

**METODOLOGIA PARA LA EVALUACIÓN DE LA  
COMBUSTIÓN Y COMPRESIÓN DE MOTORES DIESEL  
MEDIANTE LAS OSCILACIONES DEL BLOQUE**

**STEPHANE GIANINA CALDERÓN VARELA**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICO – MECÁNICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
BUCARAMANGA**

**2.005**

***METODOLOGIA PARA LA EVALUACIÓN DE LA  
COMBUSTIÓN Y COMPRESIÓN DE MOTORES DIESEL  
MEDIANTE LAS OSCILACIONES DEL BLOQUE***

**STEPHANE GIANINA CALDERÓN VARELA**

**Trabajo de Grado para optar al título de**

**Ingeniero Mecánico**

**Director**

**JORGE LUIS CHACON VELASCO**

**Ingeniero Mecánico**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICO – MECÁNICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**BUCARAMANGA**

**2.005**

## **DEDICATORIA**

Este proyecto se lo dedico a mis padres y hermano que con su esfuerzo y dedicación me ayudaron a realizar mis estudios.

## **AGRADECIMIENTOS**

A Jorge García, Giovanni Torres, Luís Niño, Jorge Higuera, Luís Rafael De Luque, Omar Tíjaro, Yair Ruidiaz Iovan Mendoza, y Romel Tabares, por su gran colaboración en el desarrollo del proyecto.

A Jorge Chacón Velasco, ingeniero mecánico, director del proyecto por su respaldo y colaboración oportuna.

A los Moreno por que siempre confían en mí.

# TABLA DE CONTENIDO

<b>INTRODUCCIÓN.....</b>	<b>16</b>
<b>1. COMBUSTIÓN EN MOTORES DIESEL.....</b>	<b>20</b>
1.1 COMBUSTIÓN DEL COMBUSTIBLE EN LOS CILINDROS.....	20
1.2 FACTORES QUE AFECTAN EL PROCESO DE COMBUSTIÓN.....	22
1.2.1 CARACTERÍSTICAS DEL COMBUSTIBLE .....	23
1.2.2 DISEÑO DE LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN.....	24
1.2.3 SISTEMA DE INYECCIÓN.....	25
1.2.4 RELACIÓN DE COMPRESIÓN .....	28
1.2.5 CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO DEL MOTOR.....	28
<b>2. TÉCNICAS UTILIZADAS PARA EL DIAGNÓSTICO DE LA COMBUSTIÓN Y COMPRESIÓN EN MOTORES DIESEL.....</b>	<b>30</b>
2.1 TÉCNICAS UTILIZADAS EN EL ÁREA METROPOLITANA DE BUCARAMANGA	30
2.1.1 DIAGNÓSTICO DE LA COMBUSTIÓN .....	30
2.1.2 INSPECCIÓN Y DIAGNÓSTICO DE LA COMPRESIÓN RELATIVA DE LOS CILINDROS. ....	33
2.1.3 PROCEDIMIENTO PARA DETERMINAR LOS ELEMENTOS Y DEFECTOS INVOLUCRADOS EN UNA FALLA DE COMPRESIÓN. ....	37
2.2 TÉCNICAS MODERNAS DE DIAGNÓSTICO.....	44
2.2.1 METODOLOGÍA P-V.....	44
2.2.2 PISTÓN SLAP [10] .....	54
2.2.3 MEDICIÓN DE LA COMPRESIÓN RELATIVA POR MEDIO DE LA VARIACIÓN DE LA CORRIENTE DE ARRANQUE. ....	59

<b><u>3. MODELADO Y SIMULACIÓN DE LAS OSCILACIONES DEL BLOQUE .....</u></b>	<b><u>61</u></b>
<b>3.1 MODELO TEÓRICO [1].....</b>	<b>61</b>
<b>3.2 ALGORITMO PARA EL CÁLCULO DE LAS VIBRACIONES DEL BLOQUE. ....</b>	<b>65</b>
3.2.1 CÁLCULO DE LAS VARIABLES CINEMÁTICAS DEL MECANISMO BIELA MANIVELA.....	69
3.2.2 CÁLCULO DE LAS FUERZAS INERCIALES .....	70
3.2.3 CÁLCULO DE FUERZAS DEBIDAS A LA PRESIÓN .....	73
<b>3.3 DIAGRAMA DE FLUJO DE LA SIMULACIÓN.....</b>	<b>84</b>
<b>3.4 SIMULACIÓN DEL MODELO TEÓRICO .....</b>	<b>85</b>
3.4.1 INGRESO DE DATOS Y EJECUCIÓN DEL PROGRAMA .....	86
3.4.2 EJEMPLOS DE SIMULACIONES .....	88
<b><u>4. CADENA DE MEDICIÓN DE LAS OSCILACIONES DEL BLOQUE.....</u></b>	<b><u>92</u></b>
<b>4.1 TRANSDUCTORES.....</b>	<b>93</b>
4.1.1 EL ACELERÓMETRO PIEZOELÉCTRICO .....	93
4.1.2 SENSOR PINZA PIEZOELÉCTRICA. ....	96
<b>4.2 ACONDICIONAMIENTO DE SEÑALES.....</b>	<b>96</b>
4.2.1 AMPLIFICACIÓN.....	97
4.2.2 FILTRADO DE SEÑALES.....	98
<b>4.3 TARJETA DE ADQUISICIÓN DE DATOS. ....</b>	<b>101</b>
<b>4.4 INTERFAZ GRÁFICA EN LABVIEW.....</b>	<b>102</b>
<b><u>5. IMPLEMENTACIÓN DEL SOFTWARE DESARROLLADO EN LABVIEW .....</u></b>	<b><u>103</u></b>
<b>5.1 ALGORITMO PARA DETERMINACIÓN DE LOS SALTOS DE ACELERACIÓN .</b>	<b>103</b>
<b>5.2 INTERFASE GRÁFICA EN LABVIEW PARA EL INTERCAMBIO HOMBRE MÁQUINA .....</b>	<b>110</b>

