostics), constituye una tecnología estandarizada que permite monitorear en tiempo real y valorar el estado de diferentes componentes del motor y otros subsistemas del vehículo.

Desde su implementación inicial en los automóviles de gasolina en Estados Unidos en 1988 por la *California Air Resources Board* (CARB), el sistema *OBD* ha evolucionado hacia estándares más avanzados, siendo reconocido a nivel internacional en sus distintas versiones: OBD-II en Estados Unidos, EOBD en Europa y JOBD en Japón [27].

El esquema de comunicación y la estructura de los pines del conector *OBD-II*, como se observa en la figura 23, permite la adquisición de datos para realizar valoraciones precisas en tiempo real.

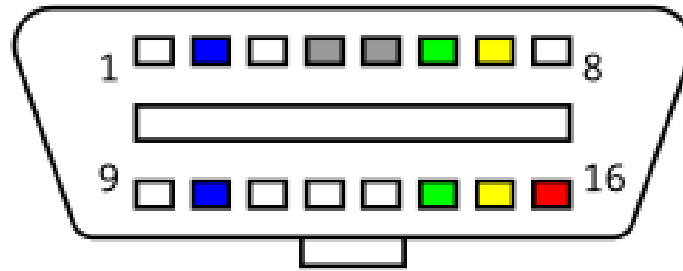


Fig. 23. Pin out del conector *OBD* hembra.

TABLA V
DISTRIBUCIÓN DE PINES DEL CONECTOR OBD-II.

Pin	Descripción
1	Discrecional (Línea GMLAN SW CAN)
2	Línea + según SAE J1850
3	CAN2+ (GMLAN MS CAN H)
4	Tierra de chasis
5	Tierra de señal
6	CAN+ (GMLAN HS CAN H)
7	Línea K según ISO9141-2
8	Discrecional
9	Discrecional (GM ALDL)
10	Línea - según SAE J1850
11	CAN2- (GMLAN MS CAN L)
12	Discrecional
13	Discrecional
14	CAN- (GMLAN MS CAN L)
15	Línea L según ISO9141-2
16	Positivo de batería del vehículo

La tabla V describe la distribución de pines del conector que permite múltiples procesos de comunicación, entre los que destacan los buses *CAN* (Controller Area Network), *ISO 9141-2*, y *SAE J1850*, entre otros.

Estos protocolos permiten la transmisión eficiente de datos, facilitando la integración con diferentes plataformas de monitoreo como la interfaz desarrollada en *LabVIEW* mostrada en las Figuras 24 y 25.

El protocolo CAN, ha sido adoptado como uno de los principales canales para la comunicación de datos en vehículos modernos, permitiendo la transmisión de mensajes en formato hexadecimal. Cada mensaje consiste en una cadena de bytes, en la que cada byte representa 8 bits (0 o 1), y los dígitos hexadecimales corresponden a 4 bits cada uno.

La estructura típica de los mensajes incluye, además de los datos, la identificación de la unidad del módulo de control del motor (*ECM*) y el parámetro específico solicitado, conocido como *PID* (Parameter ID). La Tabla VI muestra la estructura general de comunicación en vehículos ligeros Euro IV, con los PIDs más utilizados [28].

TABLA VI
PID UTILIZADOS EN VEHÍCULOS LIVIANOS.

PID	Descripción	Min.	Máx.	Unidad	Fórmula
01	Estado monitores de DTC borrado	–	–	–	–
02	DTCs almacenados de un evento	–	–	–	–
03	Estado sistema combustible	–	–	–	–
04	Carga calculada de motor	0	100	%	$100A/255$
05	Temperatura de refrigerante	-40	215	°C	$A - 40$
0A	Presión de combustible	0	765	kPa	$3A$
0B	Presión Abs. de Admisión	0	255	kPa	A
0C	Velocidad del motor	0	16383.75	rpm	$(256A + B)/4$
0D	Velocidad del vehículo	0	255	Km/h	A
0E	Tiempo de avance	-64	63.5	°BTDC	$(A/2) - 64$
0F	Temperatura de aire de admisión	-40	215	°C	$A - 40$
10	Flujo de aire de admisión	0	655.35	g/s	$(256A + B)/100$
11	Posición del acelerador	0	100	%	$100A/255$
33	Presión barométrica absoluta	0	255	kPa	A
46	Temperatura del aire ambiente	-40	215	°C	$A - 40$
5C	Temperatura del aceite	-40	210	°C	$A - 40$
5E	Flujo total de combustible	0	3212.75	L/h	$(256A + B)/20$

Existen diversas plataformas para la adquisición de información a través de la conexión al puerto *OBD*, entre las cuales se destacan:

1. Interfaz de adquisición de datos en *LabVIEW*: El *Laboratorio Móvil* cuenta con una interfaz desarrollada en *LabVIEW*. Esta interfaz permite la lectura en tiempo real de los parámetros provenientes del *OBD*.
2. Escáner de diagnóstico automotriz: Es el método más comúnmente utilizado en talleres mecánicos y laboratorios de prueba. Permite la lectura de códigos de falla (*DTCs*) y datos en tiempo real desde los sensores del motor.
3. Módulos de telemetría y aplicaciones móviles: Algunos vehículos modernos permiten la conexión de módulos vía *Bluetooth* o aplicaciones móviles compatibles, facilitando la obtención de información sin necesidad de equipos especializados.

5.2.1 Interfaz de LabVIEW para los datos provenientes del sistema *OBD*.

En el presente estudio, se empleó *LabVIEW* como plataforma de adquisición de información mediante la conexión al puerto *OBD* del *Laboratorio Móvil*. La interfaz desarrollada en *LabVIEW* permite la lectura y almacenamiento en tiempo real de diversos parámetros de operación del motor a través del sistema *OBD*. Entre las principales variables obtenidas se encuentran:

- Velocidad del motor (RPM): Factor clave para analizar el comportamiento dinámico del motor.
- Temperatura del refrigerante: Permite evaluar el desempeño térmico del motor.
- % Carga del motor: Durante las pruebas realizadas el vehículo no está en movimiento, pero el motor sigue produciendo cierta cantidad de energía para superar la fricción interna de sus componentes y para mantener las RPM deseadas. Esta energía consumida es lo que se registra como el % *de carga* del motor, aunque no se traduzca en movimiento del vehículo.

La figura 24 muestra la interfaz utilizada para la medición en la prueba con combustible *Diésel* en ralentí, mientras que la figura 25 presenta la interfaz para la prueba con combustible *Dual (Diésel-GNV)* en la misma condición de operación.

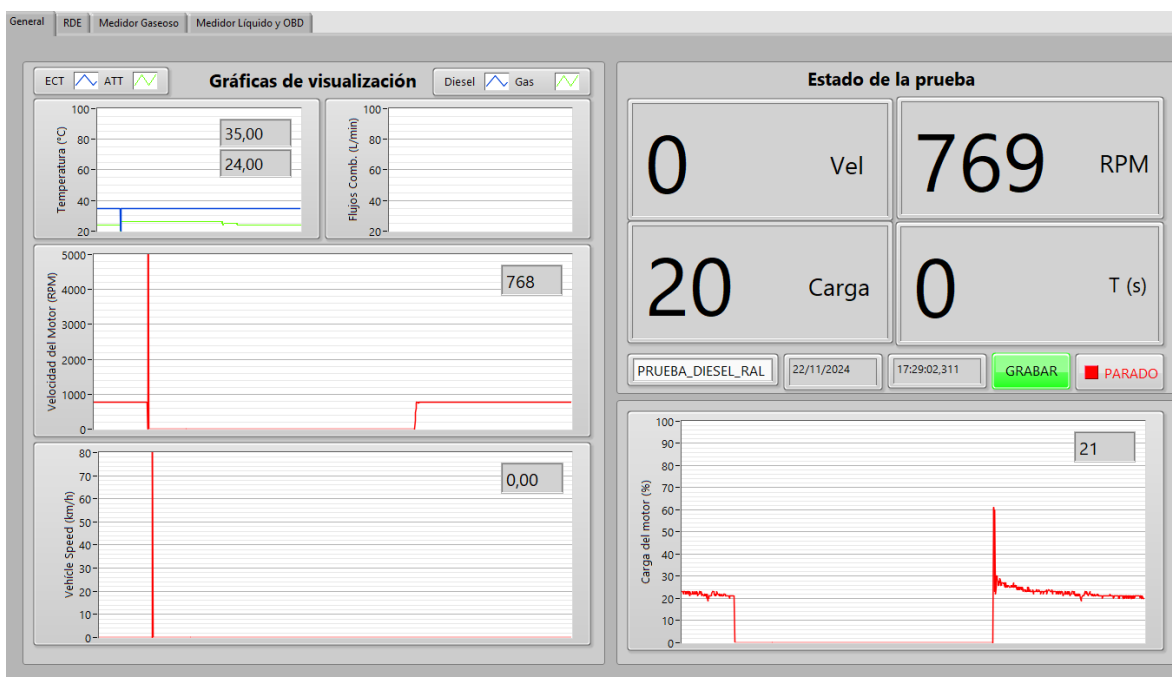


Fig. 24. Interfaz general de medición *OBD* durante la prueba con combustible Diésel en Ralentí.

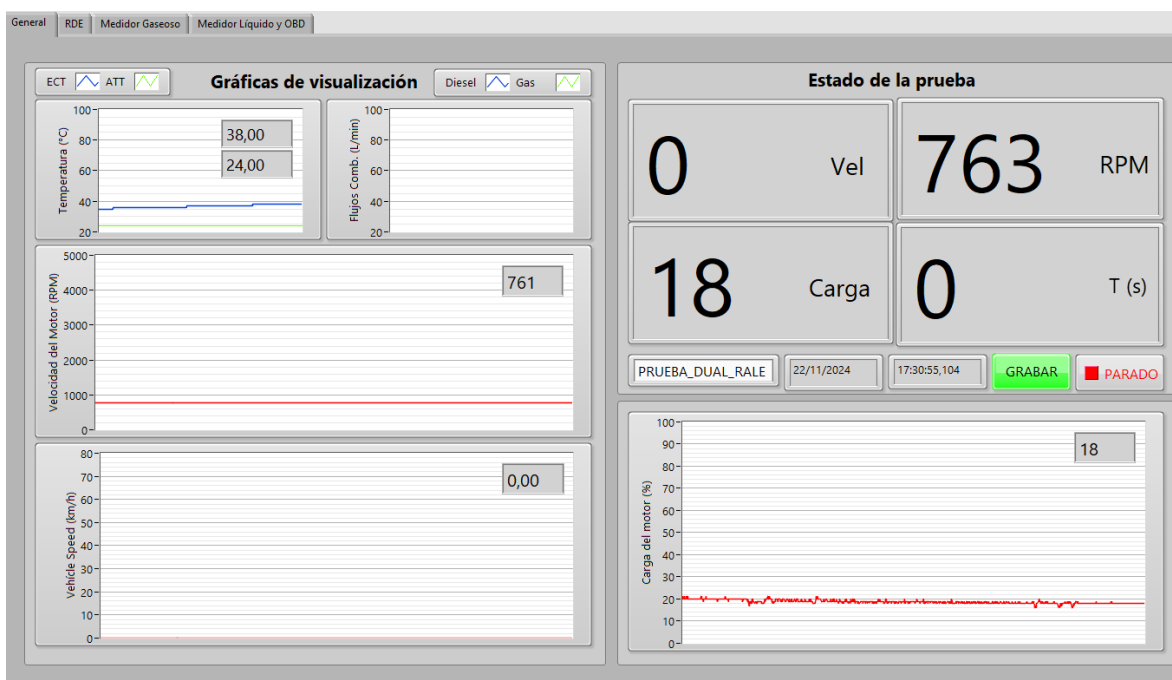


Fig. 25. Interfaz general de medición *OBD* durante la prueba con combustible Dual en Ralentí.

5.3 PROTOCOLO DE SEGURIDAD.

I. Precauciones generales:



Fig. 26. Equipo de protección personal (*EPP*).

- Usar equipo de protección personal (*EPP*) adecuado, incluyendo protección ocular, respiratoria, auditiva y guantes resistentes al calor.
- Asegurar una ventilación adecuada para evitar la exposición a gases de escape.
- Para evitar riesgos de incendio o lesiones, no opere este transductor en atmósferas explosivas.
- Tener un extintor de incendios a la mano en caso de emergencia.

II. Manejo seguro de herramientas:

- Verificar que el el *Compresímetro analógico* y sus componentes no tengan daños en los sellos o roscas antes de cada prueba.
- Comprobar el buen estado del PicoScope (*2205A*) así como el transductor de presión *WPS500X*, verificando que sus componentes como manguera de presión y acoples rápidos no tengan daños en los sellos o roscas antes de cada prueba.
- Para evitar daños o lesiones, no utilice el transductor de presión *WPS500X* con presiones que excedan el límite máximo de **500 [psi] / 34.5 [bar]**.
- Utilizar soportes de seguridad si el vehículo está elevado y asegurarse de que el freno de estacionamiento esté activado.

III. Seguridad durante la medición:

- Mantener una distancia segura cuando se libere la presión del compresímetro o del transductor de presión *WPS500X*.
- Evitar el contacto con partes calientes del motor y asegurarse de que todas las conexiones estén sujetas firmemente.

5.4 PROCEDIMIENTO GENERAL PARA LAS MEDICIONES.

Para realizar las pruebas de medición de presión al interior del cilindro, se debe seguir el siguiente procedimiento (Figura 27). El cual es común para ambos dispositivos de medición (*Compresímetro analógico & WPS500X*).

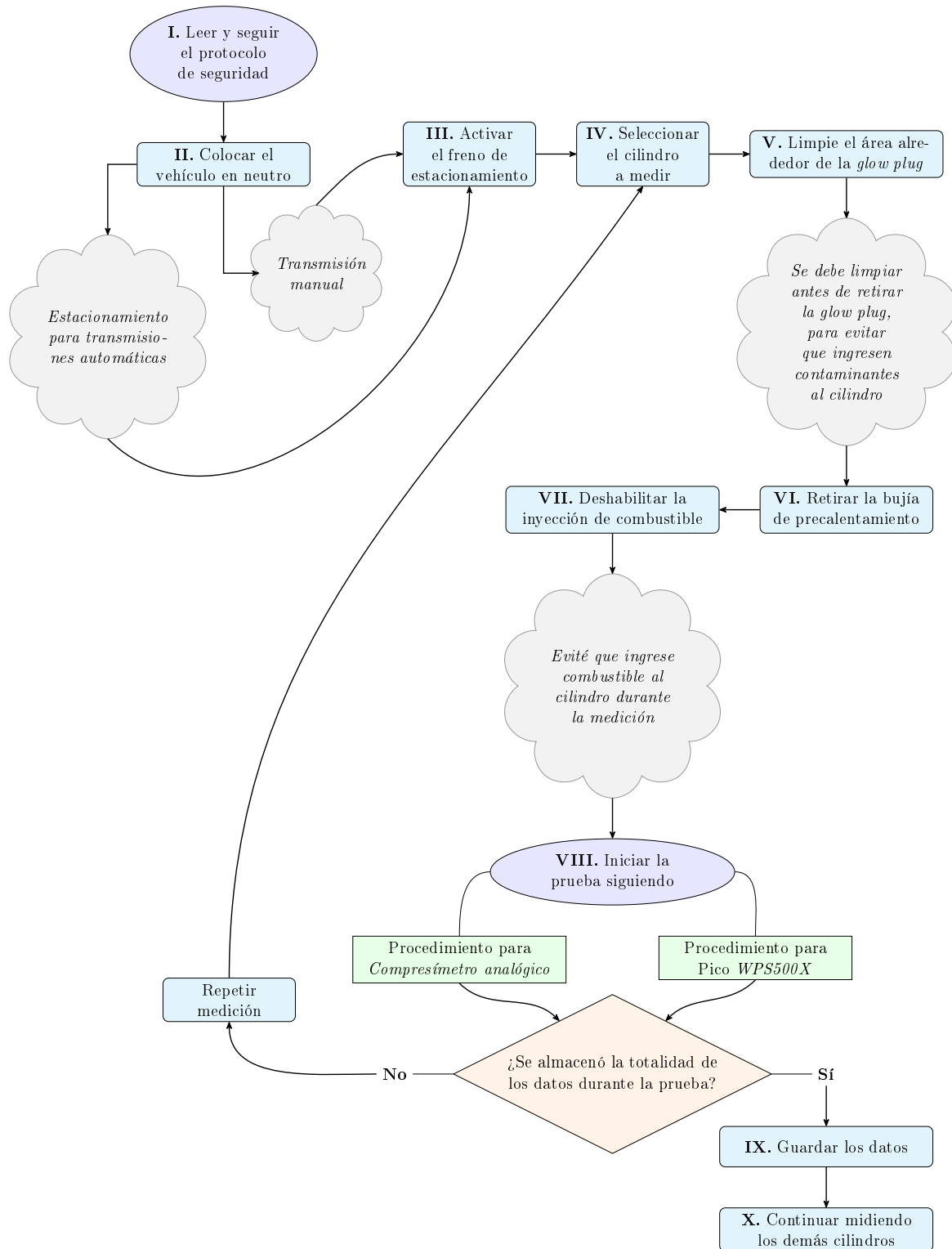


Fig. 27. Procedimiento general para medición de presión al interior del cilindro en motores *Diésel*.

5.5 MEDICIÓN CON EL COMPRESÍMETRO ANALÓGICO.

Esta medición permite identificar fallas de compresión causadas por desgaste de anillos, válvulas defectuosas o daños en la junta de culata.

5.5.1 Instrumentos necesarios para la medición.

Se empleó el compresímetro analógico del *KIT TU-15 Cylinder Pressure Meter for Diesel Truck* (*ANEXO 2* - Figura 68) para medir la compresión en los cilindros del motor.

El kit incluye adaptadores compatibles con el orificio roscado destinado a la bujía de precalentamiento (*glow plug*, ref. GN061), como se ilustra en el *ANEXO 1* – Figura 67.

TABLA VII
ADAPTADORES DEL *KIT TU-15 CYLINDER PRESSURE METER FOR DIESEL TRUCK*
PARA EL COMPRESÍMETRO ANALÓGICO.

N.º	Elemento	Longitud	Rosca
1	Adaptador de bujía de precalentamiento	91 mm	M10x1
2	Adaptador de bujía de precalentamiento	119 mm	M10x1
3	Adaptador de bujía de precalentamiento	135 mm	M10x1.25
4	Adaptador de bujía de precalentamiento	118 mm	M22x1.5
5	Manómetro analógico	340 mm	–
6	Adaptador de bujía de precalentamiento	113 mm	M10x1
7	Adaptador de bujía de precalentamiento	102 mm	M8x1
8	Adaptador de bujía de precalentamiento	83 mm	M10x1
9	Adaptador de bujía de precalentamiento	67 mm	M10x1.25
10	Adaptador de bujía de precalentamiento	51 mm	M12x1.25
11	Adaptador de tornillo	160 mm	M18x1.5
12	Adaptador de inyector	88 mm	M24x1.5
13	Adaptador de inyector	75 mm	M22x1.5
14	Adaptador de inyector	63 mm	M24x2
15	Adaptador de inyector	75 mm	M20x1.5
16	Acople	–	–
17	Válvula de purga	–	–

El adaptador N.º 10 (*ANEXO 3* – Figura 70) cuenta con la rosca adecuada para alojarse en el orificio de la bujía de precalentamiento del motor *4JH1-TC*.

5.5.2 Procedimiento de medición con el *Compresímetro analógico*.

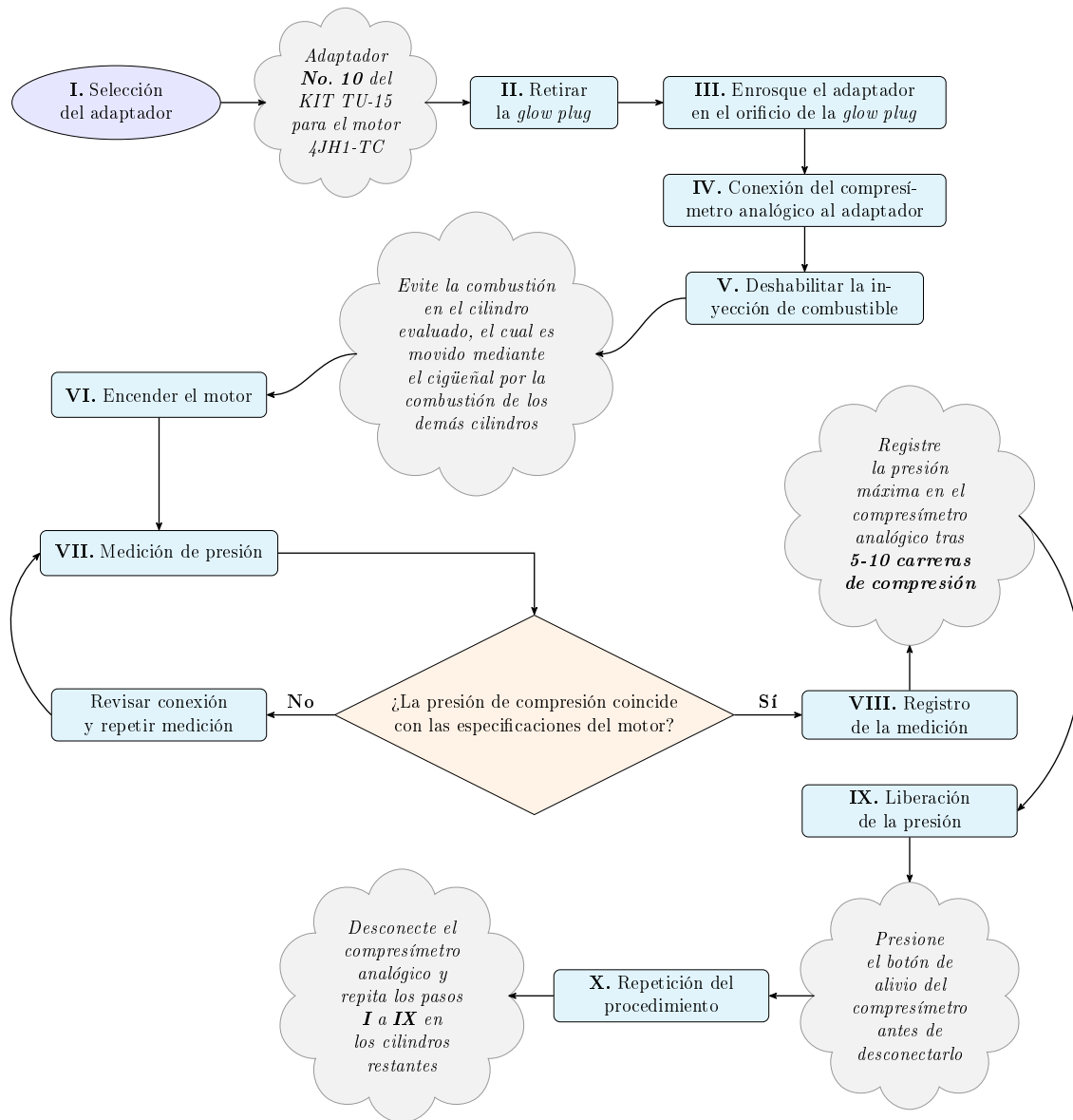


Fig. 28. Procedimiento de medición con compresímetro analógico en motores diésel.

Se deben comparar las lecturas de compresión entre cilindros permite detectar diferencias que indiquen posibles fallas. Se deben registrar todas las lecturas y verificar que las variaciones no superen el 10 %, para garantizar una compresión uniforme en los cilindros.

5.6 MEDICIÓN CON EL TRANSDUCTOR DE PRESIÓN WPS500X.

El transductor de presión *WPS500X* de Pico Technology convierte la presión aplicada en una señal analógica proporcional y escalada, con tres rangos de operación: -15 a 500 [psi] con una salida de 1 [V]/ 100 [psi], -15 a 50 [psi] con 1 [V]/ 10 [psi] y -5 a 5 [psi] con 1 [V]/ 1 [psi]. Esta configuración permite adaptar la resolución de medición en aplicaciones de diagnóstico automotriz.

El dispositivo emplea un sensor piezoresistivo basado en un diafragma de silicio con galgas extensiométricas integradas en un puente de Wheatstone, lo que permite registrar tanto presiones estáticas como variaciones de presión dinámicas. Su tiempo de respuesta es de 100 [μ s], lo que asegura la detección de fenómenos transitorios rápidos sin comprometer la fidelidad en condiciones de presión constante.

Inlet			
Pressure ranges	Range 1	Range 2	Range 3
	-15 to +500 psi	-15 to +50 psi	-5 to +5 psi
	-1 to +34.5 bar	-1 to +3.45 bar	-0.345 to +0.345 bar
Connector	Male push-fit		
Output			
Scaling	1 V/100 psi (6.89 bar)	1 V/10 psi (0.689 bar)	1 V/1 psi (0.0689 bar)
Offset (typical)	Auto-zeroing		
Connector	BNC female, fits Pico Technology cable TA098		
Performance			
Accuracy	1% of scale	1% of scale	5% of scale
Response time (10% to 90%)	100 μs	100 μs	
Power supply			
Type	Built-in LiPo battery, not user-serviceable		
Charging current	500 mA (max.) at 4.75 V to 5.25 V from USB charger cable		
Charging connector	USB mini, fits Pico Technology cable TA081		
Ambient operating temperature	0 to 60 °C (32 to 140 °F) max.		
Ambient storage temperature	0 to 60 °C (32 to 140 °F) max.		
Environmental protection	Splash-resistant against water, gasoline and diesel. Not immersion-proof.		
Weight	332 g (11.7 oz)		
Dimensions	133 x 74 x 30 mm (5.2 x 2.9 x 1.2 in.)		
Compliance	Electromagnetic Compatibility (EMC) Directive 2014/30/EU FCC part 15 class A		

Fig. 29. Especificaciones técnicas del transductor de presión *WPS500X*.

El *WPS500X* incorpora la función de auto-cero (*auto-zeroing*) en cada rango de medición. Mediante un circuito de compensación interna, ajusta la salida del sensor piezoresistivo a un valor de referencia en condiciones de presión nula y corrige automáticamente desviaciones causadas por factores como temperatura o tensiones mecánicas.

El proceso consiste en registrar el offset inicial, aplicar una compensación electrónica que elimina dicho offset y mantener el ajuste durante la medición, garantizando lecturas estables sin necesidad de recalibraciones externas. Adicionalmente, dispone de un modo de *zoom* que elimina la componente estática de la señal y amplifica las variaciones dinámicas, lo que permite analizar con precisión fenómenos transitorios.

Gracias a estas funciones, el *WPS500X* resulta adecuado para la medición de presión en el cilindro durante pruebas en frío, en el sistema de inyección de combustible, en el colector de admisión, en el escape y en circuitos de vacío, de acuerdo con las aplicaciones descritas por el fabricante.

5.6.1 Instrumentos necesarios para la medición.

I. Transductor de presión *WPS500X* (500 psi/34.5 bar):

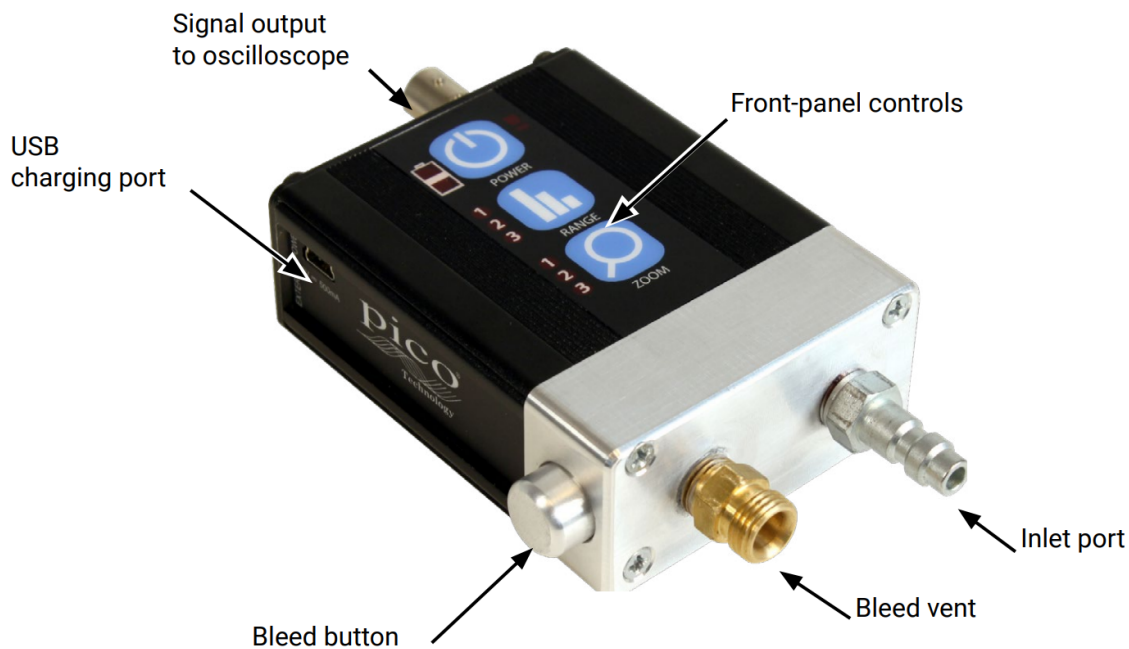


Fig. 30. Transductor de presión *WPS500X* (500 psi/34.5 bar).

Descripción: El transductor de presión *WPS500X* puede medir variaciones de presión al interior del cilindro, así como en los sistemas de admisión y escape, permitiendo evaluar el rendimiento del motor de manera precisa.

Este dispositivo está equipado con una válvula de alivio para purga. Capaz de medir hasta 500 [psi], con un tiempo de respuesta de 100 [μ s]. Además, cuenta con batería recargable, compensación de temperatura y sistema de auto-calibración.

II. Osciloscopio PicoScope (*ref: 2205A*):



Fig. 31. Osciloscopio PicoScope *ref: 2205A*.

Descripción: Osciloscopio con frecuencia de muestreo de 200 [MSa/s] y rango de 25 [MHz], puerto USB para conexión al computador, ideal para análisis detallado de señales en sistemas automotrices. Además, incluye generador de formas de onda.

III. Adaptador de acople rápido con rosca $M12 \times 1.25$ (*ref: VSE3155*).

ANEXO 3 - Figura 70.

IV. Acople rápido para adaptador (*ref: TA250*). *ANEXO 3* - Figura 71.

v. Acople rápido para WPS500X (*ref: TA142*). *ANEXO 3* - Figura 72.

VI. Manguera de presión (*ref: TA212*). *ANEXO 3* - Figura 73.

VII. Cable BNC to BNC (*ref: TA098*). *ANEXO 3* - Figura 74.

5.6.2 Procedimiento de medición de la señal de presión al interior del cilindro con el *Transductor de Presión WPS500X*.

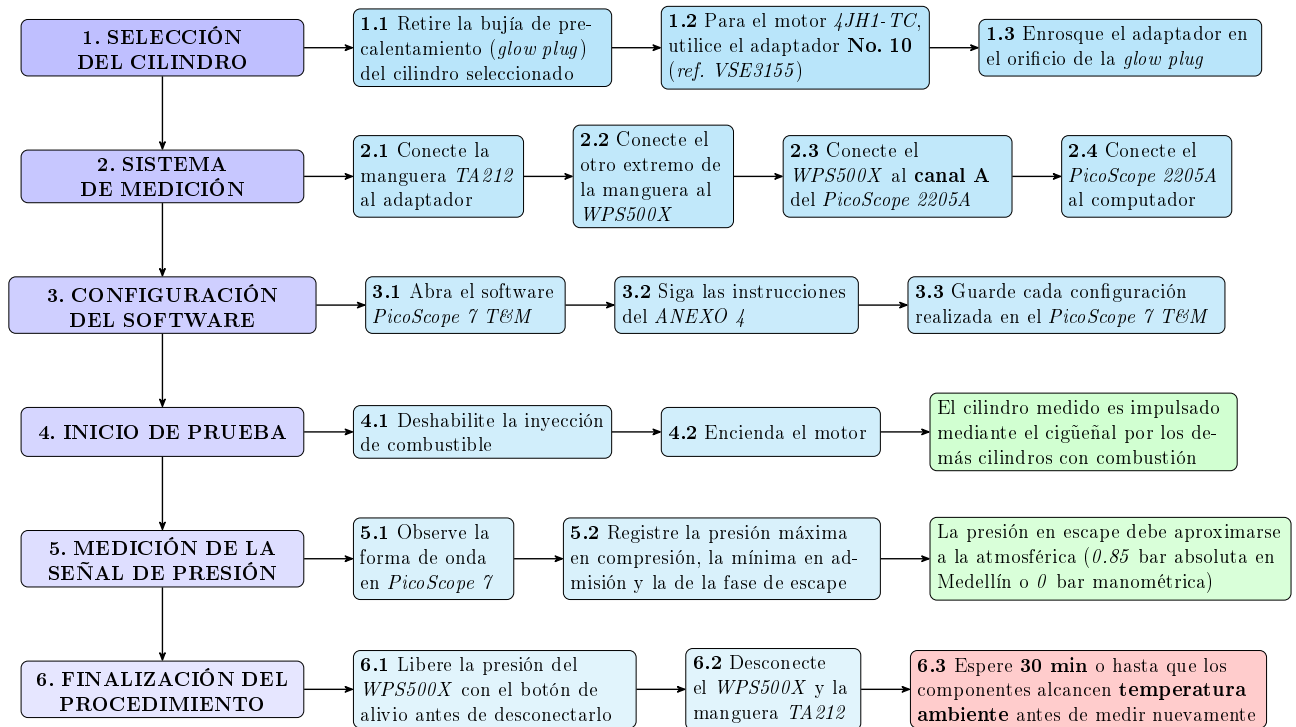


Fig. 32. Procedimiento de medición con transductor de presión *WPS500X*.

Los equipos de medición tienden a calentarse debido a la interacción con el aire comprimido por el pistón. Es importante no operar el *WPS500X* con **TEMPERATURAS SUPERIORES DE 60 °C (140 °F)**, ya que la batería interna de polímero de litio (LiPo) podría dañarse por el exceso de calor.

Asimismo, es fundamental permitir que todos los equipos de medición se enfríen completamente, hasta alcanzar la temperatura ambiente, antes de realizar una nueva prueba. De no hacerlo las mediciones podrían verse significativamente alteradas.

El siguiente esquema muestra como se realiza la captura de señales empleando el *PicoScope 2205A*, el cual registra en el *Canal A* la señal de presión al interior del cilindro, utilizando el transductor *WPS500X*.

Simultáneamente se adquieren los *pulsos de inyección de combustible* en el *Canal B* del *PicoScope 2205A*, empleando la sonda diferencial de alto voltaje *P4060* (Figura 34).

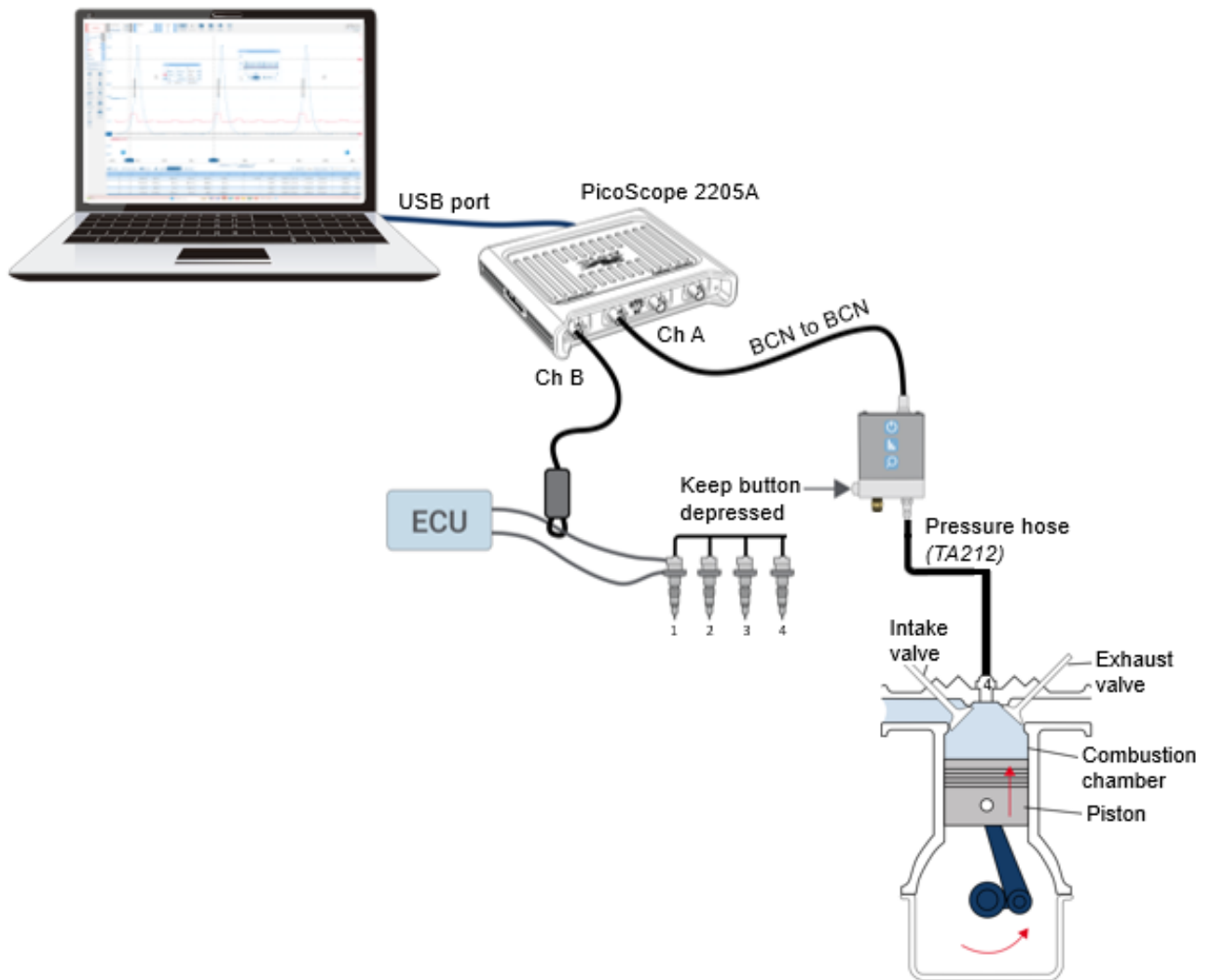


Fig. 33. Montaje de medición con *Transductor de Presión WPS500X*.

5.7 MEDICIÓN DE SEÑALES DE PULSOS DE INYECCIÓN DE COMBUSTIBLE.

El procedimiento descrito anteriormente detalla la medición de la señal de *presión al interior del cilindro* usando el transductor de presión *WPS500X*.

Esta medición puede ser complementada con la captura de la señal de los *pulsos de inyección de combustible*, utilizando la sonda diferencial de alto voltaje (*P4060*), como se muestra en la Figura 33.

Dado que el osciloscopio *PicoScope 2205A* cuenta con dos canales, es posible capturar simultáneamente las señales de *presión al interior del cilindro* y los *pulsos de inyección de combustible*.

5.7.1 Instrumentos necesarios para la medición.

- I. Osciloscopio PicoScope *ref: 2205A* (Figura 31).
- II. Sonda diferencial de alto voltaje *ref: P4060*.



Fig. 34. Sonda diferencial de alto voltaje. Ref: *P4060*.

Descripción: Sonda de alta precisión para medición de voltajes diferenciales. Soporta hasta 1000 V, permitiendo un análisis seguro y preciso en entornos con alto voltaje.

5.7.2 Procedimiento para medición de la *High Pressure Solenoid Operating Signal*.

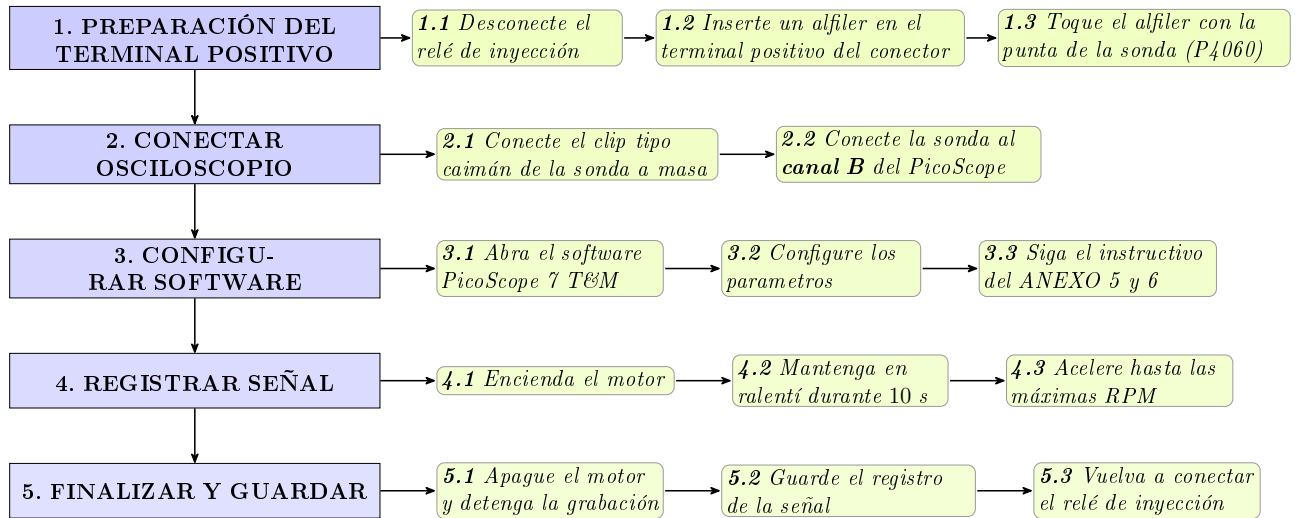


Fig. 35. Procedimiento para captura de la señal *PSG* con sonda diferencial y PicoScope 2205A.

5.7.3 Procedimiento de medición de *MAB signal*.

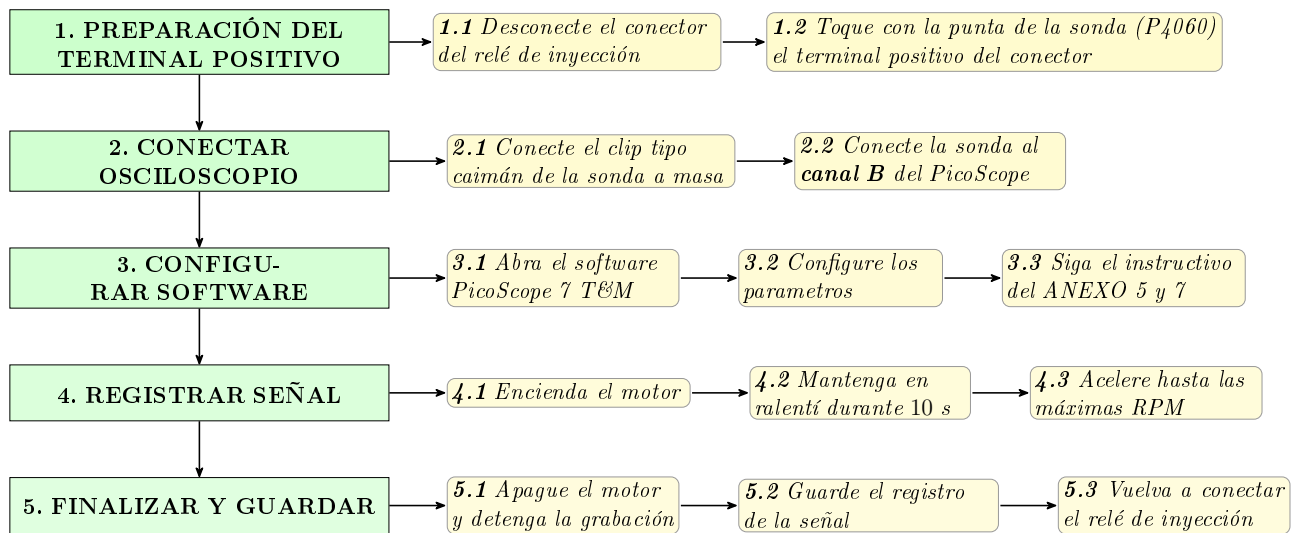


Fig. 36. Procedimiento para captura de la señal *MAB* con sonda diferencial y PicoScope 2205A.

6 RESULTADOS Y DISCUSIÓN

6.1 DESARROLLO TEÓRICO BASADO EN EL MODELO POLITRÓPICO

Mediante un cálculo paramétrico del ángulo de giro del cigüeñal Θ [CAD], se evalúa la variación teórica del volumen (V_Θ) y la presión (P_Θ) al interior del cilindro en función de Θ . Utilizando las ecuaciones del *Método del Coeficiente Politrópico* (ecuaciones 14 y 15).

Para determinar la variación del volumen y la presión al interior del cilindro, en función del ángulo de giro del cigüeñal Θ , es necesario cuantificar las condiciones de presión locales, que corresponden a la ciudad de Medellín, Colombia:

TABLA VIII
CONDICIONES DE PRESIÓN EN MEDELLÍN-COLOMBIA.

Parámetro	Valor
Temperatura ambiente (T_{amb})	25 [°C] = 298,15 [K]
Presión atmosférica (P_{atm})	0,85 [bar] = 85 [kPa]
Presión en el colector de admisión (P_{MAP})	0,845 [bar] = 84,5 [kPa]

6.1.1 Volumen al interior del cilindro en función del ángulo de giro del cigüeñal.

De la Tabla III, se toman los siguientes datos geométricos del motor:

TABLA IX
PARÁMETROS GEOMÉTRICOS DEL MOTOR 4JH1-TC.

Parámetro	Valor
Diámetro del cilindro	$B = 95,4$ mm
Carrera del pistón	$S = 104,9$ mm
Longitud de la manivela	$a = \frac{S}{2} = 52,45$ mm

El volumen desplazado por el pistón (V_d) se obtiene mediante la ecuación:

$$V_d = \pi \left(\frac{B}{2} \right)^2 \cdot S \quad (16)$$

El volumen máximo y mínimo del cilindro se calculan con las expresiones:

$$V_{\text{max}} = V_d + V_{\text{min}} \quad (17)$$

$$r_c = \frac{V_{\text{max}}}{V_{\text{min}}} \quad (18)$$

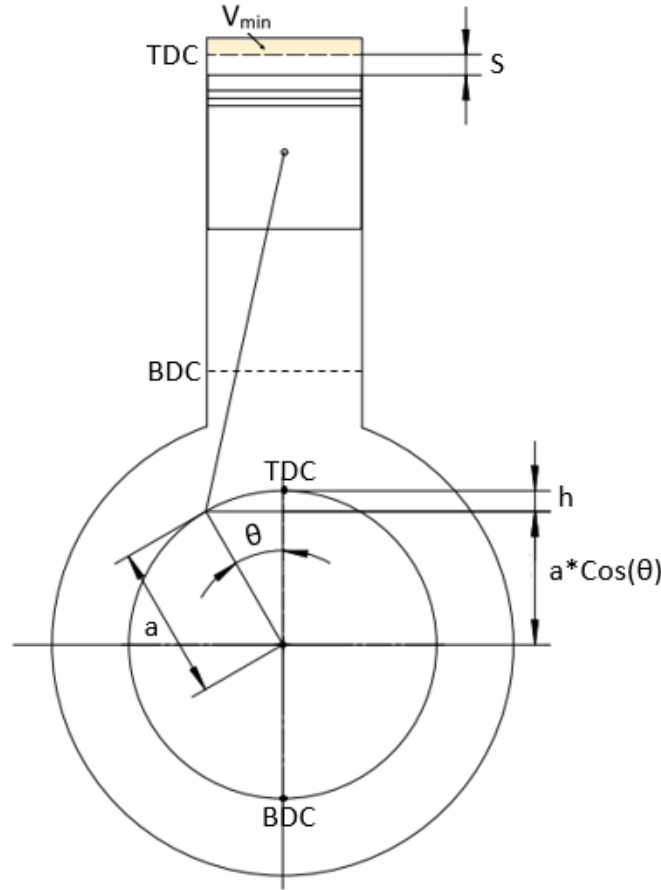


Fig. 37. Relación trigonométrica utilizada para obtener la expresión matemática del volumen del cilindro en función del ángulo de giro del cigüeñal.

A partir del diagrama mostrado en la figura 37, se expresa el desplazamiento del pistón (S) en función del ángulo de giro del cigüeñal, mediante la siguiente relación trigonométrica:

$$S = h = a(1 - \cos(\Theta)) \quad (19)$$

Reemplazando la ecuación (19) en la ecuación (16), se obtiene la ecuación (20), que define la variación del volumen al interior del cilindro en función del ángulo del cigüeñal Θ [CAD] (*Crank Angle Degree*):

$$V_{\Theta} = \pi \left(\frac{B}{2} \right)^2 [a(1 - \cos(\Theta))] + V_{min} \quad (20)$$

Parametrizando el ángulo de giro del cigüeñal Θ desde -180 hasta 900 [CAD] en las ecuaciones (14) y (20), se obtienen los siguientes gráficos: Figura 38 y Figura 39

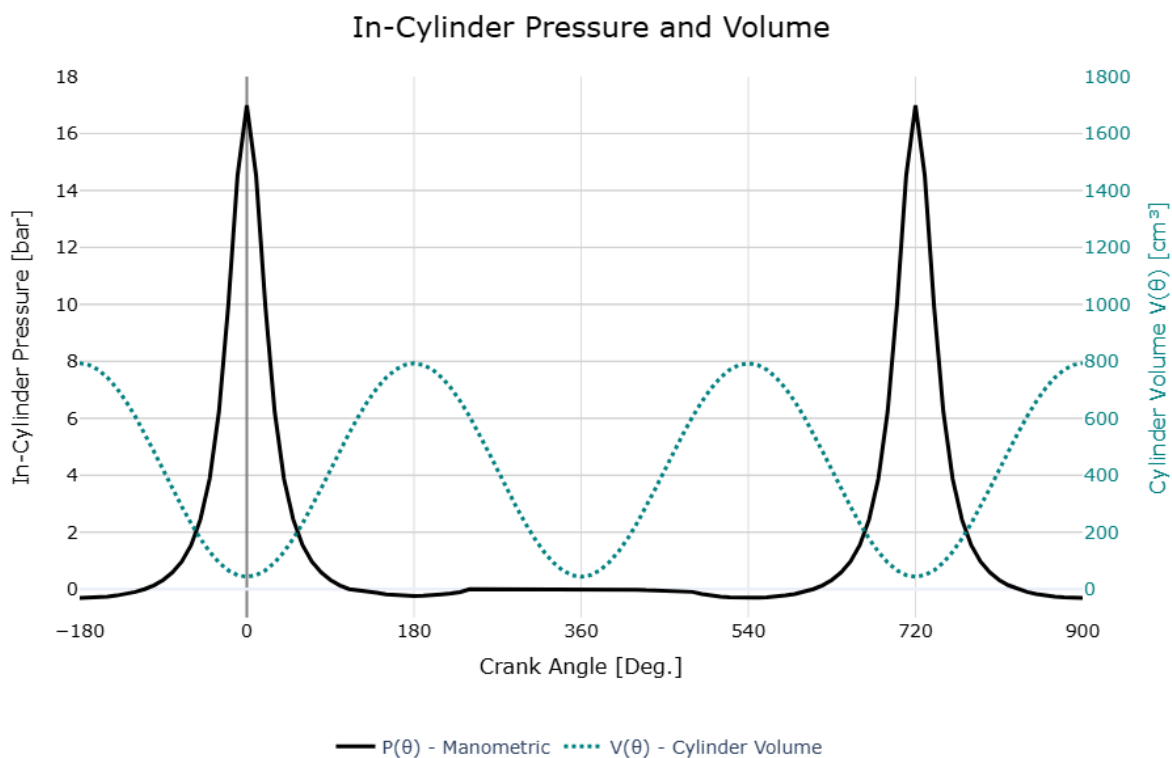


Fig. 38. *Presión - Volumen* teóricos en función del ángulo de giro del cigüeñal.

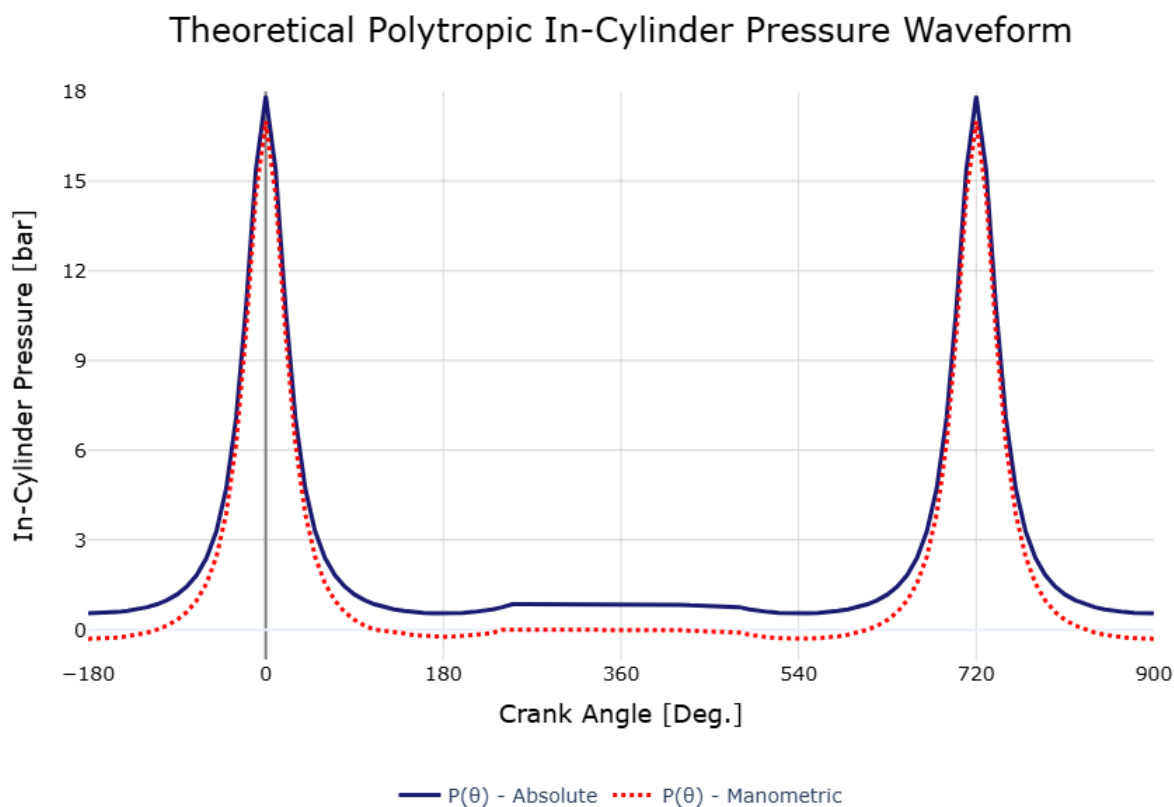


Fig. 39. Forma de onda teórica de la *Presión Politrópica* al interior del cilindro.

6.1.2 Diagrama $\log(P) - \log(V)$.

Luego se calcula el logaritmo base 10 del volumen instantáneo (V_Θ [m³]) y de la presión manométrica al interior del cilindro (P_Θ [Pa]), ambas variables en función del ángulo de giro del cigüeñal Θ [CAD]. Al graficar ambas variables, se obtiene la Figura 40, que muestra el diagrama $\log V - \log P$ correspondiente a la fase de compresión.

En este gráfico se observa una relación lineal negativa entre el volumen y la presión al interior del cilindro, característica de un *proceso politrópico* descrito por la ecuación (13). La pendiente de la recta permite determinar el *coeficiente politrópico* n .

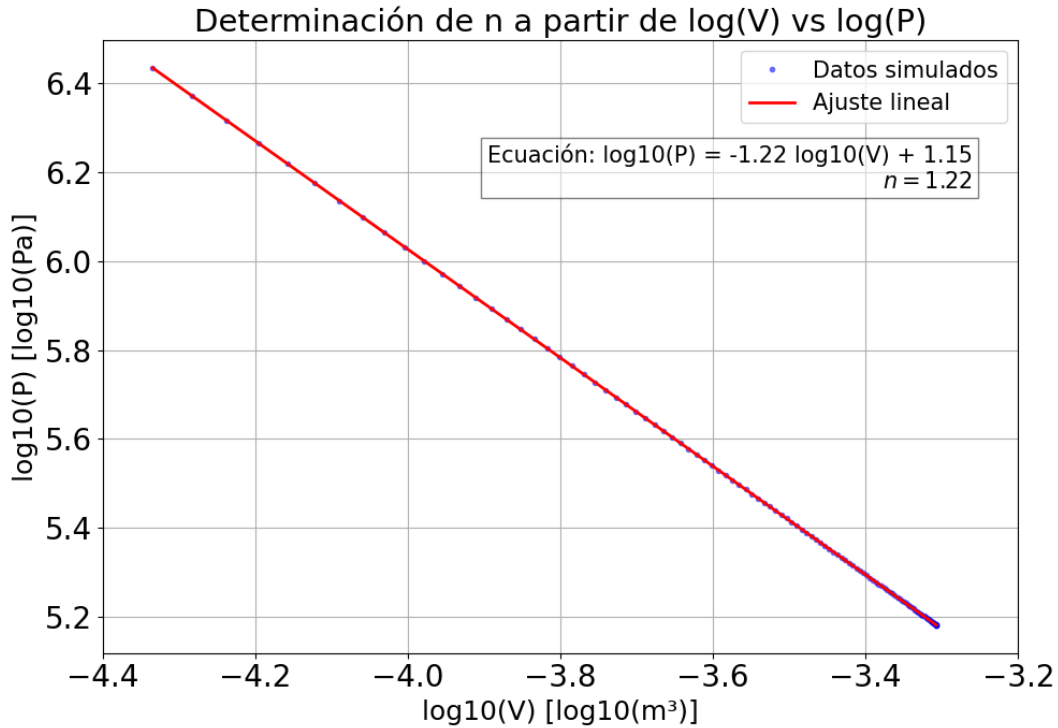


Fig. 40. Diagrama $\log(P) - \log(V)$ en el rango de compresión, operando en ralentí.

De acuerdo con la literatura, el coeficiente politrópico durante la compresión, típicamente se encuentra en el rango de 1.20 a 1.35 [8]. El valor obtenido para el motor Isuzu *4JH1-TC* se encuentra dentro de este intervalo, lo que caracteriza adecuadamente el proceso de compresión.

Sin embargo, las mediciones obtenidas en el proceso de compresión se desvían ligeramente del modelo ideal, ya que violan supuestos como: masa fija, comportamiento de gas ideal y proceso cuasi-estático. En consecuencia, el coeficiente politrópico n , no es constante con el ángulo de giro del cigüeñal Θ [CAD], sino que varía durante la compresión debido a factores como:

1. Temperatura de admisión superior a $T_{amb} = 25$ °C, producto de la transferencia de calor en las paredes del colector de admisión e influencia del turbocompresor.

- II. Variación de los calores específicos por efectos de la temperatura, lo que altera el valor efectivo de $\gamma = \frac{c_p}{c_v}$.
- III. Presencia de gases residuales y/o recirculación de gases de escape (*EGR*), que modifican la composición de la mezcla, por lo tanto, el valor de R y la masa efectiva atrapada en el cilindro varían.

No obstante, la concordancia obtenida valida la calidad del análisis empleado y confirma el buen desempeño del motor en la fase de compresión.

6.2 MEDICIÓN CON EL COMPRESÍMETRO ANALÓGICO.

Se utilizó el *KIT TU-15 Cylinder Pressure Meter for Diesel Truck*, para medir la presión al interior del cilindro (sin combustión), donde el pistón medido es impulsado por los demás pistones (con combustión) mediante el cigüeñal. El motor operó con combustible *Diésel* en ralentí (750-800 [RPM]).

TABLA X
MEDICIONES CON EL *COMPRESÍMETRO ANALÓGICO*.

Medición	Presión alcanzada [bar/psi]	Número de carreras
(a) C4 - 1	18 / 261.07	5
(b) C4 - 2	17 / 246.56	5



Fig. 41. Mediciones con el compresión con el *Compresímetro analógico*.

Las mediciones de presión con el compresímetro analógico arrojaron valores de 17–18 [bar], inferiores al valor estimado teóricamente con el *método politrópico*. Esta diferencia responde a condiciones reales como pérdidas térmicas y variación de los calores específicos, no consideradas en el modelo.

Sin embargo, los resultados experimentales se ubican dentro del rango esperado para un motor diésel en buen estado, confirmando la hermeticidad del cilindro y descartando fallas significativas en los anillos del pistón o en las válvulas de admisión y escape.

6.3 MEDICIÓN DE PARÁMETROS DE OPERACIÓN MEDIANTE *OBD*.

Las mediciones se realizaron en el motor *4JH1-TC*, operando con:

- I. Combustible *Diésel*.
- II. Combustible *Dual* (mezcla de *Diésel* - *GNV*).

El sistema *OBD*, permite obtener datos provenientes de los sensores del motor en tiempo real. Sensores como *MAP*, *MAF*, *CKP* entre otros miden parámetros fundamentales para el desempeño del motor.

6.3.1 Efecto del régimen de giro en parámetros del motor operando con *Diésel* & *Dual*.

Las pruebas experimentales consistieron en encender el motor y dejarlo operar en ralentí durante 10 segundos. Posteriormente, se realizó una aceleración rápida a fondo hasta alcanzar el máximo de revoluciones posibles, evitando mantener el motor a altas RPM por un tiempo prolongado.

Una vez el motor haya retornado a ralentí, se espera nuevamente 10 segundos antes de ejecutar un segundo acelerón, tras el cual se apaga el motor, permitiendo que las revoluciones cayeran a cero de forma natural.

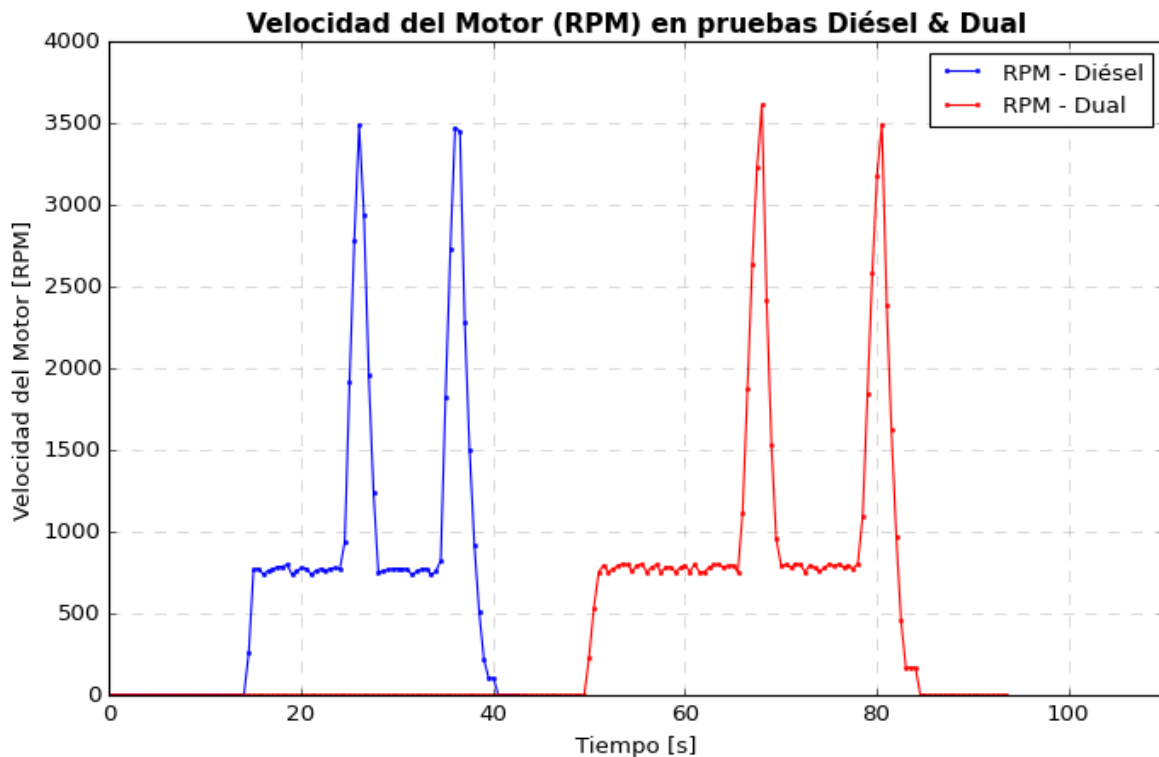


Fig. 42. Velocidad del motor (RPM) operando con combustible *Diésel* y en modo *Dual*.

El incremento del régimen de giro, generado por las aceleraciones provocó un aumento simultáneo tanto en el *flujo de masa de aire*, así como en la *presión absoluta* en el múltiple de admisión, parámetros registrados por los sensores *MAF* y *MAP* respectivamente, como se observa en la Figura 43.

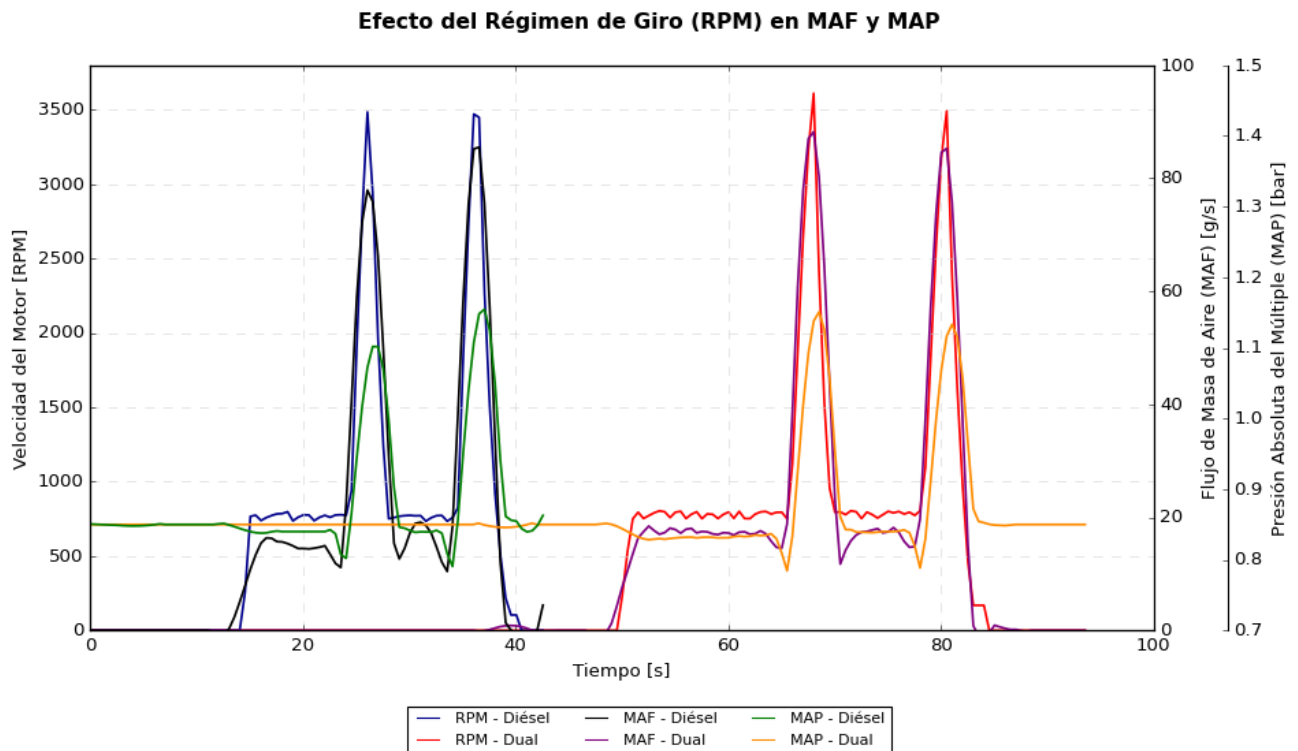


Fig. 43. Lecturas de los sensores *MAF* y *MAP* en función al régimen de giro del motor.

6.3.2 Sistema *OBD* como complemento para el análisis del motor.

El sistema *OBD* resulta muy útil para complementar las mediciones realizadas con el *WPS500X*, ya que proporciona información sobre:

- El flujo de masa de aire admitido, vía sensor *MAF*.
- La velocidad de rotación del motor (RPM), medida por el sensor *CKP*.
- La temperatura del aire durante la admisión.

Además, el sistema *OBD* registra otras variables que ayudan a realizar un análisis completo del motor, como:

1. El % de *Carga* que experimenta el motor:

Aunque el vehículo se mantiene detenido durante las pruebas, el motor sigue generando trabajo para superar la fricción interna de sus componentes y mantener el régimen de giro requerido.

Esta demanda de energía se refleja en un porcentaje de *carga interna*, registrado por el sistema *OBD*, dado que el motor no está sometido a carga por desplazamiento.

Durante la prueba con combustible *Diésel*, se registraron valores de carga cercanos al 50 %, alcanzando hasta un 60 % aproximadamente durante las aceleraciones.

Este incremento responde al aumento de las pérdidas por fricción a mayor régimen de giro, lo que exige mayor energía, reflejándose directamente en un incremento del porcentaje de carga interna que debe vencer el motor.

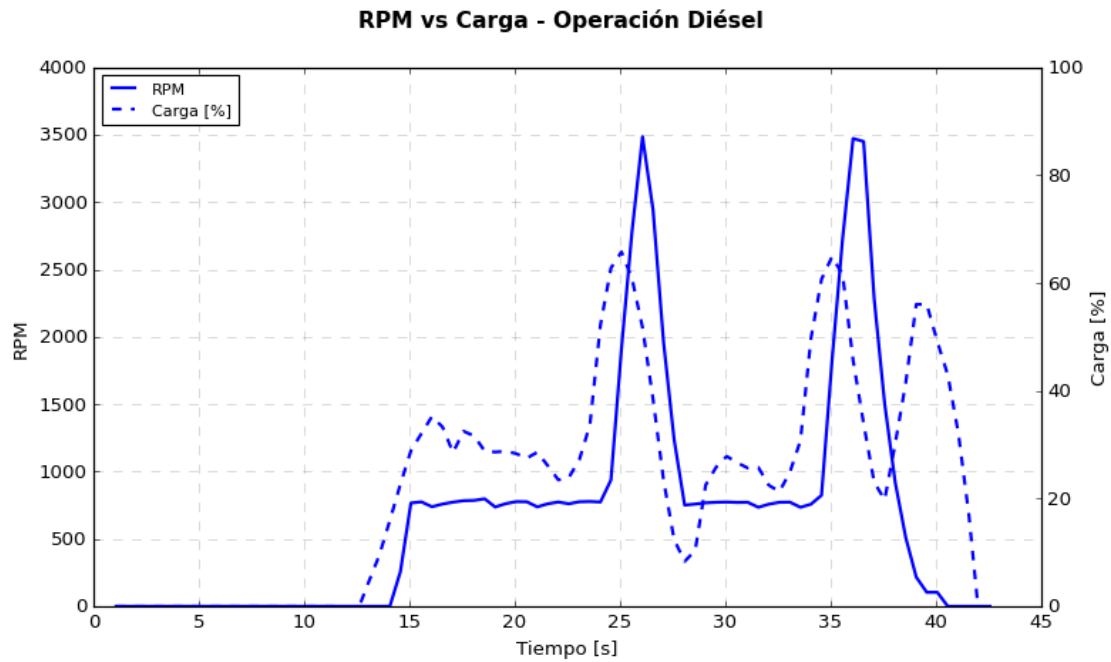


Fig. 44. Efecto del régimen de giro en la carga del motor con combustible Diésel.

En la prueba con combustible *Dual* (*Diésel-GNV*), los valores de carga alcanzaron hasta un 70 % durante los picos de aceleración.

Esto sucede porque cuando el motor opera en modo *Dual*, en el interior de los cilindros se dispone de una mayor *densidad de potencia*, como resultado de la energía proporcionada por la inyección de *GNV*.

Además, el turbocompresor incrementa la presión en la admisión y por ende la masa de aire, cuando el motor opera por encima de *1700 RPM*.

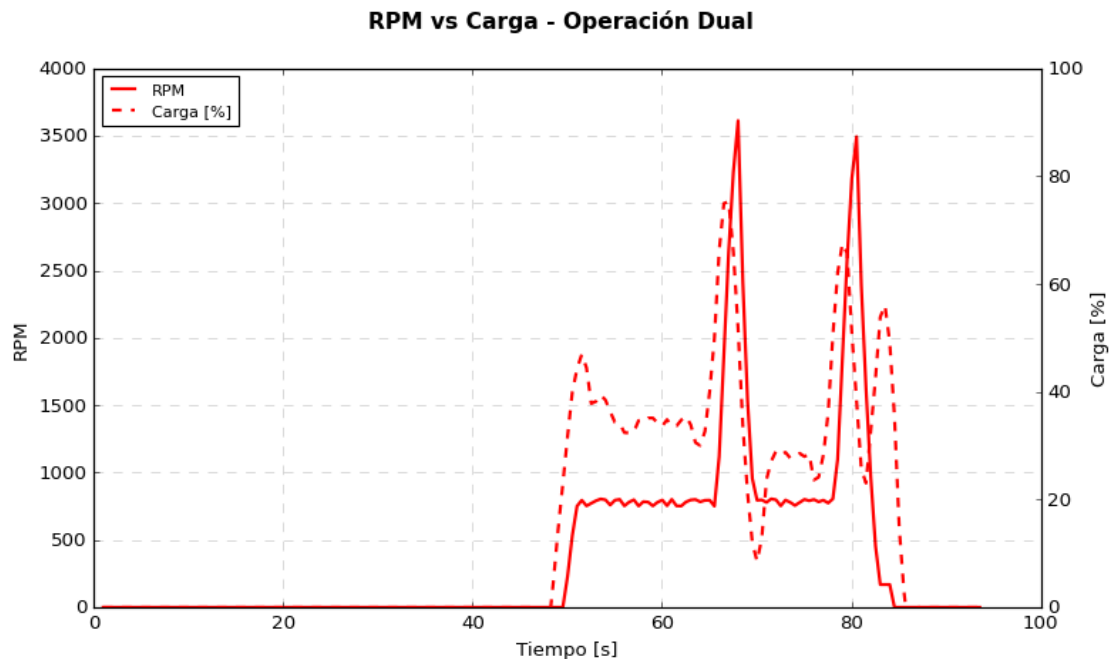


Fig. 45. Efecto del régimen de giro en la carga del motor con combustible Dual (Diésel-GNV).

II. La *Temperatura del refrigerante*:

Permite evaluar condiciones térmicas del motor durante las pruebas, para garantizar que las condiciones de admisión sean representativas, es importante iniciar las pruebas con el motor a temperatura ambiente. Un incremento en la temperatura del motor reduce la densidad del aire admitido, influyendo en el cálculo del rendimiento volumétrico.

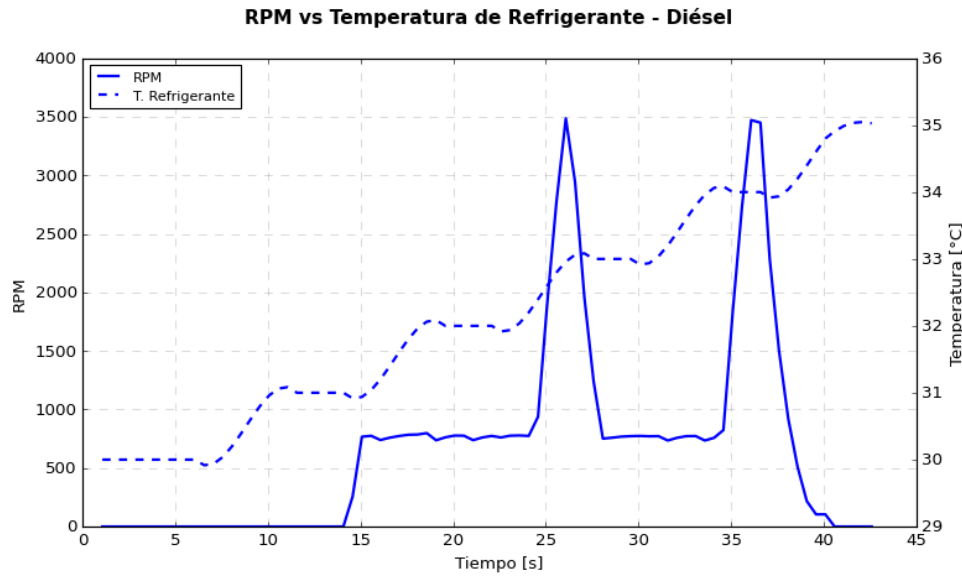


Fig. 46. Temperatura del refrigerante del motor en función del régimen de giro - Diésel.

Sin embargo, para que el sistema de inyección de *GNV* funcione correctamente, es necesario que el motor alcance temperaturas superiores a la ambiente. Por este motivo, se realizaron primero las mediciones operando con combustible *Diésel*, de forma tal que se elevara la temperatura interna del motor para realizar las mediciones en modo *Dual*.

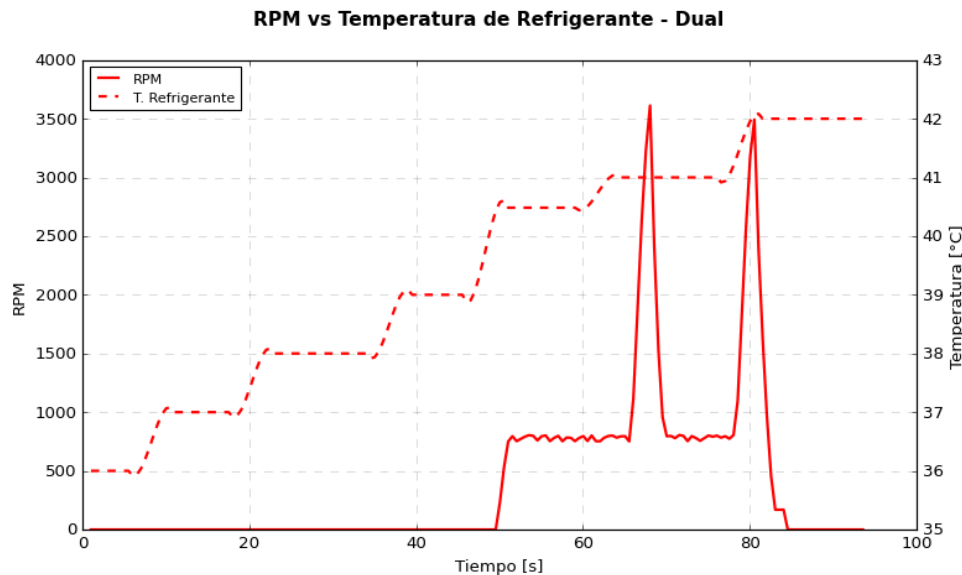


Fig. 47. Temperatura del refrigerante del motor en función del régimen de giro - Dual (Diésel-GNV).

6.4 MEDICIÓN DE PRESIÓN CON EL *WPS500X*.

La visualización de las formas de onda de presión, permiten identificar irregularidades como *ringing* o pérdidas de compresión. Además, posibilita calcular la densidad del aire admitido y con ello el *rendimiento volumétrico*, parámetros claves para diagnosticar el rendimiento volumétrico operando sin combustión.

6.4.1 Formas de onda de la señal de presión operando con *Diésel* y *Dual* en Ralentí.

Con esta medición de presión al interior del cilindro, es posible identificar las cuatro etapas del ciclo termodinámico:

- *Expansión*: 0–180 [CAD].
- *Admisión*: 360–540 [CAD].
- *Escape*: 180–360 [CAD].
- *Compresión*: 540–720 [CAD].

Además, la forma de onda de la señal de presión obtenida permite identificar el momento exacto de apertura de las válvulas de admisión (*IVO*) y cierre las válvulas de escape (*EVC*):

- Apertura de válvulas: *IVO*=346° (14 [CAD] BTDC).
- Cierre de válvulas: *EVC*=380° (20 [CAD] ATDC).

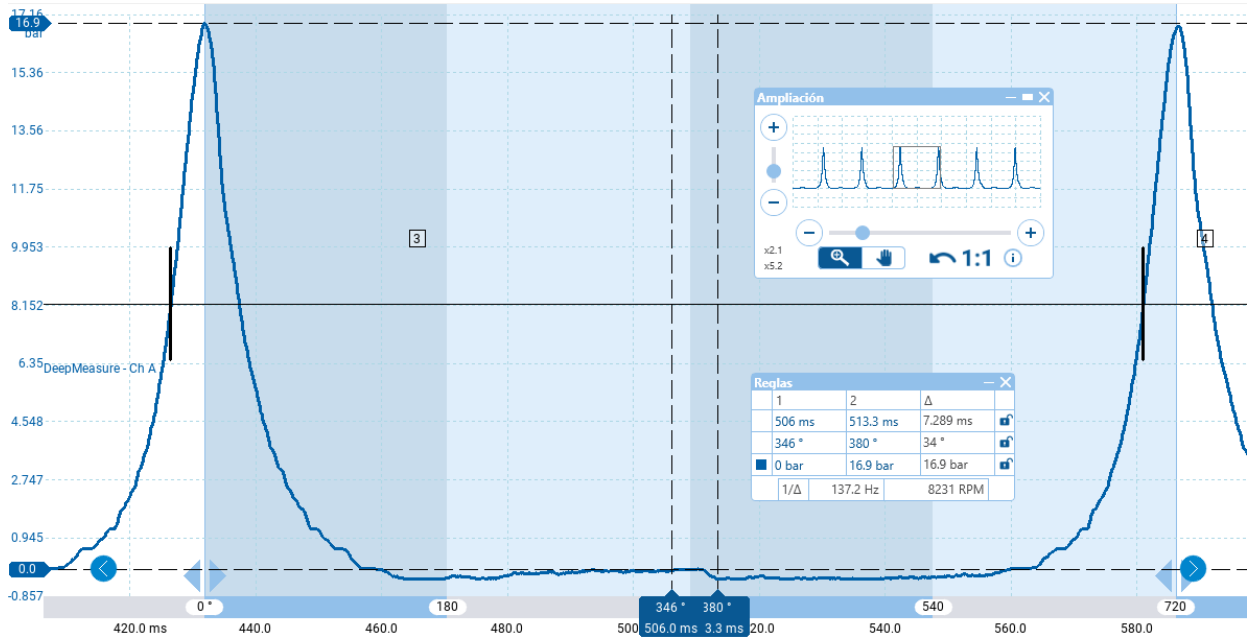


Fig. 48. Forma de onda de presión, operando con combustible *Diésel* a 775 [RPM].

TABLA XI
DATOS OBTENIDOS CON LA HERRAMIENTA *DEEP MEASURE* OPERANDO CON
COMBUSTIBLE *DIÉSEL* EN RALENTÍ.

Ciclo n.º	Tiempo de ciclo	RPM	Tensión máx.	Tensión mín.	Tensión Pc-Pc	Tiempo de inicio	Tiempo final
3	154.485 [ms]	775	16.92 [bar]	-306.2 [mbar]	17.23 [bar]	426.126 [ms]	580.610 [ms]
4	154.920 [ms]	775	16.80 [bar]	-310.4 [mbar]	17.11 [bar]	580.610 [ms]	735.530 [ms]

La onda de presión registrada en modo *Dual* permite analizar el efecto de introducir gas natural vehicular (*GNV*) premezclado con aire en el cilindro, a partir de la forma de la señal medida.

En particular, se busca determinar si la presencia de *GNV* influye de manera favorable o no en la admisión de aire durante el traslape de válvulas (*Overlap: IVO–EVC*).

- Apertura de válvulas: *IVO*=335° (25 [CAD] BTDC).
- Cierre de válvulas: *EVC*=388° (28 [CAD] ATDC).

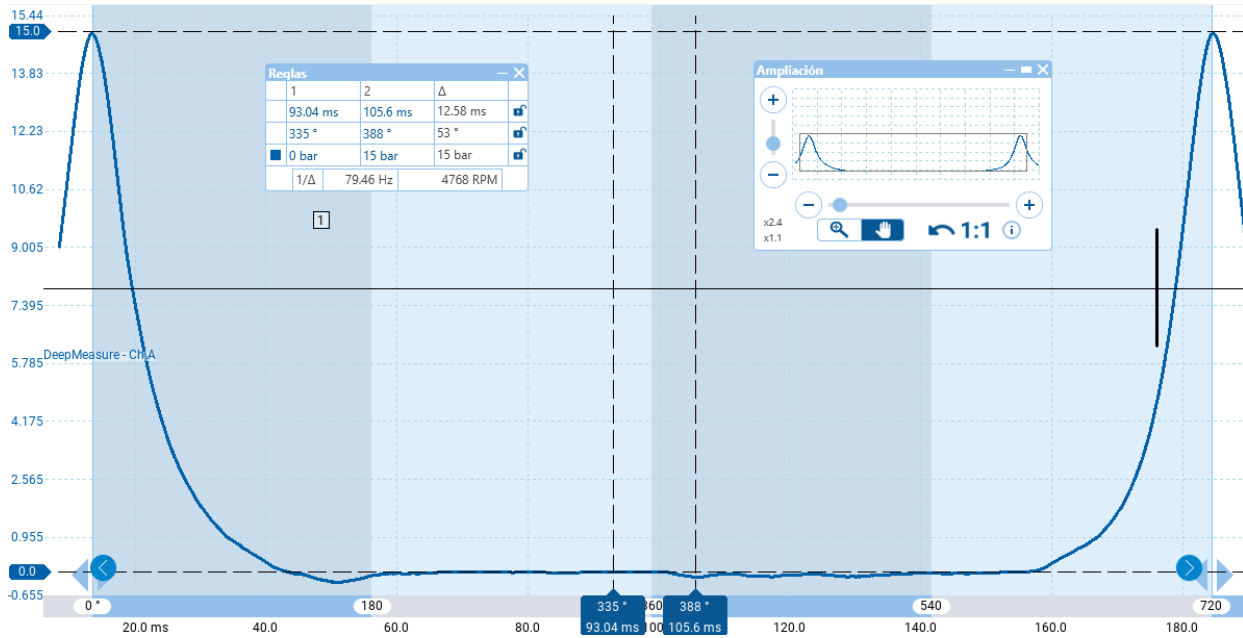


Fig. 49. Forma de onda de presión, operando con combustible *Dual* (*Diésel* - *GNV*) a 775 [RPM].

TABLA XII
DATOS OBTENIDOS CON LA HERRAMIENTA *DEEP MEASURE* OPERANDO CON
COMBUSTIBLE *DUAL* (*DIÉSEL*-*GNV*) EN RALENTÍ.

Ciclo n.°	Tiempo de ciclo	RPM	Tensión máx.	Tensión mín.	Tensión Pc-Pc	Tiempo de inicio	Tiempo final
1	171.29 [ms]	775	14.95 [bar]	-286.2 [mbar]	15.23 [bar]	4.937 [ms]	176.228 [ms]

Al comparar la cuarta columna de las Tablas XI y XII, se observa que la *presión máxima* (Tensión máx) registrada, es mayor al operar con *Diésel* (16.92 [bar]), en comparación con modo *Dual* (14.95 [bar]).

La diferencia observada se explica porque, al operar en modo *Dual*, el gas natural vehicular (*GNV*) desplaza parte del aire en la admisión. Dado que el *GNV* tiene una densidad inferior a la del aire, la mezcla resultante contiene una menor masa de gas por ciclo, es decir, un número reducido de moles en el cilindro. Aunque la relación de compresión geométrica se mantiene constante, la menor cantidad de masa atrapada implica que la presión alcanzada al final de la compresión sea inferior a la obtenida operando el motor con *Diésel* puro.

6.4.2 Apertura y cierre de la válvula de escape.

Operando en modo *Diésel* a 775 [RPM]:

- Apertura de válvula: $EVO=120^\circ$ (60 [CAD] BBDC).
- Cierre de válvula: $EVC=380^\circ$ (20 [CAD] ATDC).

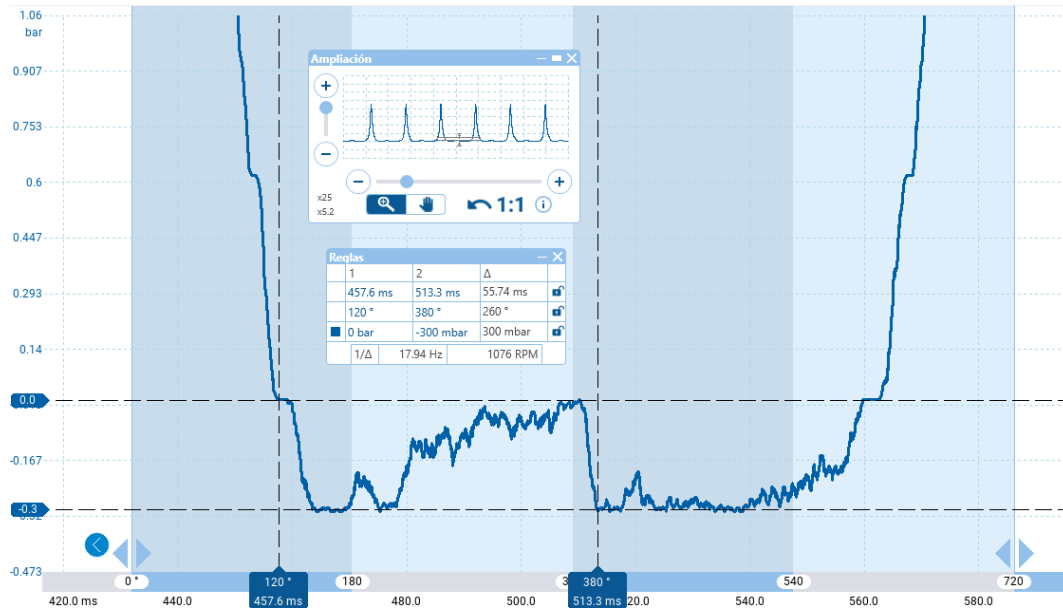


Fig. 50. EVO y EVC de las válvulas de escape, operando con combustible *Diésel*.

Operando en modo *Dual* a 775 [RPM]:

- Apertura de válvula: $EVO=126^\circ$ (54 [CAD] BBDC).
- Cierre de válvula: $EVC=388^\circ$ (28 [CAD] ATDC).

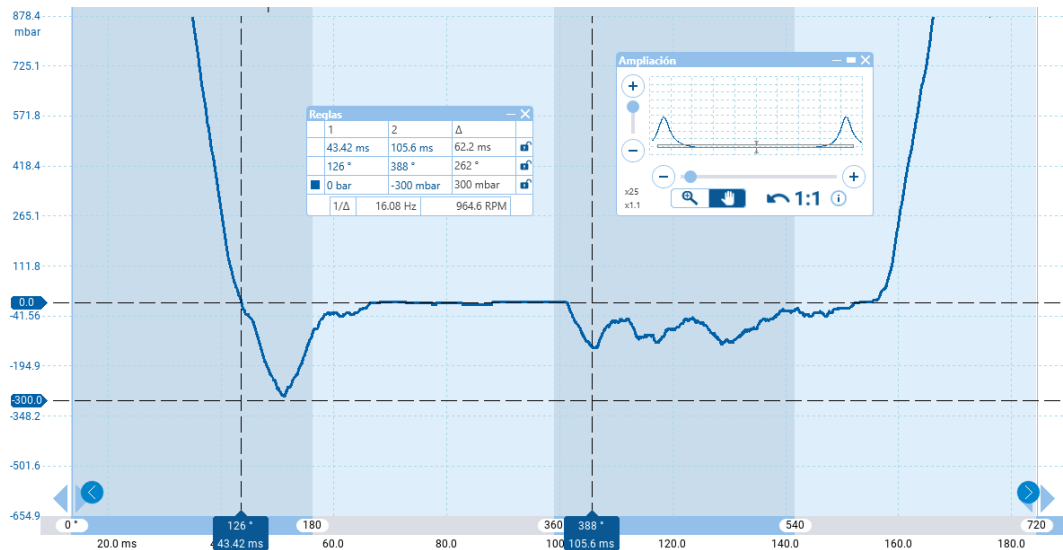


Fig. 51. EVO y EVC de las válvulas de escape, operando con combustible *Dual* (Diésel-GNV).

En la Figura 50, en régimen de ralentí en modo *Diésel*, la forma de onda de la señal de presión indica $EVO = 120^\circ$ y $EVC = 380^\circ$. Mientras que en la Figura 51, operando también en ralentí pero en modo *Dual*, se identifican $EVO = 126^\circ$ y $EVC = 388^\circ$. Pero los valores indicados por el fabricante del motor *4JH1-TC*, son $EVO = 126^\circ$ y $EVC = 386^\circ$.

La determinación de EVO se realiza identificando el inicio del *blowdown* en la forma de onda: el cambio de curvatura al final de la expansión seguido del mínimo $dP/d\theta$, que ocurre cuando la válvula de escape comienza a levantarse y se establece flujo hacia el múltiple. El cruce con 0 bar no es un marcador de apertura, sino de igualación de presiones y ocurre con posterioridad; ya que depende de la masa residual y de las pulsaciones presentes en la línea de escape.

La determinación de EVC se establece en el punto donde cesa el barrido y cambia la pendiente alrededor del TDC (traslape de válvulas), es decir, cuando la válvula de escape se cierra por completo y deja de contribuir al intercambio de masa. A partir de ese instante, la presión se mantiene subatmosférica, esto se explica por el descenso del pistón con la válvula de admisión abierta y las pérdidas de carga del sistema de admisión.

Las diferencias respecto de los ángulos nominales del motor *4JH1-TC* se explican por los efectos de dinámica de gases y por condiciones termodinámicas distintas entre los modos *Diésel* y *Dual*, entre los que se destacan:

- Pulsaciones y reflexiones de onda en el múltiple de escape, que adelantan o retrasan el instante en que la apertura de la válvula de escape se refleja en la señal de presión.
- La variación en la masa y la temperatura de los gases residuales modifica las condiciones iniciales del *blowdown*, alterando la forma y la rapidez con que desciende la presión al inicio de la apertura de la válvula de escape (EVO).
- Diferencias en el perfil de liberación de calor y en el estado térmico de la cámara de combustión, que alteran la evolución de $P(\theta)$ alrededor de los eventos EVO/EVC .

6.4.3 Apertura y cierre de la válvula de admisión.

Operando en modo *Diésel* a 775 [RPM]:

- Apertura de válvula: $IVO=346^\circ$ (14 [CAD] BTDC).
- Cierre de válvula: $IVC=610^\circ$ (70 [CAD] ABDC).

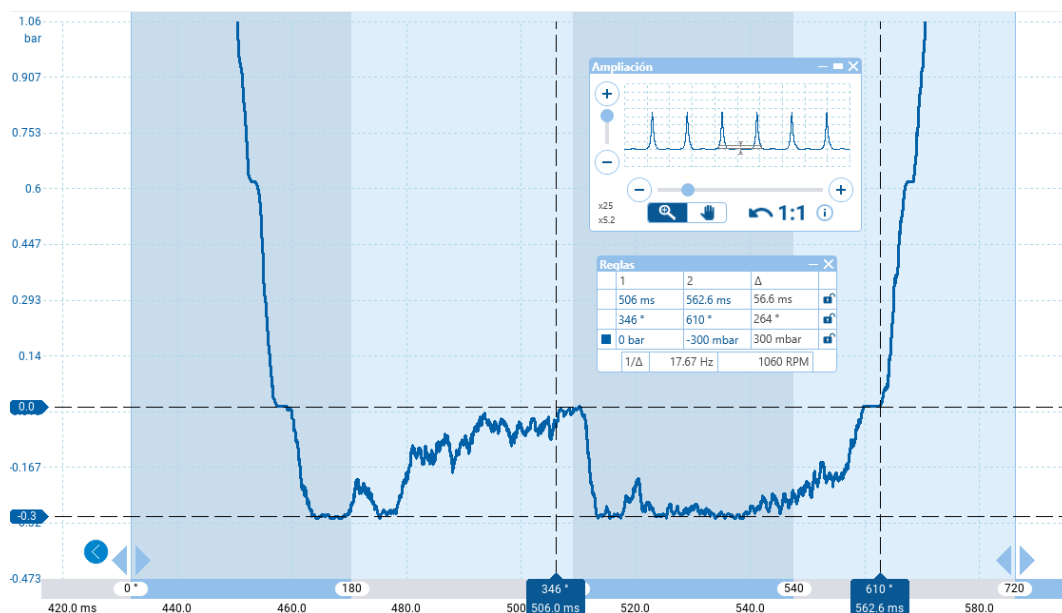


Fig. 52. IVO y IVC de las válvulas de admisión, operando con combustible *Diésel*.

Operando en modo *Dual* a 775 [RPM]:

- Apertura de válvula: $IVO=335^\circ$ (25 [CAD] BTDC).
- Cierre de válvula: $IVC=598^\circ$ (58 [CAD] ABDC).

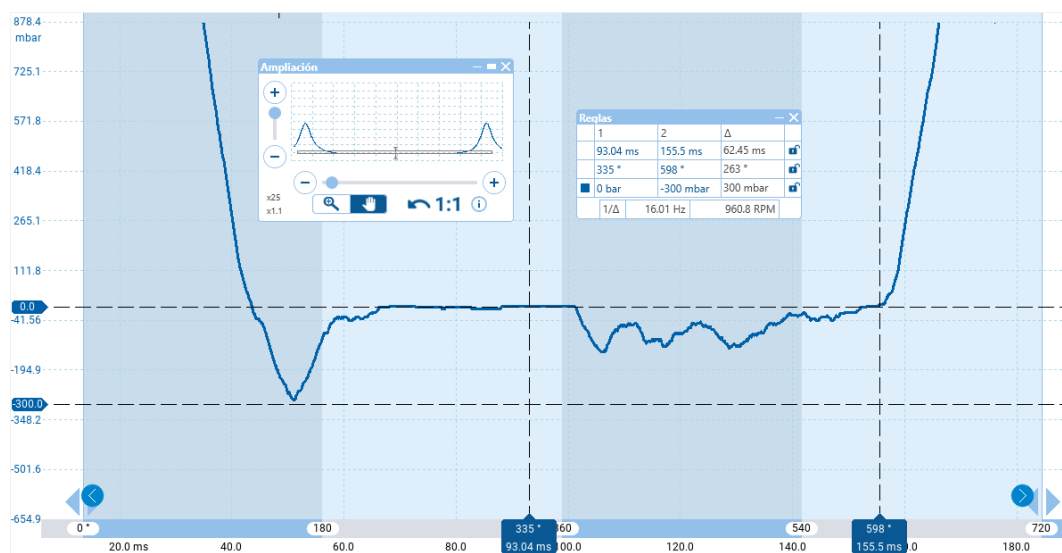


Fig. 53. IVO y IVC de las válvulas de admisión, operando con combustible *Dual* (Diésel-GNV).

En la Figura 52, operando en ralentí con *Diésel*, en la forma de onda de la señal de presión se identifica $IVO = 346^\circ$ y $IVC = 610^\circ$. Pero en la Figura 53, bajo el mismo régimen de giro en modo *Dual*, se toma $IVO = 335^\circ$ y $IVC = 598^\circ$. Por otro lado, los datos de referencia del fabricante del motor *4JH1-TC*, los valores nominales son $IVO = 335,5^\circ$ y $IVC = 595,5^\circ$.

La apertura de la válvula de admisión (IVO) se identifica en la forma de onda de presión como el punto donde cesan las variaciones de pendiente pocos grados antes del TDC , al final de la fase de escape. La estabilización de la señal en valores próximos a 0 [bar] refleja el inicio del flujo de aire a presión atmosférica desde el colector de admisión hacia el interior del cilindro.

Después del cierre de la válvula de escape (EVC), la presión en el cilindro desciende por debajo de la atmosférica debido al movimiento descendente del pistón y a las pérdidas de carga en el conducto de admisión. Este comportamiento genera una presión subatmosférica que facilita la entrada de aire fresco desde el colector de admisión hacia el interior del cilindro.

El cierre de la válvula de admisión (IVC) se identifica después del BDC , tras finalizar la fase de admisión. En la forma de onda, corresponde al punto donde concluye la transición desde una presión subatmosférica hasta la presión atmosférica (0 [bar]) a partir de ese punto la presión incrementa progresivamente por encima de la atmosférica. Este comportamiento refleja el ascenso del pistón con ambas válvulas completamente cerradas, con lo cual queda atrapada la masa de aire admitida y se da inicio a la fase de compresión.

Las diferencias observadas frente a los valores nominales del fabricante se explican por fenómenos propios del proceso de admisión y por las condiciones termodinámicas que varían entre los modos *Diésel* y *Dual*, como:

- Efectos de inercia y pulsaciones en el colector de admisión, que adelantan o retrasan el instante en el que ocurre la apertura (IVO) y el cierre (IVC) de la válvula y como se visualiza en la señal de presión.
- El vacío generado por el descenso del pistón, combinado con las pérdidas de carga en el ducto de admisión, determinan la magnitud de la presión subatmosférica registrada en la fase de admisión después de 360° (TDC).
- La presencia de gas natural (GNV) en el modo *Dual* modifica la composición y la densidad de la mezcla, alterando la velocidad de llenado y el momento en que la señal de presión retorna a valores atmosféricos en el cierre de la válvula de admisión (IVC).
- El estado térmico de la cámara de combustión y la proporción de gases residuales influyen en la evolución de $P(\theta)$ durante la fase de admisión.

6.4.4 Renovación de la carga (*Overlap*).

Operando en modo *Diésel* a $775 [RPM]$:

- Apertura de válvula: $IVO=346^\circ$ ($14 [CAD]$ BTDC).
- Cierre de válvula: $EVC=380^\circ$ ($20 [CAD]$ ATDC).

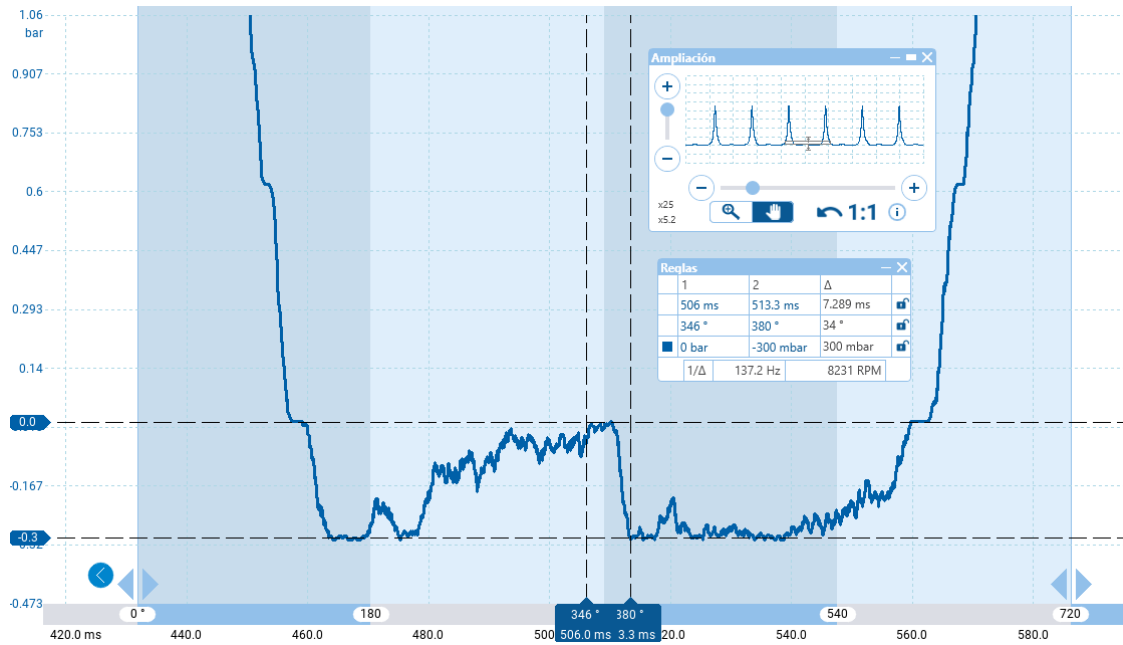


Fig. 54. *Overlap* de válvulas: apertura (*IVO*) y cierre (*EVC*) durante operación en modo *Diésel*.

Operando en modo *Dual* a $775 [RPM]$:

- Apertura de válvula: $IVO=335^\circ$ ($25 [CAD]$ BTDC).
- Cierre de válvula: $EVC=388^\circ$ ($28 [CAD]$ ATDC).

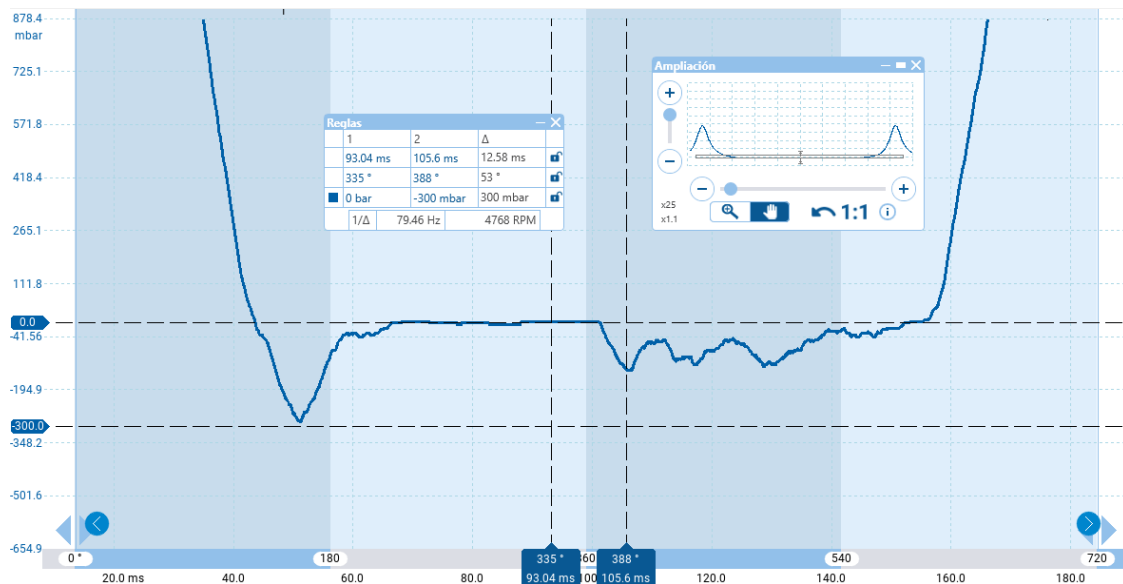


Fig. 55. *Overlap* de válvulas: apertura (*IVO*) y cierre (*EVC*) durante operación en modo *Dual*.

En la Figura 54, operando en ralentí con *Diésel*, la forma de onda de la señal de presión indica un traslape de válvulas comprendido entre $IVO = 346^\circ$ y $EVC = 380^\circ$. En la Figura 55, bajo las mismas condiciones en modo *Dual*, se determina un intervalo desde $IVO = 335^\circ$ hasta $EVC = 388^\circ$. Los valores de referencia del fabricante para el motor *4JH1-TC* corresponden a $IVO = 335,5^\circ$ y $EVC = 386^\circ$.

La renovación de la carga (*overlap*) se produce en el entorno del *TDC* entre las fases de escape y admisión, cuando ambas válvulas permanecen abiertas simultáneamente. Durante este intervalo, parte de los gases frescos ingresan al cilindro antes de que se complete la expulsión de los gases residuales, lo que favorece el barrido y la dilución de los gases quemados.

En la forma de onda se observa que tras el cierre incompleto de la válvula de escape, la presión se mantiene cercana o ligeramente por debajo de la atmosférica, mientras la válvula de admisión inicia la entrada de aire. Esta condición facilita la renovación, pero también la hace sensible a la dinámica de pulsaciones en los colectores.

Las diferencias respecto a los ángulos nominales del fabricante se explican por fenómenos propios del traslape de válvulas, donde intervienen simultáneamente admisión y escape, donde influyen principalmente

- La interacción cruzada de ondas de presión en ambos colectores, que determina el balance entre el barrido de los gases residuales y el posible reflujo hacia el escape.
- La masa y temperatura de los gases residuales atrapados, que condicionan la efectividad de la renovación de carga durante el cruce por el *TDC* de traslape.
- En modo *Dual*, la presencia de *GNV* altera la composición y las propiedades termodinámicas de la mezcla (densidad, capacidad calorífica y cinética de combustión), y con ello la velocidad de llenado. Estas variaciones modifican el perfil de presión durante el traslape y condicionan en la forma de onda, los puntos en que se hacen evidentes el cierre del escape (*EVC*) y la apertura de la admisión (*IVO*).

Estos factores justifican los valores en *CAD* del traslape medido, operando con *Diésel* y en modo *Dual*, evidenciando que la operación con *GNV* modifica la interacción entre los gases residuales y el aire fresco admitido.

6.5 RENDIMIENTO VOLUMÉTRICO.

6.5.1 Densidad del aire admitido operando con *Diésel* & modo *Dual*.

Durante la etapa de admisión (entre $335.5 - 595.5$ [CAD]), se registró la presión al interior del cilindro, como muestra la Figura 54 operando con combustible *Diésel* y la Figura 55 operando en modo *Dual*. Con esta medición de presión, se calcula la densidad del aire admitido (ρ_a):

$$\rho_a \text{ [g/cm}^3\text{]} = \frac{P \text{ [kPa]}}{R_a \left[\frac{\text{J}}{\text{g}\cdot\text{K}} \right] \cdot \left[\frac{1000 \text{ [kPa}\cdot\text{cm}^3\text{]}}{1 \text{ J}} \right] \cdot T_{\text{amb}} \text{ [K]}} \quad (21)$$

Donde:

- P = Presión del aire durante la etapa de admisión, medida con el transductor de presión *WPS500X*.
- $R_a = 0,2871 \left[\frac{\text{J}}{\text{g}\cdot\text{K}} \right]$ es la constante del aire como gas ideal.
- T_{adm} = Temperatura del aire de admisión, registrada vía *OBD* en unidades de Kelvin.

Dado que la temperatura del motor es más elevada durante la operación con combustible *Dual* en comparación con la operación con combustible *Diésel*, la densidad del aire de admisión resulta ligeramente inferior en el modo *Dual* (Diésel-GNV), tal como se aprecia en las Figuras 56 y 57.

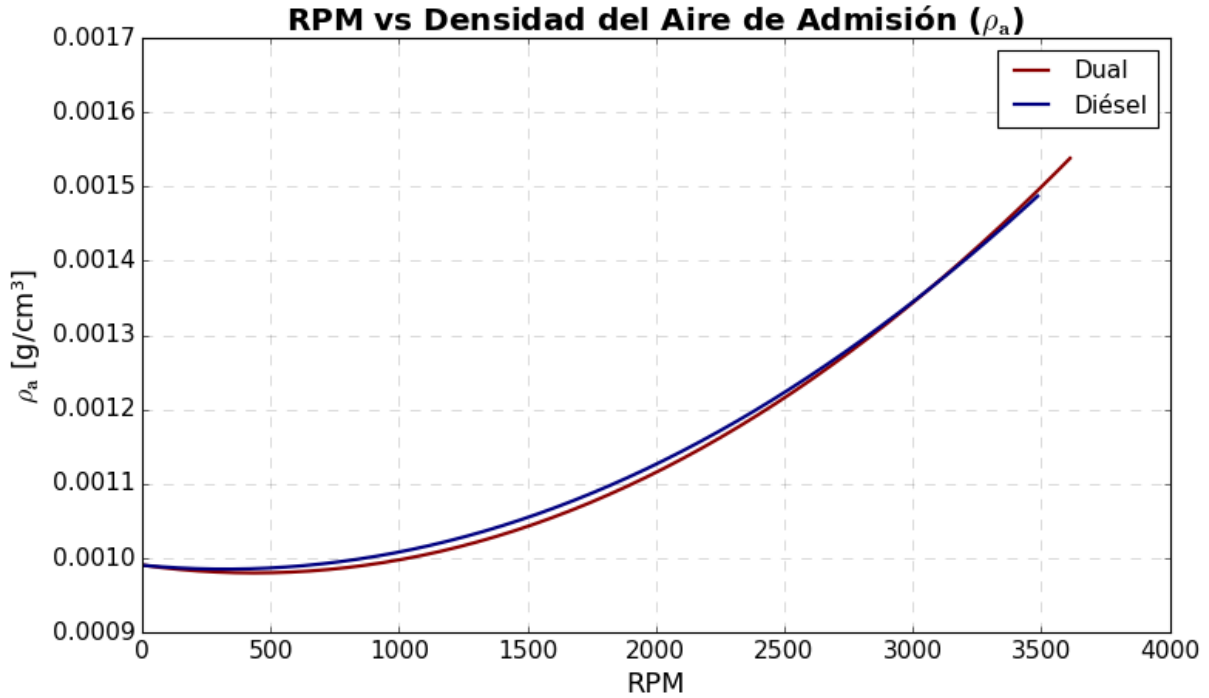


Fig. 56. Densidad del aire admitido en función de las RPM.

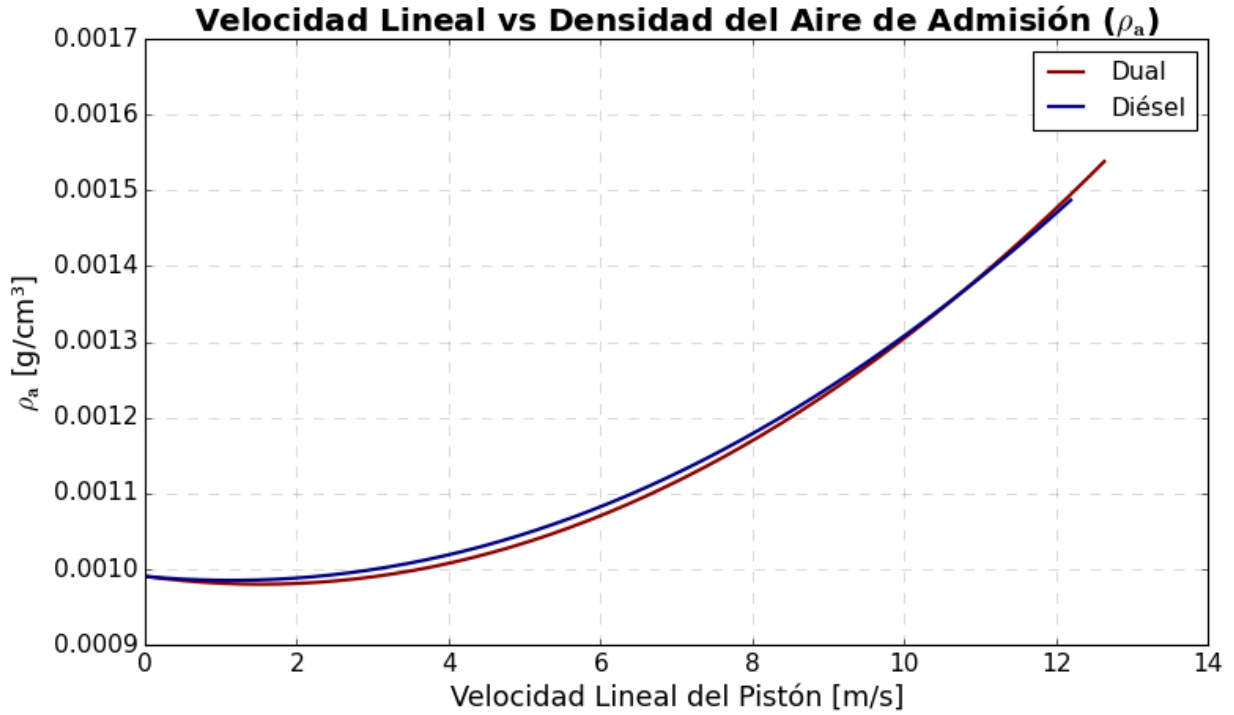


Fig. 57. Densidad del aire admitido en función de la velocidad lineal del pistón.

6.5.2 Eficiencia volumétrica operando con *Diésel* & modo *Dual*.

Con la cilindrada del motor y la densidad del aire admitido (Figuras 56 y 57), se calcula η_v , que expresa la relación entre la masa de aire efectivamente admitida y la masa que ocuparía en el volumen teórico del cilindro.

Con la masa de aire calculada y el caudal de aire medido por el sensor *MAF* (Figura 43), se calcula el *rendimiento volumétrico* empleando la ecuación (9). Sustituyendo en dicha ecuación los valores obtenidos a partir de las mediciones experimentales, se obtiene la siguiente expresión:

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{ref}} = \frac{\text{MAF [g/s]} \cdot n_R}{\rho_a \text{ [g/cm}^3\text{]} \cdot V_T \text{ [cm}^3\text{]} \cdot n \text{ [rev/s]}} \quad (22)$$

Donde:

- n_R es el número de revoluciones por ciclo ($n_R = 2$).
- V_T es el volumen total desplazado por los cilindros ($V_T = 2999 \text{ [cm}^3\text{]}$).

La ecuación (22) permite calcular la relación entre el flujo másico de aire medido por el sensor *MAF* y la capacidad de admisión del motor, basado en el cálculo de la densidad del aire durante las pruebas y las condiciones ambientales de Medellín, Colombia.

Este cálculo es sensible a las variaciones de presión y temperatura presentes durante la medición del sensor *MAF*, de modo que las diferencias observadas entre los modos *Diésel* y *Dual* no dependen únicamente de la dinámica de llenado, sino también de la interpretación que realiza el sensor sobre el flujo total admitido.

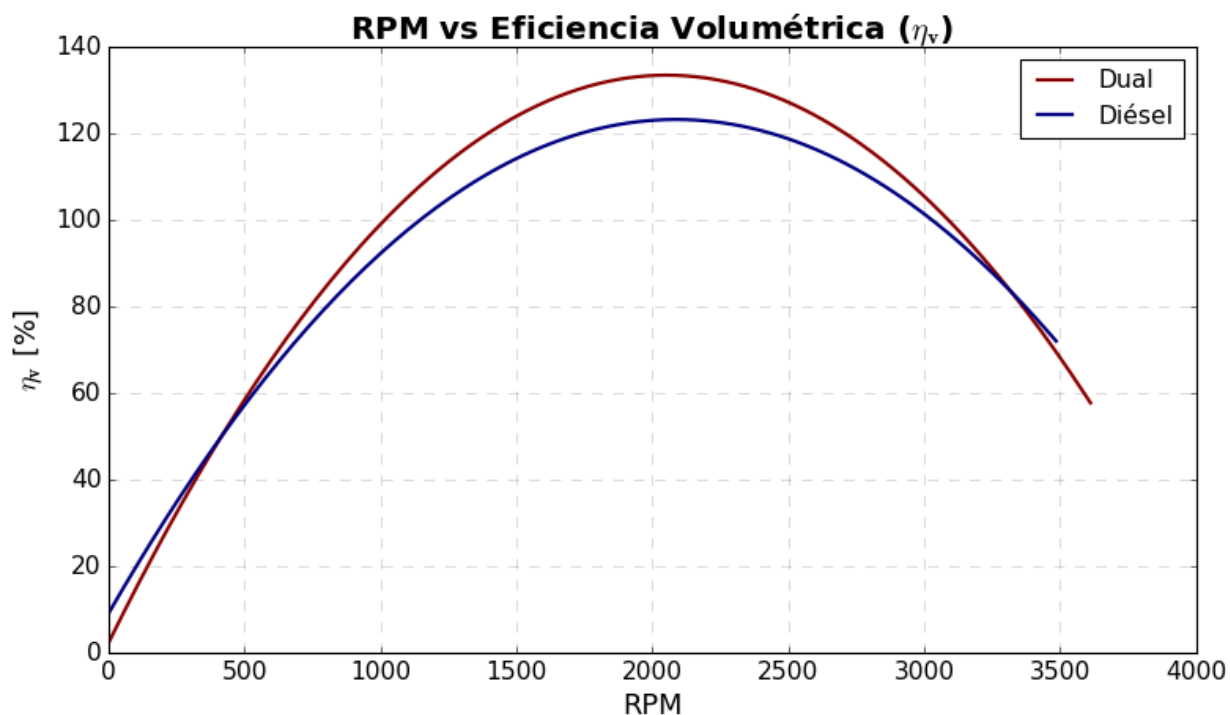


Fig. 58. Eficiencia volumétrica en función de las RPM.

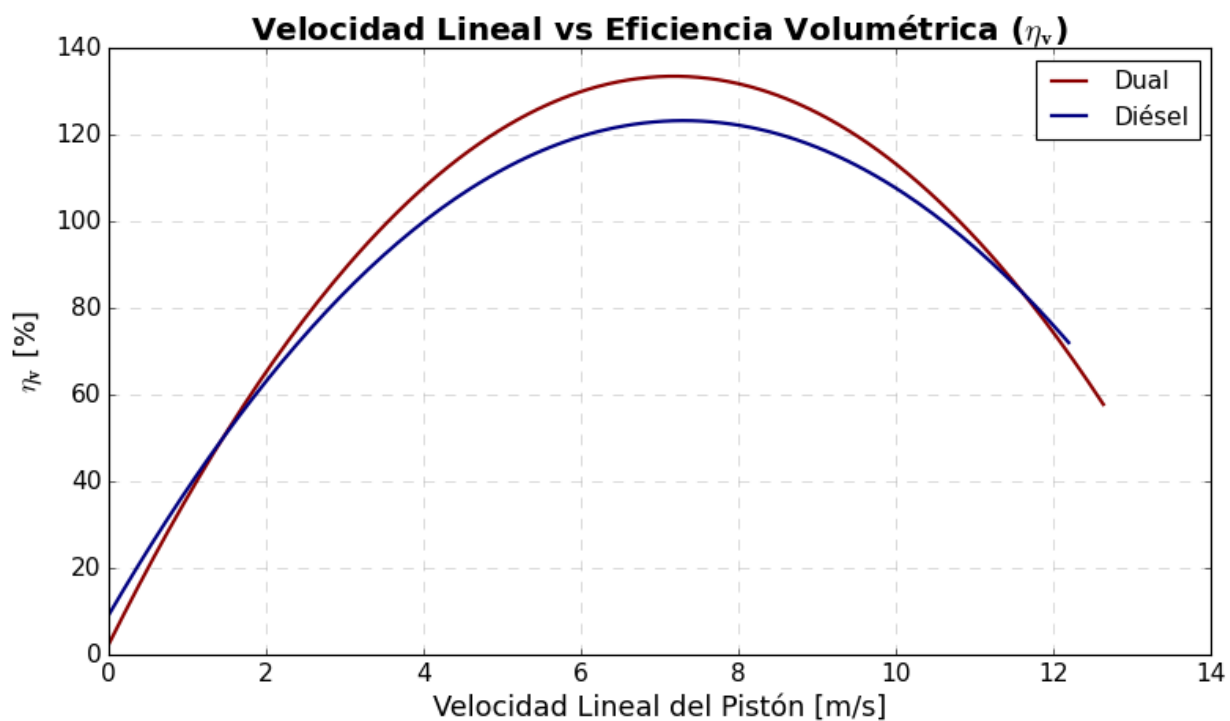


Fig. 59. Eficiencia volumétrica en función de la velocidad lineal del pistón.

Operando con *Diésel* a bajas revoluciones, se logran admitir aire con mayor densidad, obteniendo una mayor eficiencia volumétrica. Sin embargo, por encima de las 1500 [RPM], se observa que el rendimiento volumétrico es superior con el motor funcionando en modo *Dual* (Diésel-GNV).

Desde el punto de vista teórico, se esperaría lo contrario, en modo *diésel* debería ofrecer un mayor rendimiento volumétrico, ya que el diésel, al ser inyectado directamente en la cámara de combustión, no ocupa volumen en el colector de admisión. Esto permite que todo el volumen disponible se utilice para la admisión de aire, maximizando así η_v .

En cambio, al operar en modo *Dual*, el GNV al ser inyectado en estado gaseoso en el colector de admisión, ocupa parte del volumen disponible, desplazando una fracción del aire y reduciendo cantidad de oxígeno disponible para la combustión.

Entonces ¿por qué el valor de η_v mostrado en las Figuras 58 y 59 resulta mayor cuando el motor opera en modo *Dual*?

Porque:

I. Sobre-estimación del flujo de aire en modo *Dual*:

La inyección de *GNV* en el colector de admisión incrementa ligeramente la presión total del flujo admitido, esto es registrado por el sensor *MAF* como un mayor caudal másico de aire. Dado que las ecuaciones 9 y 22 asumen que el flujo medido es solo aire, sin descontar la fracción de *GNV*, esto provoca una sobre-estimación de la masa real de aire admitido y un valor inflado del rendimiento volumétrico (η_v).

II. Falta de calibración para operación dual:

Los sensores de flujo másico (*MAF*) y presión (*MAP*) están calibrados para condiciones de operación con *diésel*. Al operar en modo *Dual*, estos sensores no distinguen entre aire y *GNV*, por lo que el sistema de adquisición interpreta el flujo total como si fuera únicamente aire. Esta lectura sesgada contribuye a una sobre-estimación del rendimiento volumétrico.

Por estas razones los valores de η_v observados en modo *Dual* pueden no reflejar una mejora real en la eficiencia de llenado de los cilindros, sino más bien una interpretación parcial de los datos en condiciones no previstas para la calibración original del motor *4JH1-TC*.

6.6 DETECCIÓN DE IRREGULARIDADES.

Durante las pruebas se registraron irregularidades en la señal de presión en $8 [CAD] BTDC$ a $1380 [RPM]$. En modo dual, la combustión se inicia con la inyección piloto de diésel, cuya ignición eleva la presión y la temperatura en la cámara, generando especies reactivas como OH , H , O , CH_2O que reducen el tiempo de inducción del *GNV*. Así, el *GNV* no enciende por compresión directa, sino inducido por la llama piloto.

Si una fracción significativa de mezcla aire-*GNV* se enciende casi simultáneamente, se produce un aumento brusco de presión característico del *ringing*, asociado a:

- Elevada tasa de liberación de calor ($dQ/d\theta$).
- Incremento abrupto de la presión.
- Oscilaciones acústicas de alta frecuencia.

Sin embargo, en la Figura 60 las irregularidades observadas son pequeñas, no repetitivas y no se acompañan del golpeteo metálico típico del *ringing*. Por tanto, se concluye que corresponden a un **auto-encendido superficial**.

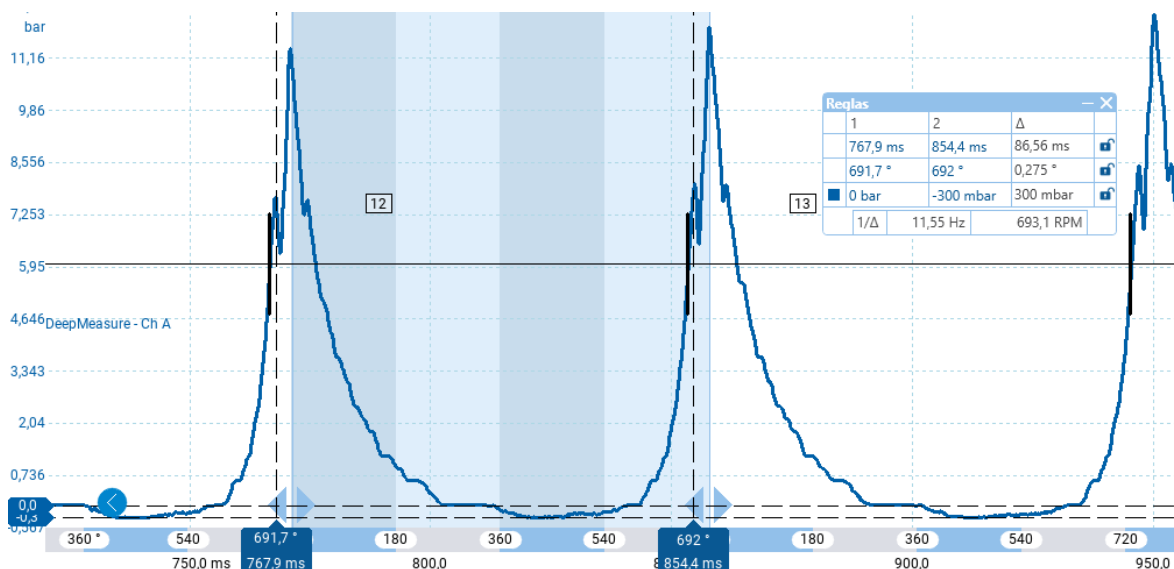


Fig. 60. Forma de onda de presión con irregularidades. Modo *Dual* (*Diésel-GNV*) a 1380 [RPM].

TABLA XIII
DATOS OBTENIDOS CON LA HERRAMIENTA *DEEP MEASURE* OPERANDO CON
COMBUSTIBLE *DUAL* (*DIÉSEL-GNV*) A 1380 [PRM].

Ciclo n.º	Tiempo de ciclo	RPM	Tensión máx.	Tensión mín.	Tensión Pc-Pc	Tiempo de inicio	Tiempo final
12	86.835 [ms]	1380	11.43 [bar]	-306.2 [mbar]	11.73 [bar]	766.590 [ms]	853.426 [ms]
13	92.042 [ms]	1304	11.95 [bar]	-306.2 [mbar]	12.25 [bar]	853.426 [ms]	945.467 [ms]

Este fenómeno se debe a focos locales de ignición en zonas calientes de la cámara (bordes de válvulas, depósitos de carbono, grietas o intersticios), que originan micro-encendidos sin generar un frente de llama global violento, dando como resultado pequeños picos de presión y oscilaciones irregulares.

TABLA XIV
COMPARACIÓN ENTRE RINGING Y AUTO-ENCENDIDO SUPERFICIAL EN *MEC*.

Fenómeno	Ringings	Auto-encendido superficial
Causa principal	Encendido rápido y casi simultáneo de una gran fracción de mezcla aire- <i>GNV</i> tras la inyección piloto de diésel.	Encendido localizado en pequeños focos de mezcla, inducido por puntos calientes como bordes de válvulas, depósitos de <i>C</i> y grietas.
Relación con la inyección piloto	La combustión de la inyección piloto provoca una fuerte elevación de presión y temperatura, más la presencia de mezcla homogénea de <i>GNV</i> lista para encender.	Ocurre independientemente de la inyección piloto, en zonas críticas de la cámara donde se acumulan condiciones favorables para provocar micro-encendidos.
Manifestación en la señal de presión	Alta tasa de liberación de calor ($dQ/d\theta$), picos agudos y oscilaciones de alta frecuencia repetitivas.	Pequeños picos irregulares en la curva de presión, no necesariamente repetitivos ni con patrón definido.
Percepción acústica	Golpeteo metálico fuerte y característico del <i>knock</i> .	Puede ser imperceptible acústicamente, sin golpeteo metálico claro.
Consecuencias mecánicas	Riesgo elevado de daño estructural (pistones, bielas, cojinetes) debido a ondas de choque intensas.	No compromete severamente la integridad mecánica, aunque genera inestabilidad en la combustión.

A partir de la relación politrópica definida en la ecuación (13) y la ecuación (15) para la presión en el punto muerto superior (*TDC*), se procede a calcular las condiciones termodinámicas de compresión.

Tomando $P_{intake} = 84,5 \text{ [kPa]}$, $T_{intake} = 298,15 \text{ [K]}$, $r_c = 18,3$ y $n = 1,22$ la temperatura al interior del cilindro en *TDC* se obtiene mediante:

$$T_{TDC} = T_{intake} (r_c)^{n-1} = 565,16 \text{ [K]} \quad (292,01[^\circ\text{C}]) \quad (23)$$

Asimismo, el trabajo de compresión desde el punto muerto inferior (*BDC*) hasta el *TDC* se determina evaluando la integral del proceso politrópico:

$$W = \int_{V_i}^{V_f} P dV \quad (24)$$

Sustituyendo $P = C/V^n$ y resolviendo la integral, se obtiene lo siguiente:

$$W_{\text{Compresión}} = \frac{P_{TDC} \cdot V_{TDC} - P_{intake} \cdot V_{intake}}{1 - n} = \frac{1684,5 \text{ [kPa]} \cdot 4,33 \times 10^{-5} \text{ [m}^3\text{]} - 84,5 \text{ [kPa]} \cdot 7,93 \times 10^{-4} \text{ [m}^3\text{]}}{1 - 1,22}$$

$$W_{\text{Compresión}} \approx -26,95 \text{ [J]}$$

El trabajo de compresión resulta negativo porque, al disminuir el volumen del cilindro ($dV < 0$), el pistón realiza trabajo sobre el gas.

6.7 MEDICIÓN DE LOS PULSOS DE INYECCIÓN DE COMBUSTIBLE.

La metodología descrita en la sección "5.7 MEDICIÓN DE SEÑALES DE PULSOS DE INYECCIÓN DE COMBUSTIBLE", permite analizar los tiempos y patrones de inyección de combustible a partir de las señales *MAB* y *PSG to Solenoid signal*. La medición de ambas señales se realizó operando el motor con combustible *Diésel* en ralentí.

La medición de los patrones de *inyección de combustible*, así como el análisis del *avance de la inyección*, proporcionan información clave para ajustar los reglajes del motor.

Estos ajustes son esenciales para optimizar el rendimiento, mejorar la eficiencia de la combustión y reducir las emisiones contaminantes, especialmente al operar con combustibles alternativos como el *GNV*.

6.7.1 Medición de *MAB signal*.

La señal *MAB* se refiere a la válvula solenoide de alta presión, la cual regula el corte del combustible durante el ciclo de inyección. Esta señal es crucial para controlar el momento y la cantidad de combustible inyectado.

En la Figura 61 se observa que la válvula solenoide de alta presión habilita el flujo de combustible durante un intervalo de 15° (de 701° a 716°), enviando la señal para cerrar el paso de combustible 4° antes del *TDC*.

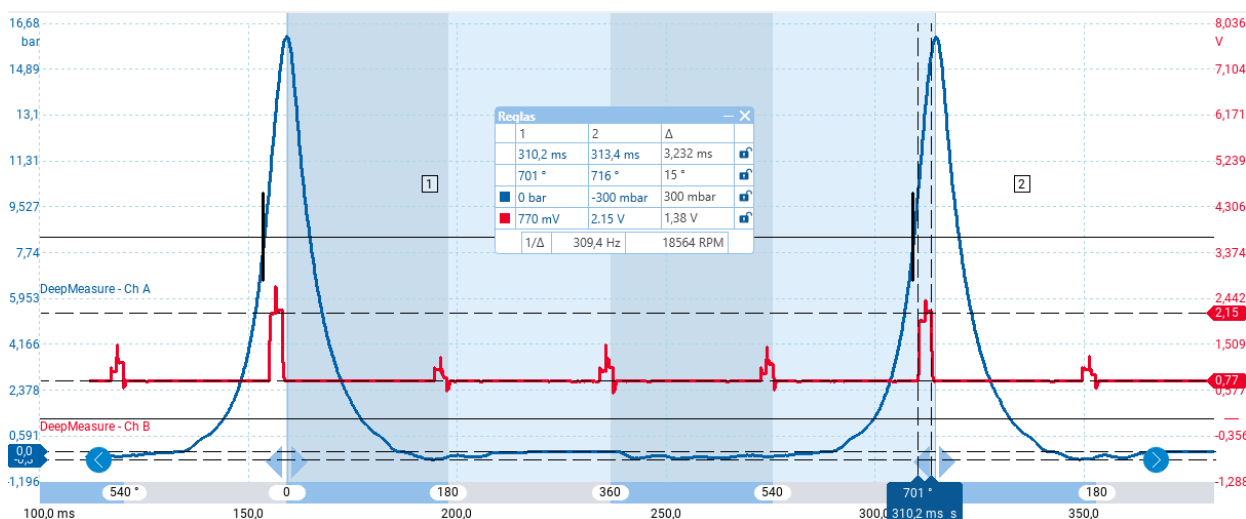


Fig. 61. Señal de inyección de combustible - *MAB signal*.
Inicio de inyección: $19 [CAD]$ BTDC - Duración: $15 [CAD]$

TABLA XV
DATOS DE *DEEP MEASURE* OPERANDO CON COMBUSTIBLE *DIÉSEL* A $770 [RPM]$.

Ciclo n.º	Tiempo de ciclo	RPM	Tensión máx.	Tensión mín.	Tensión Pc-Pc	Tiempo de inicio	Tiempo final
1	155.47 [ms]	770	16.20 [bar]	-300.9 [mbar]	16.47 [bar]	309.077 [ms]	464.285 [ms]

6.7.2 Medición de *PSG to Solenoid signal*.

El sistema de inyección del motor suministra combustible mediante la *inyección fraccionada*, que consiste en dos inyecciones de combustible:

- I. *Preinyección*: contribuye al encendido inicial, se efectúa 5° antes del *TDC* y se extiende durante 5° de giro de cigüeñal (de 355° a 360°). Figura 62.
- II. *Segunda inyección*: presenta una duración de 10° (de 360° a 370°), el doble que la preinyección. Se desarrolla inmediatamente después del *TDC*, en la fase de expansión, aportando la energía principal requerida por el motor. Figura 63.

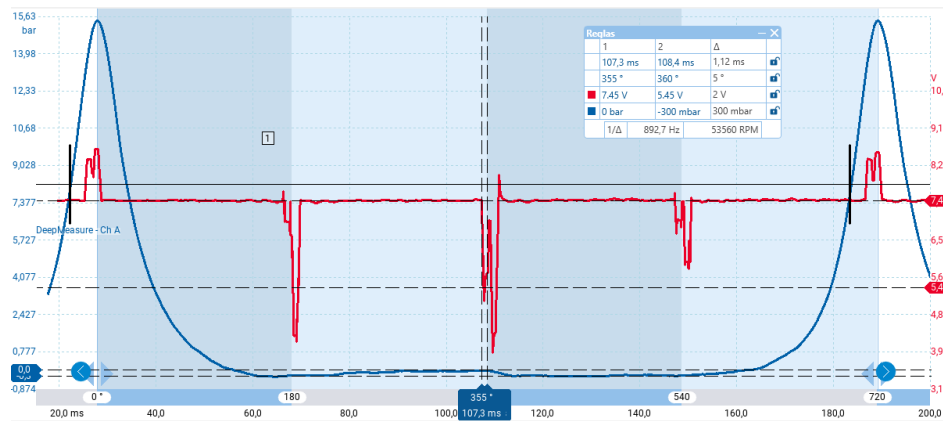


Fig. 62. Primera inyección de combustible - Unidad de Control de la Bomba (*PSG*).
Inicio de inyección: $5 [CAD]$ BTDC - Duración: $5 [CAD]$

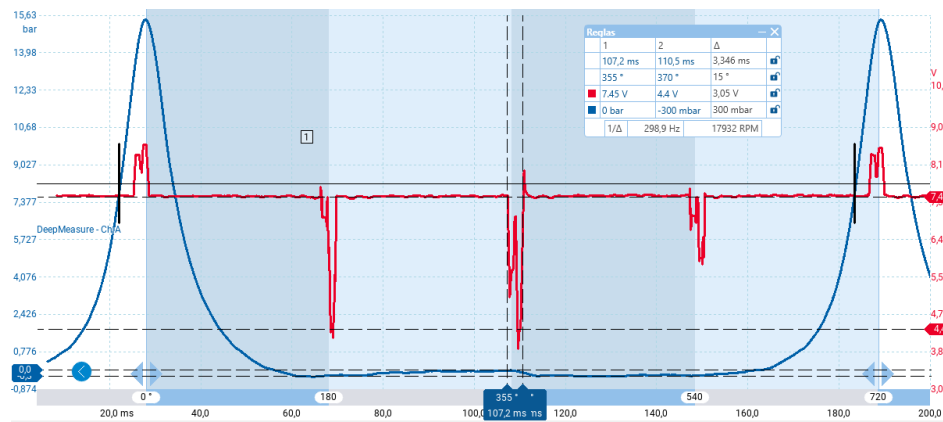


Fig. 63. Segunda inyección de combustible - Unidad de Control de la Bomba (*PSG*).
Inicio de inyección: $0 [CAD]$ TDC - Duración: $10 [CAD]$

TABLA XVI
DATOS DE *DEEP MEASURE* OPERANDO CON COMBUSTIBLE *DIÉSEL* A $745 [RPM]$.

Ciclo n.º	Tiempo de ciclo	RPM	Tensión máx.	Tensión mín.	Tensión Pc-Pc	Tiempo de inicio	Tiempo final
1	161.41 [ms]	745	15.45 [bar]	-306.2 [mbar]	15.76 [bar]	22.187 [ms]	183.592 [ms]

6.7.3 Avance en la inyección de combustible.

Con esta metodología se logró medir el *avance en la inyección* de combustible mediante la señal *PSG to Solenoid*. El avance en la inyección, registrado a 2330 [RPM], es una estrategia de la *ECM* para compensar la reducción del tiempo disponible por ciclo a altas revoluciones. Al adelantar y prolongar la inyección, se asegura una combustión completa, permitiendo que el combustible se atomice, se mezcle con el aire y se queme de manera adecuada, evitando retrasos en la liberación de energía y pérdidas de rendimiento.

Comparando las Figuras 62 y 64, se observa que la *preinyección*, que en ralentí ocurre 5° antes del *TDC* y dura 5° (de 355° a 360°), en régimen de alta velocidad se adelanta a 50° antes del *TDC* (310°) y se prolonga durante 20° (de 310° a 330°).

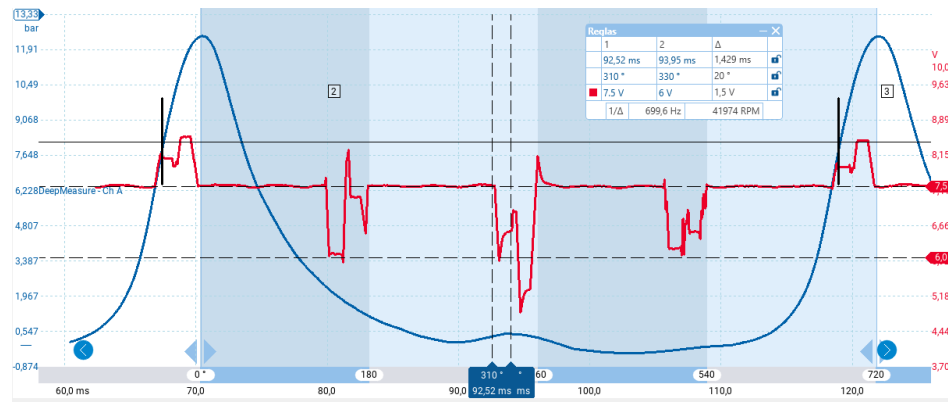


Fig. 64. Primera inyección de combustible - Unidad de Control de la Bomba (*PSG*).
Inicio de inyección: 50 [CAD] BTDC - Duración: 20 [CAD]

De forma análoga, al comparar las Figuras 63 y 65, se evidencia que la *segunda inyección*, que en ralentí se realiza 10° después del *TDC* (de 360° a 370°) con una duración de 10°, en condiciones de mayor velocidad ocurre 30° antes del *TDC* (330°) y se extiende durante 20° (de 330° a 350°), igualando la duración de la preinyección. En este caso, la inyección total de combustible (*preinyección* + *segunda inyección*) se concentra en un intervalo de 40° de giro de cigüeñal (de 310° a 350°), finalizando 10° antes del *TDC*.

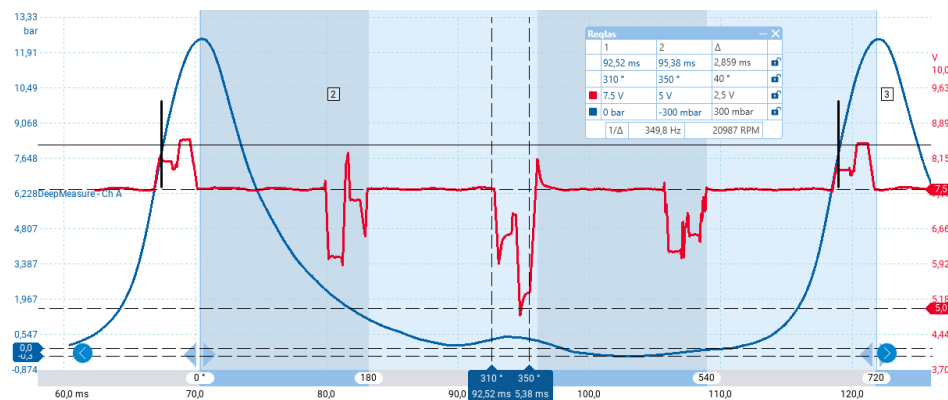


Fig. 65. Segunda inyección de combustible - Unidad de Control de la Bomba (*PSG*).
Inicio de inyección: 30 [CAD] BTDC - Duración: 20 [CAD]

7 CONCLUSIONES

La medición de presión en el cilindro mediante el transductor de presión *WPS500X* permitió identificar diferencias claras en la dinámica de combustión entre operación con *diésel* y en modo *dual* (*diésel-GNV*), permitiendo la identificación de todas las fases del ciclo termodinámico del motor Diésel y la detección de anomalías en la combustión como *ringing* bajo ciertas condiciones.

La presión máxima alcanzada en modo *dual* fue menor en comparación con la operación con *diésel*, evidenciando una combustión menos intensa debido a la menor reactividad del GNV.

Se observó una reducción en la presión de vacío durante la etapa de admisión al operar en modo *dual*, lo cual puede asociarse a fenómenos de la mezcla *Diésel-GNV* como menor evacuación de los gases residuales dentro del cilindro.

El rendimiento volumétrico presentó valores ligeramente superiores durante la operación con combustible *dual*, efecto atribuido a la metodología de cálculo basada en la lectura del sensor *MAF*, el cual no distingue entre el flujo de aire y el volumen ocupado por el GNV.

No obstante, los resultados obtenidos mediante el transductor *WPS500X*, complementados con los datos del sistema *OBD*, se encuentran dentro de rangos esperados, validando la metodología implementada para la adquisición y tratamiento de los datos medidos experimentalmente, entregando resultados técnicamente confiables.

La operación *dual* mostró potencial técnico, pero requiere una calibración adecuada y estrategias de inyección para evitar efectos no deseados como *ringing*.

8 RECOMENDACIONES

Estudiar la posibilidad de realizar pruebas adicionales bajo carga real del vehículo en banco de rodillos, para evaluar la respuesta del motor en condiciones de operación más representativas.

Investigar sobre el uso de modelos termodinámicos que consideren la mezcla aire-*GNV*, para realizar un análisis teórico más exacto sobre el rendimiento volumétrico.

Extender los estudios a diferentes condiciones climáticas y altitudes, con un enfoque más generalizado que permita adaptar los motores a diversas regiones del mundo.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] John Heywood. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. New York, USA: McGraw-Hill Education, 2018.
- [2] M. S. Shehata. "Cylinder pressure, performance parameters, heat release, specific heats ratio and duration of combustion for spark ignition engine". En: *Energy* 35.12 (2010), págs. 4710-4725. DOI: [10.1016/j.energy.2010.09.027](https://doi.org/10.1016/j.energy.2010.09.027).
- [3] J. Wu et al. "A Model for Crank-Angle-Resolved Engine Cylinder Pressure Estimation". En: *WCX World Congress Experience* (2018), págs. 2018-01-1157. DOI: [10.4271/2018-01-1157](https://doi.org/10.4271/2018-01-1157).
- [4] A. Bąkowski y L. Radziszewski. "Determining selected diesel engine combustion descriptors based on the analysis of the coefficient of variation of in-chamber pressure". En: *Bull. Pol. Acad. Sci. Tech. Sci.* 63.2 (2015), págs. 457-464. DOI: [10.1515/bpasts-2015-0052](https://doi.org/10.1515/bpasts-2015-0052).
- [5] N. R. Abdullah et al. "Effects of Air Intake Pressure on the Engine Performance, Fuel Economy and Exhaust Emissions of A Small Gasoline Engine". En: *J. Mech. Eng. Sci.* 6 (2014), págs. 949-958. DOI: [10.15282/jmes.6.2014.21.0091](https://doi.org/10.15282/jmes.6.2014.21.0091).
- [6] Iván Darío Bedoya. *Renovación de la carga en motores de combustión interna alternativos*. Documento académico - Maestría en Ingeniería, Máquinas Térmicas Avanzadas. 2012.
- [7] D. Adolph et al. "Gas Exchange Optimization and the Impact on Emission Reduction for HSDI Diesel Engines". En: *SAE Technical Papers* (2009). DOI: [10.4271/2009-01-0653](https://doi.org/10.4271/2009-01-0653).
- [8] Edisson S. Castaño Mesa, Sebastian H. Quintana e Iván D. Bedoya. "Combustion stability, RGF and pressure referencing effect on HRR for a high compression ratio SI engine with natural gas lean mixtures". En: *Case Studies in Thermal Engineering* 53 (2024). Disponible en <https://doi.org/10.1016/j.csite.2023.103891>, pág. 103891. DOI: [10.1016/j.csite.2023.103891](https://doi.org/10.1016/j.csite.2023.103891).
- [9] *In-Cylinder Pressure During Snap Test (Gasoline)*. Último acceso: enero de 2025. URL: <https://www.picoauto.com/library/automotive-guided-tests/in-cylinder-pressure-during-snap-test-gasoline>.
- [10] *In-Cylinder Compression at Idle (Petrol)*. Último acceso: enero de 2025. URL: <https://www.picoauto.com/library/automotive-guided-tests/in-cylinder-compression-idle-petrol>.
- [11] Iván Darío Bedoya. *Estudio Experimental de la Combustión: Captura y Tratamiento de la Señal de Presión en el Cilindro*. Documento académico - Maestría en Ingeniería, Máquinas Térmicas Avanzadas. 2012.
- [12] Isuzu Motors. *4JH1-TC Engine Management System Operation and Diagnosis*. Manual técnico. Isuzu Motors Ltd. 2010.
- [13] Oficina Brasil. *Os fenômenos das ondas de pressão em motores aspirados*. 2024. URL: <https://www.oficinabrasil.com.br/noticia/tecnicas/os-fenomenos-das-ondas-de-pressao-em-motores-aspirados>.

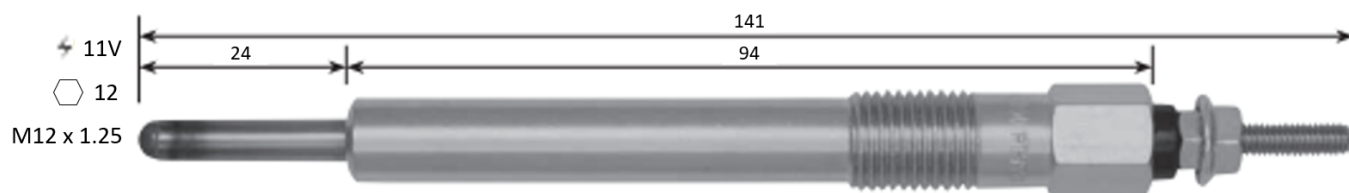
- [14] J. Agudelo et al. *Modelación de la renovación de la carga en motores cuatro tiempos*. 2005. DOI: [10.17533/udea.redin.326581](https://doi.org/10.17533/udea.redin.326581). URL: <https://revistas.udea.edu.co/index.php/ingenieria/article/view/326581>.
- [15] F. Díaz Rojas et al. *Análisis del funcionamiento y proceso de renovación de carga en motores ICE*. Documento académico. 2017. URL: <https://www.academia.edu/32983389>.
- [16] S. Sirvent Sanjosé. “Diseño y optimización del sistema de renovación de la carga de un motor dual fuel para transporte pesado mediante sobrealimentación en doble etapa”. Universidad Politécnica de Valencia, 2015. URL: <https://riunet.upv.es/bitstream/handle/10251/75543>.
- [17] Y. Liu, T. Zhang y F. Chen. “Simulation of Intake Valve Design and Flow Characteristics in ICE Using CFD”. En: *Journal of Automotive Simulation* 23 (2019), págs. 45-60. DOI: [10.1016/j.automotsim.2019.04.003](https://doi.org/10.1016/j.automotsim.2019.04.003). URL: <https://doi.org/10.1016/j.automotsim.2019.04.003>.
- [18] Escuela Politécnica de Chimborazo. *Análisis de la presión interna del cilindro de un MCI utilizado en un vehículo híbrido, mediante un transductor de presión y un osciloscopio automotriz*. 2018. URL: <http://dspace.espocho.edu.ec/bitstream/123456789/16571/1/65T00438.pdf>.
- [19] C. Calderón Vinuesa y F. O. Colcha Guashpa. *Diagnóstico de fallas mediante un transductor de presión de cilindros para un motor de combustión interna*. 2024. DOI: [10.59814/resofro.2024.4\(2\)e211](https://doi.org/10.59814/resofro.2024.4(2)e211). URL: <https://www.revistasocialfronteriza.com/ojs/index.php/rev/article/download/211/366/1255>.
- [20] Universidad de Cantabria. *La renovación de la carga en motores de cuatro tiempos*. 2003. URL: <https://personales.unican.es/ortizff/NPdf/se/mot/Tema%2003%20v1.pdf>.
- [21] I. D. Bedoya. *Captura y tratamiento de la señal de presión en el cilindro*. Presentación del curso Máquinas Térmicas Avanzadas, Maestría en Ingeniería. 2012.
- [22] Driven Automotive. *Diagnosing compression issues using pressure waveforms*. 2021. URL: <https://www.youtube.com/watch?v=5FolV6a9eEo>.
- [23] Diagnostic Network. *Identifying valve timing issues through pressure waveform analysis*. 2021. URL: <https://www.youtube.com/watch?v=Kwy72aaAFvo>.
- [24] Isuzu Motors. *Ficha Técnica Camión NHR - Versión SRS Airbag*. Documento técnico. Isuzu Motors Ltd., 2024.
- [25] Isuzu Motors. *4JH1-TC Engine Mechanical Specification and Structure*. Documento técnico. Isuzu Motors Ltd., 2024.
- [26] N. Milovanovic, R. Chen y J. Turner. “Influence of variable valve timings on the gas exchange process in a controlled auto-ignition engine”. En: *Proc. Inst. Mech. Eng. Part J. Automob. Eng.* 218.5 (2004), págs. 567-583. DOI: [10.1243/095440704774061228](https://doi.org/10.1243/095440704774061228).
- [27] SAE International. *J1939DA Digital Annex*. SAE Standard J1939DA_202301. 2023. DOI: [10.4271/J1939DA_202301](https://doi.org/10.4271/J1939DA_202301). URL: https://doi.org/10.4271/J1939DA_202301.

- [28] Zuluaga Castrillón e I.D. Bedoya Caro. *Implementación de una metodología combinada de simulación cfd - modelo internacional de emisiones de gases de efecto invernadero (gem) para la determinación de emisiones de dióxido de carbono (CO_2) y rendimiento energético para vehículos en el contexto colombiano*. Trabajo de grado, Ingeniería Mecánica. Medellín, Colombia: Universidad de Antioquia, 2023.
- [29] Beru GmbH. *Glow Plugs, Glow Plug Controllers and Ignition Coils: Catalog*. Catálogo de bujías incandescentes, controladores y bobinas de encendido. Germany: Beru GmbH, 2024. URL: <https://www.beru.com>.

ANEXOS

ANEXO 1. ESPECIFICACIÓN TÉCNICA DE LA BUJÍA DE PRECALENTAMIENTO DEL MOTOR 4JH1-TC.

					
... ISUZU					
CAMPO					
2.2 D	39	2.2	01/83→12/90	C223	4
					GV749 [614] 5V x4
					GV946 [614] 11V x4
2.2 D	45	2.2	01/83→12/91	C223	4
					GV749 [614] 5V x4
					GV946 [614] 11V x4
2.5 D	55	2.5	01/83→12/90	4JA1	4
					GN013 [614] 11V x4
D-MAX I					
2.5iTD	74	2.5	05/02→06/12	4JA1-TC	4
					GN013 [614] 11V x4
2.5iTD	85	2.5	10/06→06/12	4JK1-TC	4
					GN095 11V x4
2.5iTD	100	2.5	10/06→06/12	4JK1-TC	4
					GN095 11V x4
3.0 D 4WD	88	3.0	06/03→10/04	4JH1-T	4
					GN061 11V x4
					[401] [627] [614]
3.0 D 4WD	120	3.0	01/07→06/12	4JJ1-TC	4
					GN061 11V x4
					[401] [627] [614]
					GN095 11V x4
3.0 DiTD	96	3.0	05/02→06/12	4JH1-TC	4
					GN061 11V x4
					[401] [627] [614]
					GN095 11V x4
3.0 DiTD	100	3.0	06/03→12/12		4
					GN061 11V x4
					[401] [627] [614]
3.0 DiTD	120	3.0	01/07→06/12	4JJ1-TC	4
					GN061 11V x4
					[401] [627] [614]
					GN095 11V x4

Fig. 66. Catálogo de bujías de precalentamiento: *Glow plug Beru Glühkerzen* [29].Fig. 67. Bujía de precalentamiento (glow plug) *GN061* de motor 4JH1-TC.

ANEXO 2. MEDICIÓN CON COMPRESÍMETRO ANALÓGICO.

KIT TU-15 Cylinder Pressure Meter for Diesel Truck.

El *KIT TU-15* tiene capacidad de medir hasta 1000 psi y cuenta con una manguera de presión con acople rápido.

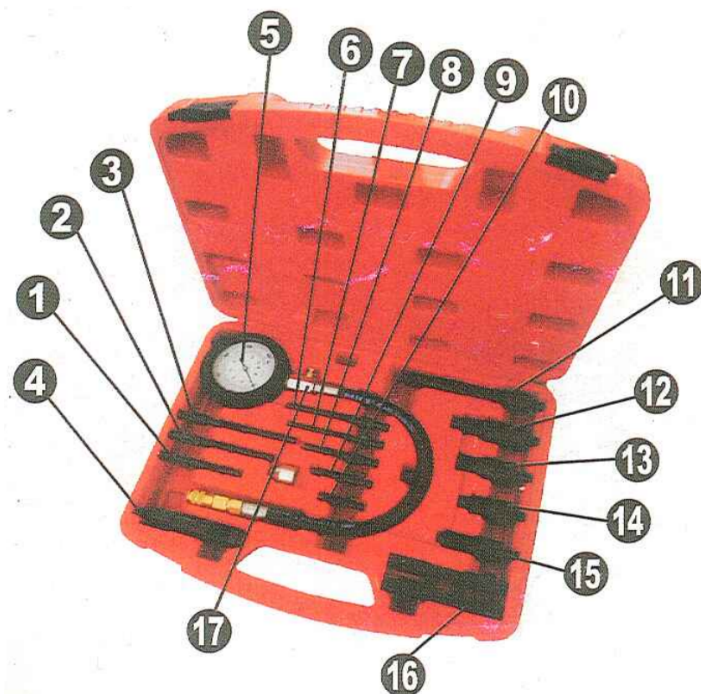


Fig. 68. KIT TU-15 para medición de presión en cilindro en camiones Diésel.

El *KIT TU-15* está equipado con un manómetro de aguja, que permite la lectura de presión a través de un dial analógico.

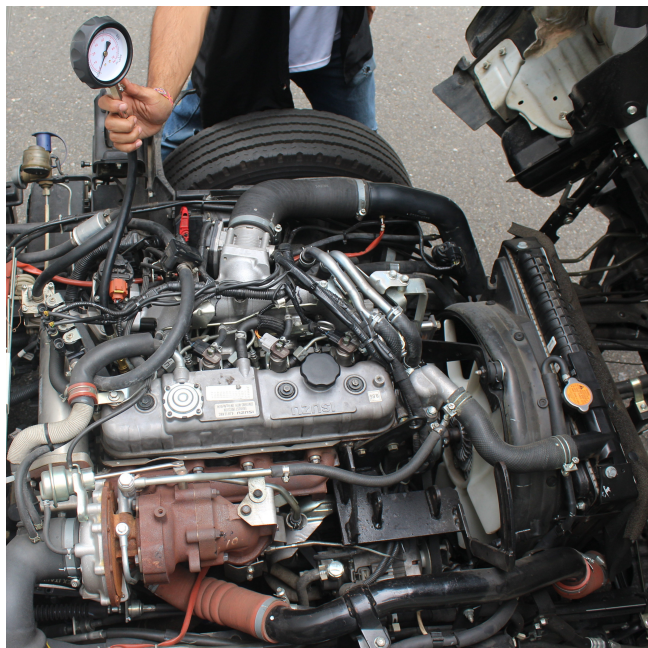


Fig. 69. Medición con el *Compresímetro analógico*

ANEXO 3. ELEMENTOS NECESARIOS PARA LA MEDICIÓN DE PRESIÓN CON EL TRANSDUCTOR DE PRESIÓN WPS500X.

- Adaptador de acople rápido con rosca $M12 \times 1.25$ (ref: VSE3155):



Fig. 70. Adaptador de acople rápido con rosca $M12 \times 1.25$

Descripción: Conector de acople rápido con rosca $M12 \times 1.25$, diseñado para acoplarse a diversos sistemas de medición de presión. Compatible con múltiples transductores y fácil conexión/desconexión de forma hermética.

- Acople rápido para adaptador VSE3155 (ref: TA250):



Fig. 71. Acople rápido para adaptador ref: TA250.

Descripción: Adaptador robusto que asegura una conexión hermética para sistemas de presión, ideal para realizar pruebas en condiciones variables sin pérdidas de presión.

- Acople rápido para WPS500X (ref: TA142):



Fig. 72. Acople rápido para WPS500X ref: TA142.

Descripción: Acople especialmente diseñado para el transductor de presión WPS500X, permite una conexión rápida y estable en sistemas de presión de alta precisión.

- Manguera de presión (*ref: TA212*):



Fig. 73. Manguera de presión *ref: TA212*.
Construida con los acoples rápidos *ref: TA250* & *ref: TA142* en sus extremos.

Descripción: Manguera flexible R14 de 1/4", diseñada para resistir alta presión y temperatura. Se emplea para conectar el adaptador (*VSE3155*) al transductor de presión (*WPS500X*) mediante los acoples rápidos *TA250* y *TA142*, respectivamente.

- Cable BNC to BNC (*ref: TA098*):



Fig. 74. Cable BNC to BNC *ref: TA098*.

Descripción: Cable con conectores tipo BNC para transmisión de señales. Utilizado para la conexión del *WPS500X* con el Osciloscopio PicoScope 2205A.

ANEXO 4. CONFIGURACIÓN DEL SOFTWARE *PicoScope 7 T&M*. PARA MEDICIÓN DE PRESIÓN.

- I. Seleccione la duración de tiempo t , que representará cada división. Se recomienda iniciar con una prueba con el motor en ralentí, en cuyo caso, el tiempo por división debe cumplir $t > 20ms/div$.

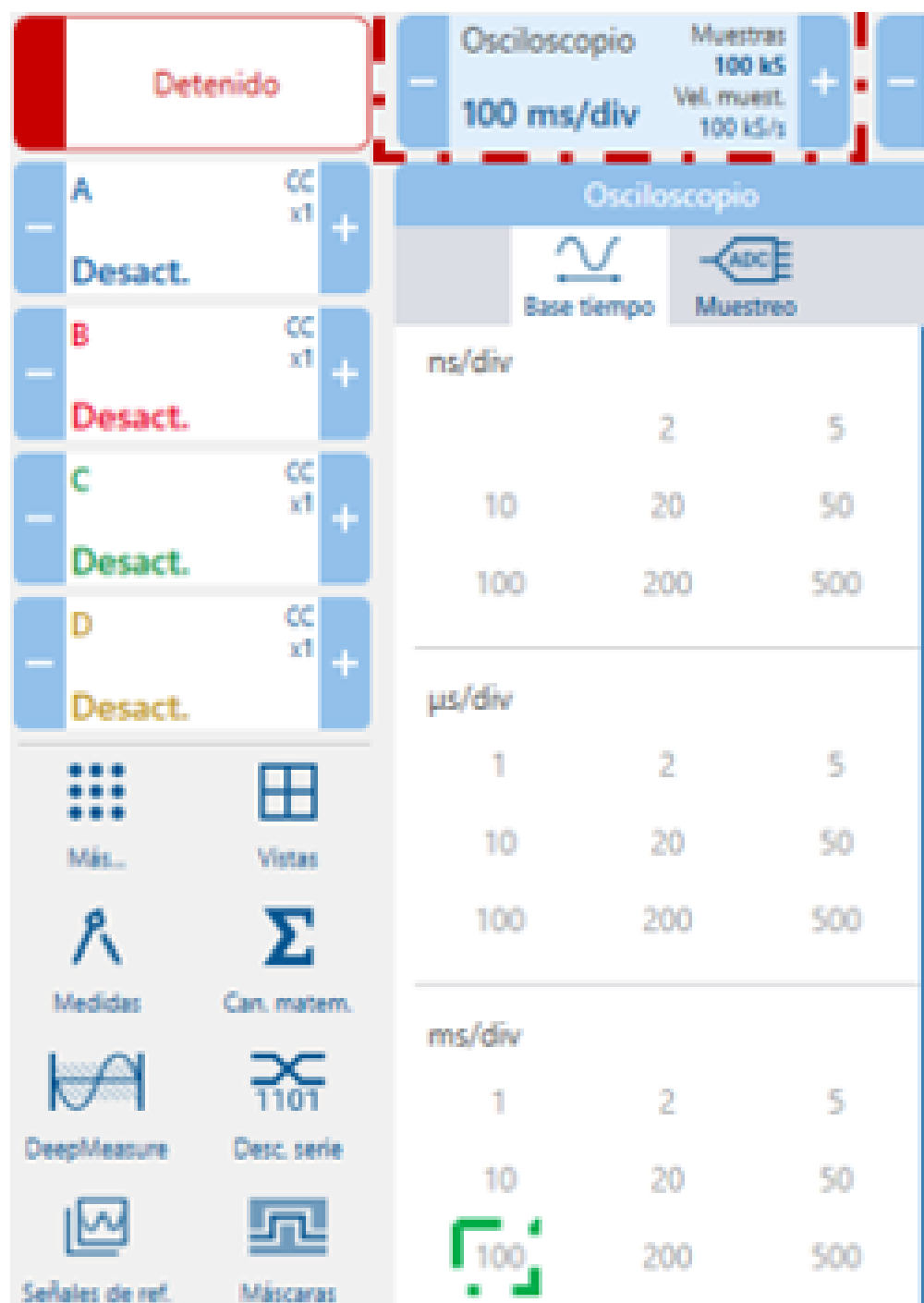


Fig. 75. Tiempo t , que representa cada división. $t = 100ms/div$.

II. Configuración del *Canal A* para la medición de la presión dentro del cilindro:

- Haciendo clic en el símbolo + del *Canal A*, se accede a la pestaña *Sondas*. Allí, se selecciona el tipo de sonda a emplear.
- En este caso, se configura el *WPS500X* en el rango R1 (34.5 a -3.8 bar).

Fig. 76. Configuración del *Canal A*, para medición de Presión - Pestaña *Sondas*.

- III. Posteriormente, en la pestaña *Vertical*, se configura como **Manual**, en el rango **R1 (34.5 a -3.8 bar)**. Además, se selecciona el *Modo de acoplamiento* en **CC** y asegurando que la función de *Invertir señal* esté **desactivada**.

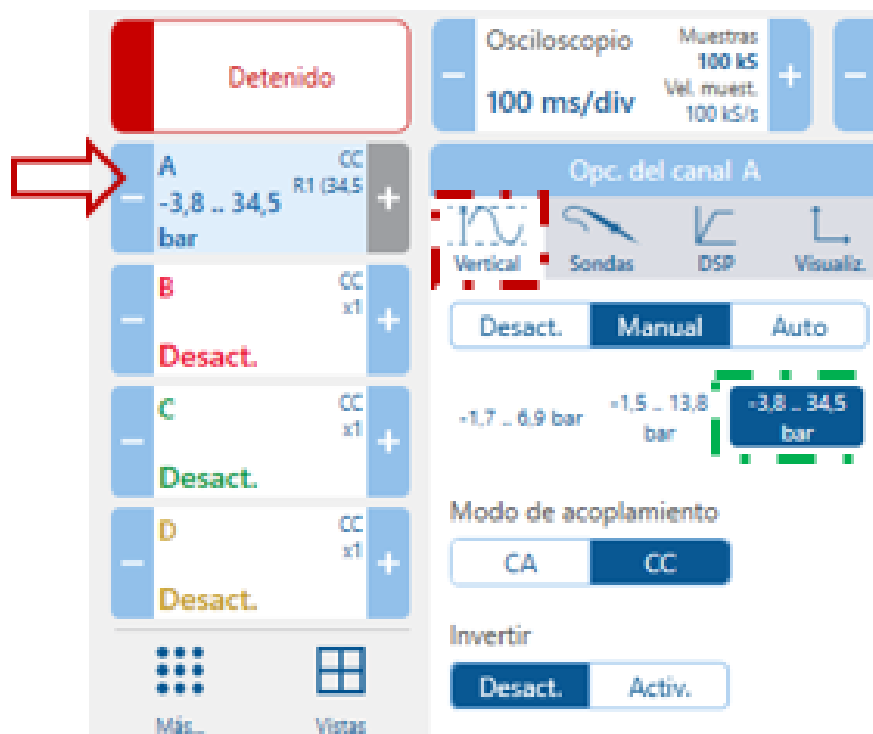


Fig. 77. Configuración del **Canal A**, para medición de Presión - Pestaña *Vertical*.

- IV. Luego, en la pestaña *DSP*, se ajusta la *Mejora de resolución (bits)* de la señal. Para la medición de presión, se recomienda configurar la resolución en **11 (8+3) bits**.



Fig. 78. Configuración del **Canal A**, para medición de Presión - Pestaña *DSP*.

- v. En la pestaña *Visualización*, ajuste la **Escala** a **x1** y la **Desviación** al **10 %**. Además, es posible renombrar el **Canal A** y asignarle un color, en este caso, **azul**, para diferenciar la señal representada.



Fig. 79. Configuración del **Canal A**. Medición de presión - Pestaña *Visualización*.

VI. Señales registradas

- En la pestaña *Señal* de la barra superior, se visualizan todas las señales registradas durante la prueba. Al finalizar, deben guardarse con la opción *Guardar* para su análisis.
- En la pestaña *Navegador de señales*, configure el *Tiempo de captura* como **desactivado** y establezca un máximo de **500** señales.

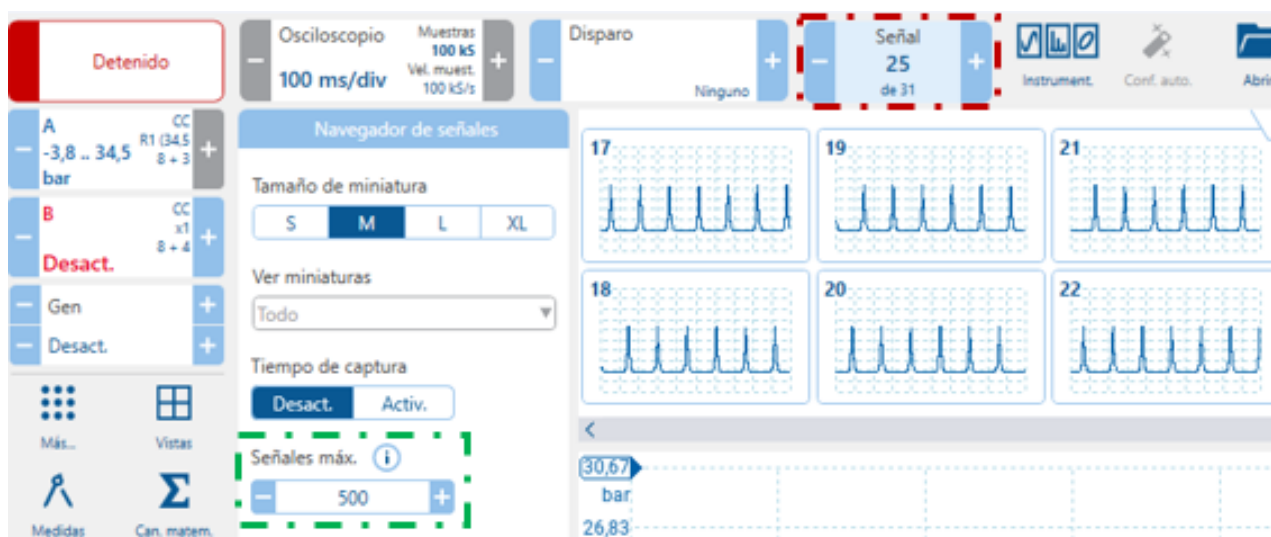


Fig. 80. Opciones disponibles en la pestaña *Navegador de señales*.

VII. Análisis de las señales mediante las Reglas de gráfico:

- En la barra lateral izquierda de herramientas, al hacer clic en la pestaña *Reglas*, se mostrarán las *Reglas de gráfico*. Estas deben estar configuradas como **Activo**, al igual que las *Reglas de fase*, con los *Límites preestablecidos* ajustados a **720°**.
- Las *Particiones* deben estar configuradas en **4** (ya que el motor opera en 4 tiempos), y la opción de *Envolver* debe estar **Activo**.

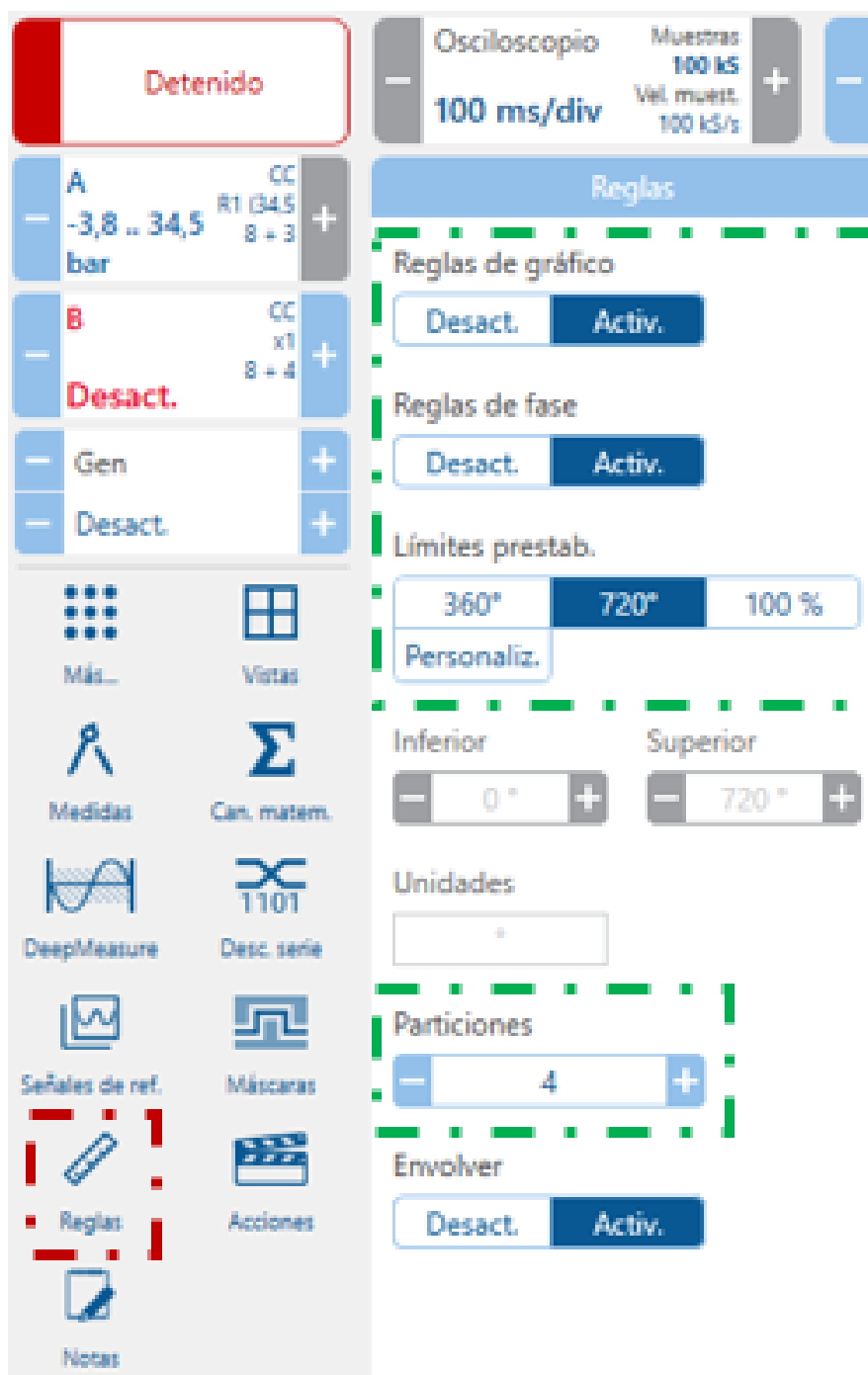


Fig. 81. Reglas de gráfico y Reglas de fase.

VIII. Análisis de las señales mediante *Deep Measure*: Una vez ubicadas las *Reglas de gráfico* y las *Reglas de fase*, se procede a analizar la medición utilizando la herramienta *Deep Measure*:

- En la barra lateral izquierda de herramientas, al seleccionar la pestaña *Deep Measure*, se mostrarán las opciones para *Activar/Desactivar* o *Borrar*. Además, se podrán configurar el *Nombre* y la *Fuente* del *Deep Measure*, seleccionando el Canal **A**.
- Al crear el *Deep Measure* en el Canal **A**, se mostrará en la parte inferior de la pantalla del software una tabla con los datos proporcionados por esta herramienta. Para estas mediciones, dando click, donde apunta la flecha roja en la Figura 82 (*Campos*), se seleccionaron los siguientes parámetros:

- i. *Ciclo n.º* iii. *Frecuencia*. v. *Tensión mín.* vii. *Tiempo de inicio*.
 ii. *Tiempo de ciclo* iv. *Tensión máx.* vi. *Tensión Pc-Pc* viii. *Tiempo final*.

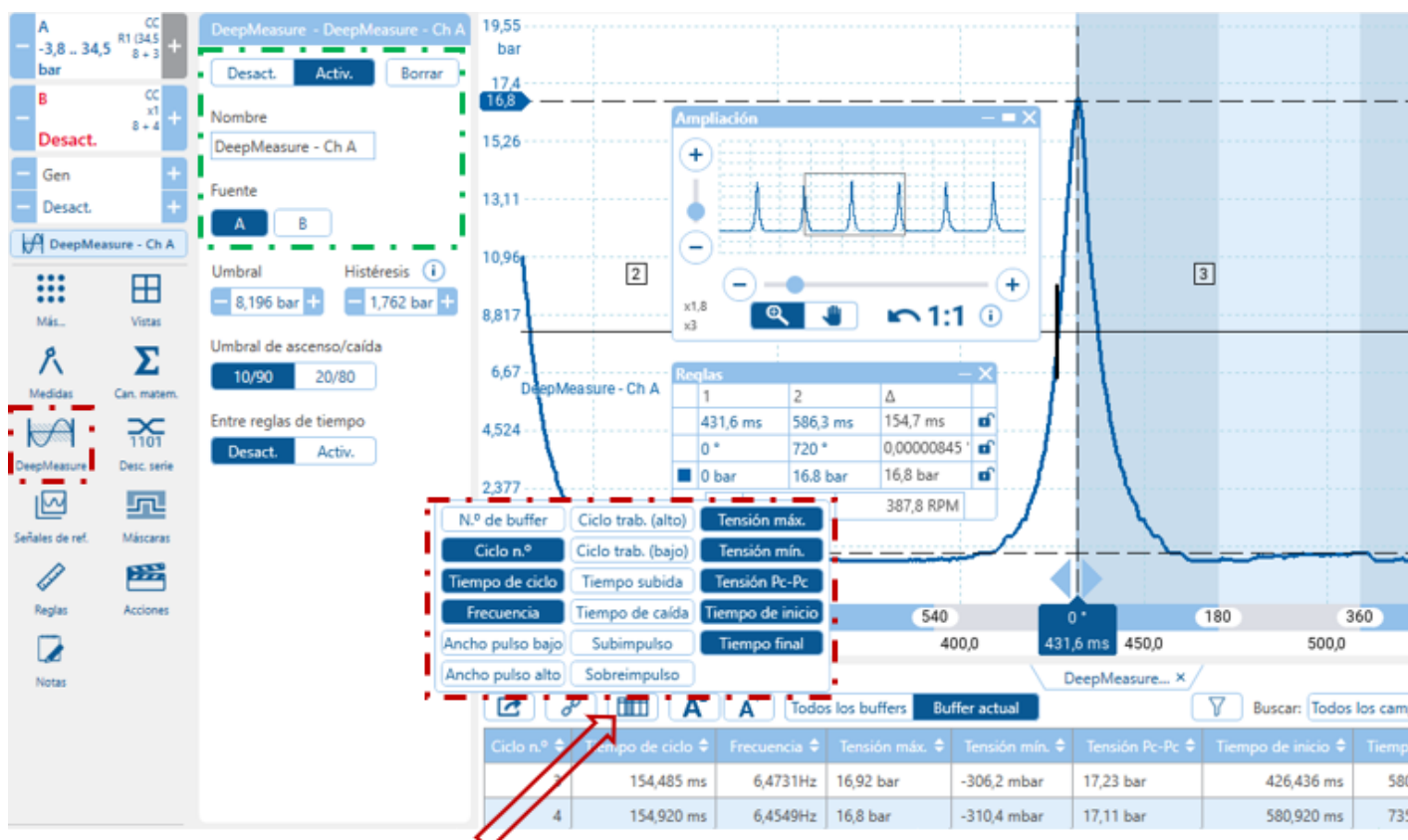


Fig. 82. Herramienta de medición de señales: *Deep Measure*.

IX. Para garantizar una correcta adquisición y análisis de la información, es esencial comprender y utilizar de manera adecuada las herramientas que el software ofrece. Las principales incluyen:

- (1) Configuración del *Tiempo por división, muestras y velocidad de muestreo*.
- (2) Configuración del *Canal A*.
- (3) Señales registradas.
- (4) Uso de la herramienta *Deep Measure*.
- (5) Herramienta de *Ampliación*.
- (6) Herramientas de *Reglas de gráfico y de fase*.

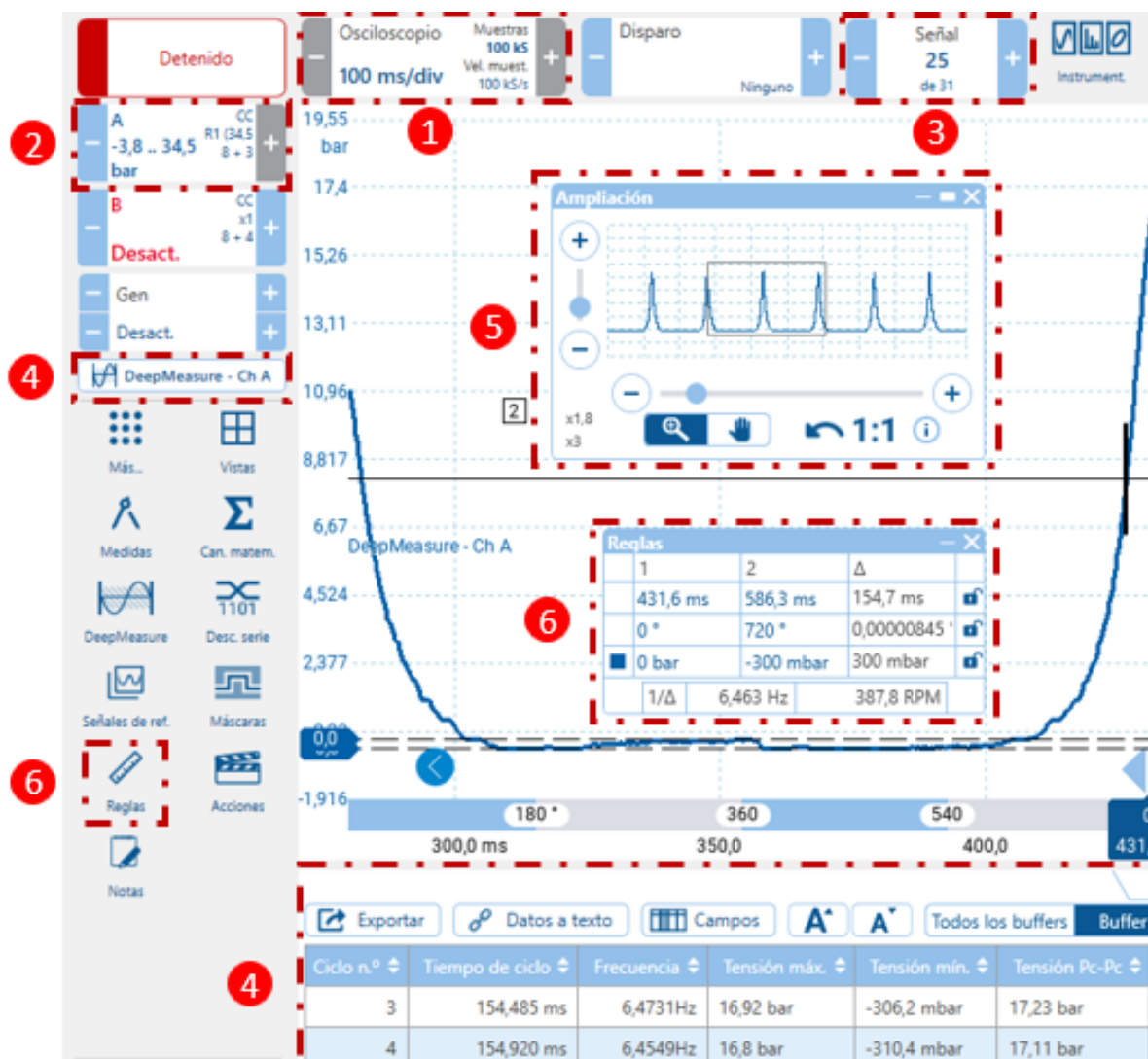


Fig. 83. Configuración del Software para Mediciones de Presión en Ralentí.

ANEXO 5. CONFIGURACIÓN DEL SOFTWARE *PicoScope 7 T&M*. PARA MEDICIÓN DE LOS PULSOS DE INYECCIÓN.

I. Configuración del **Canal B** para la medición de los pulsos de inyección:

- Haga clic en el símbolo + del **Canal B** para acceder a la pestaña *Sondas*.
- El tipo de sonda que se utilizará, configure en la sección de *Tensión*, seleccione **x1 Sin escalado**.

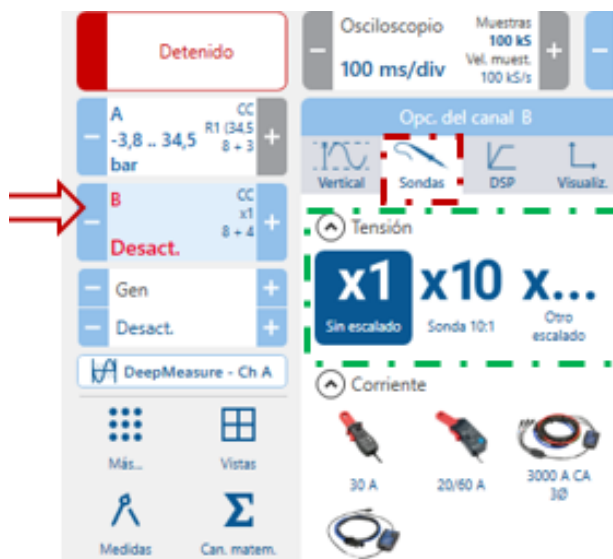


Fig. 84. Configuración del **Canal B**, para medición de Inyección - Pestaña *Sondas*.

II. En la pestaña *Vertical*, seleccione **Manual** en ± 10 V, configure el *Modo de acoplamiento* en **CC** y desactive la opción *Invertir señal*.

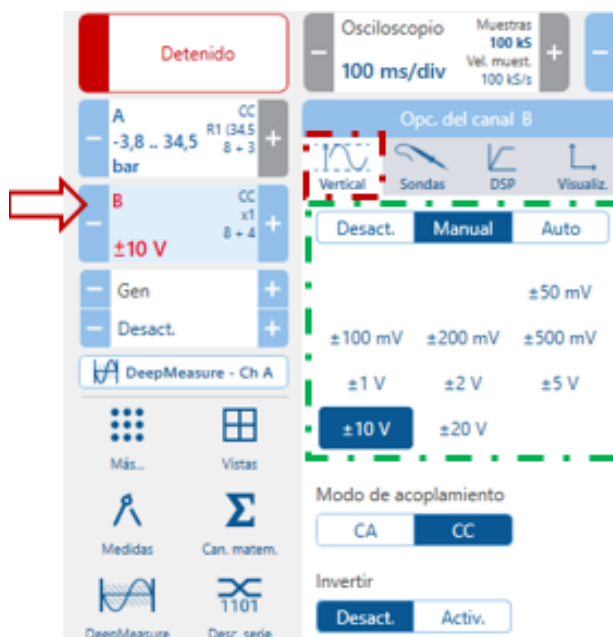


Fig. 85. Configuración del **Canal B**, para medición de Inyección - Pestaña *Vertical*.

- III. Luego, en la pestaña *DSP*, se ajusta la *Mejora de resolución (bits)* de la señal. Para la medición de presión, se recomienda configurar la resolución entre **11 (8+3) bits** y **12 (8+4) bits**.



Fig. 86. Configuración del *Canal B*, para medición de Inyección - Pestaña *DSP*.

- IV. Finalmente, en la pestaña *Visualización*, se ajusta la **Escala** de la señal **x1** y la **Desviación** al **60 %**. Adicionalmente, se puede renombrar el **Canal B** y asignarle un color, que en este caso será **rojo**, para identificar la señal representada en dicho canal.

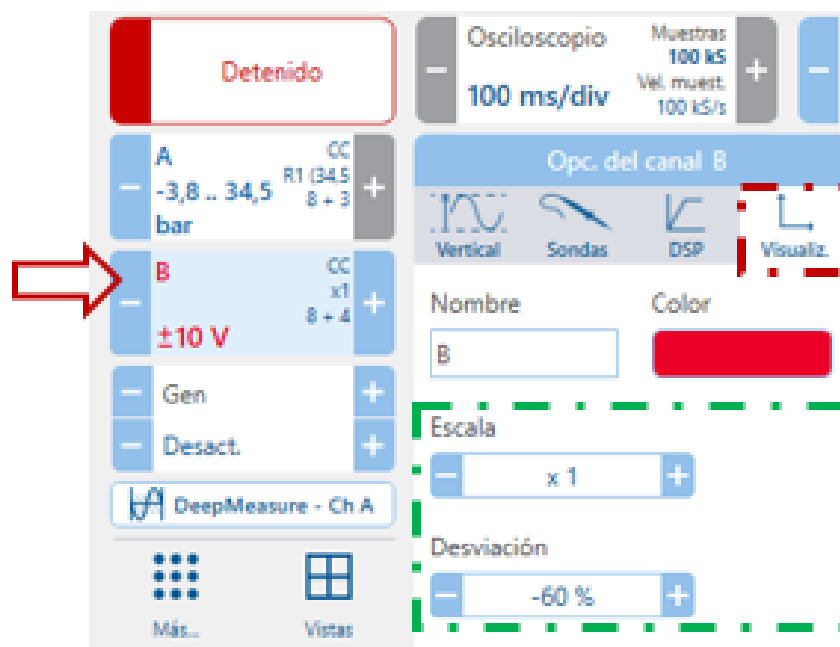


Fig. 87. Configuración del *Canal B*, para medición de Inyección - Pestaña *Visualización*.

ANEXO 6. PROCEDIMIENTO DE CONEXIÓN PARA MEDICIÓN DE *HIGH PRESSURE SOLENOID OPERATING SIGNAL*.

El módulo *PSG* (*Pumping Solenoid Governor*) genera y envía una señal al *Solenoide* que controla la inyección de combustible. Para medir esta señal, siga los pasos descritos a continuación:

- I. Inserte una aguja de prueba en el terminal **positivo** del conector del relé que regula la inyección de combustible y conecte la punta de la sonda diferencial a esta aguja para capturar la señal.
- II. Conecte el clip tipo caimán de la sonda diferencial de alto voltaje *P4060* (Figura 34) a **masa**.

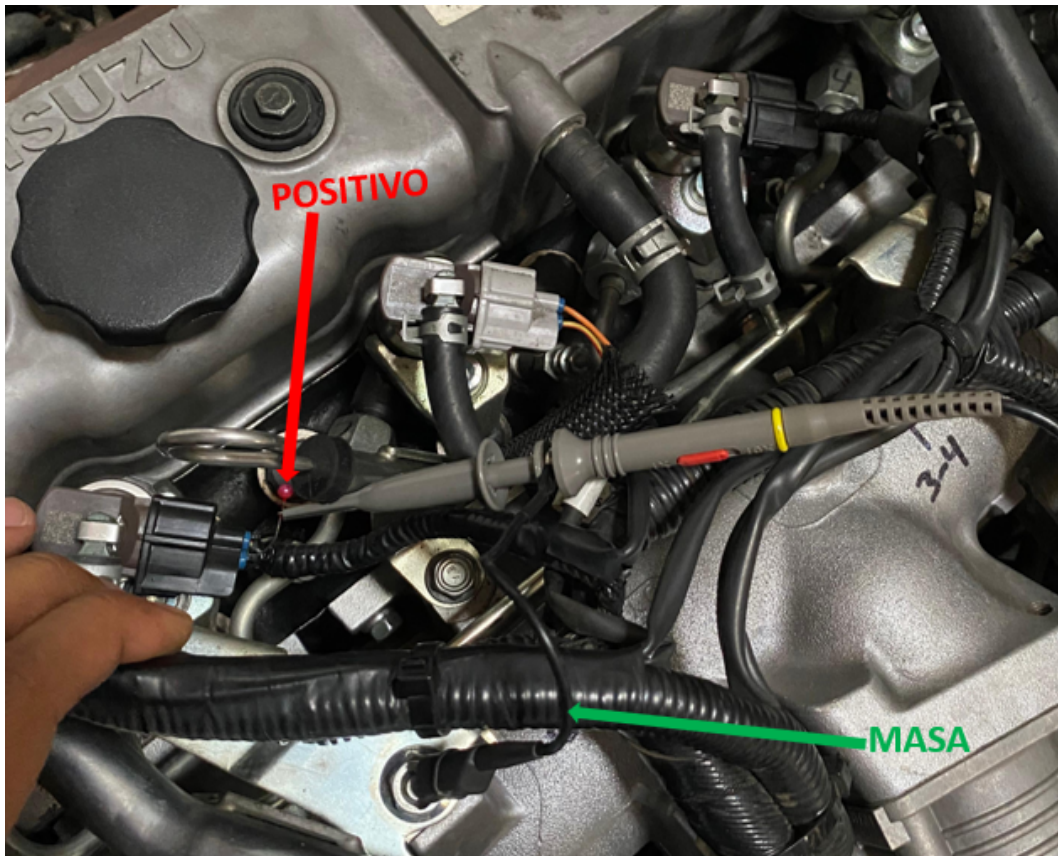


Fig. 88. Medición de los pulsos de inyección de combustible - *PSG to E*

- III. Conecte el otro extremo de la sonda diferencial de alto voltaje (*P4060*), de conexión BCN al canal B del *PicoScope 2205A*, tal como se muestra en la Figura 33.
- IV. Ponga en marcha el motor y utilice el software *PicoScope 7 T&M* para registrar la señal capturada. Una vez completada la prueba, asegúrese de guardar los datos registrados para su posterior análisis.

ANEXO 7. PROCEDIMIENTO DE CONEXIÓN PARA MEDICIÓN DE *MAB SIGNAL*.

Además de capturar la señal enviada por la unidad *PSG* al *Solenoide*, también es posible registrar la señal ***MAB*** (*Main Actuator Battery*), la cual se origina en la unidad *PSG* y se dirige hacia la *ECM* (*Engine Control Module*). Esta señal representa la corriente suministrada al actuador principal desde la batería del vehículo:

- I. Desconecte el conector del relé que controla la inyección de combustible.
- II. Conecte el clip tipo caimán de la sonda diferencial de alto voltaje *P4060* (Figura 34) a **masa**, y la punta de la sonda al terminal **positivo** del conector del relé que regula la inyección de combustible.

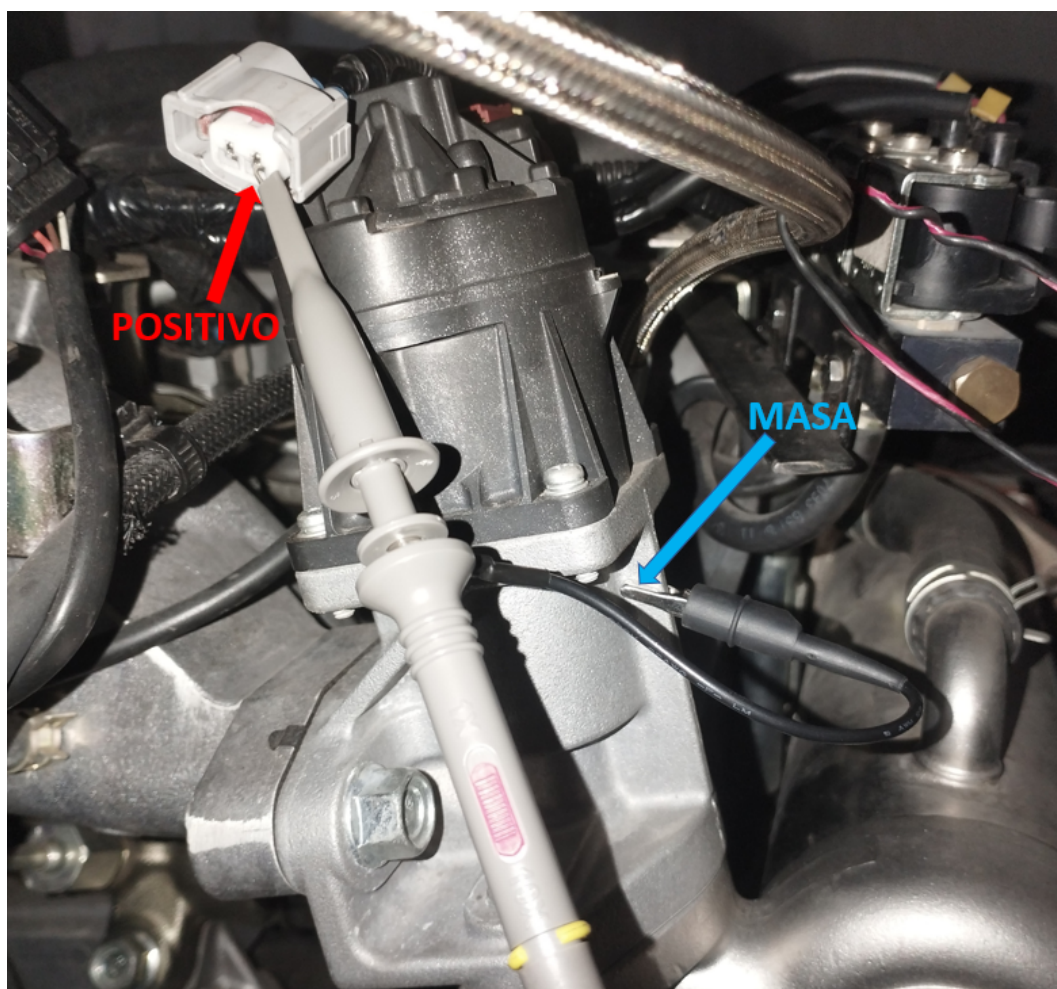


Fig. 89. Medición de los pulsos de inyección de combustible

- III. Conecte el otro extremo de la sonda diferencial de alto voltaje (*P4060*) con conexión BCN al canal B del *PicoScope 2205A*, tal como se muestra en la Figura 33.
- IV. Ponga en marcha el motor y utilice el software *PicoScope 7 T&M* para registrar la señal capturada. Una vez completada la medición, asegúrese de guardar los datos registrados para su posterior análisis.