<b><u>6. METODOLOGÍA PARA LA EVALUACIÓN DE FALLAS EN MOTORES DIESEL ATRAVÉS DE VIBRACIONES.....</u></b>	<b><u>112</u></b>
<b>6.1 ANÁLISIS DE LA SEÑAL .....</b>	<b>116</b>
6.1.1 EL DOMINIO TIEMPO .....	116
6.1.2 EL DOMINIO DE FRECUENCIA.....	117
<b><u>7. ENSAYOS EXPERIMENTALES.....</u></b>	<b><u>118</u></b>
<b>7.1 ENSAYOS DE LABORATORIO .....</b>	<b>118</b>
7.1.1 CADENA DE MEDICIÓN EMPLEADA Y CARACTERÍSTICAS DEL MOTOR.....	118
7.1.2 PRUEBAS CON FALLO DE COMBUSTIÓN SIMULADO .....	121
<b>7.2 PRUEBAS EN CAMPO.....</b>	<b>125</b>
<b>7.3 LIMITES DE ALERTA Y ALARMA PARA UN MOTOR REPRESENTATIVO DIESEL .....</b>	<b>132</b>
<b><u>8. AJUSTE DEL MODELO DE SIMULACIÓN Y COMPARACIÓN CON LOS ENSAYOS EXPERIMENTALES.....</u></b>	<b><u>137</u></b>
<b><u>9. PROTOTIPO DIAGMA D-100 FASE I .....</u></b>	<b><u>141</u></b>
<b><u>10. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES .....</u></b>	<b><u>143</u></b>
<b><u>11. BIBLIOGRAFÍA.....</u></b>	<b><u>145</u></b>

## LISTADO DE FIGURAS

FIGURA 1 FASES DE LA COMBUSTIÓN EN UN MOTOR DIESEL.....	21
FIGURA 2 DIAGRAMA INDICADO DE UN MOTOR DIESEL EN FUNCIÓN DEL NÚMERO DE CETANO DEL COMBUSTIBLE .....	23
FIGURA 3 CÁMARAS DE COMBUSTIÓN A)DIRECTA, B) INDIRECTA .....	24
FIGURA 4 DIAGRAMAS INDICADOS DE UN MOTOR DIESEL PARA DIFERENTES ÁNGULOS DE AVANCE DE LA INYECCIÓN.....	26
FIGURA 5 RETRASO DE LA IGNICIÓN COMO UNA FUNCIÓN DE LA CARGA, DEPENDIENDO DEL NÚMERO DE CETANOS.....	27
FIGURA 6 PRUEBA DE COMPRESIÓN POR MEDIO DE UN MANÓMETRO.....	35
FIGURA 7 . MEDIDA DE LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN. ....	38
FIGURA 8 DIAGNÓSTICO DE FALLAS POR MEDIO DE UN ESTETOSCOPIO. ....	40
FIGURA 9. A) VÁLVULA DE ADMISIÓN Y ESCAPE. B) ASIENTOS DE VÁLVULAS CON CARBONILLA.....	41
FIGURA 10. PARTES Y ACCESORIOS DE LAS VÁLVULAS.....	41
FIGURA 11 MEDICIÓN DE HOLGURA ENTRE EL VÁSTAGO Y LA GUÍA UTILIZANDO UN MICRÓMETRO DE CARÁTULA .....	42
FIGURA 12. A) PRUEBA DE LOS RESORTES DE VÁLVULA B) RESORTES .....	43
FIGURA 13 COMPUTADOR Y ANALIZADOR.....	46
FIGURA 14 ENCODERS .....	47
FIGURA 15 LÁMPARA ESTROBOSCÓPICA.....	47
FIGURA 16 TRANSDUCTOR PIEZOELÉCTRICO.....	48
FIGURA 17 DIAGRAMA PV.....	49
FIGURA 18 CICLO TEÓRICO-CICLO INDICADO.....	51
FIGURA 19 ENCENDIDO NORMAL, ADELANTADO, RETRASADO. ....	52
FIGURA 20 APERTURA DE VÁLVULA INSUFICIENTE. ....	53
FIGURA 21 PISTÓN SLAP .....	55
FIGURA 22 VARIACIÓN DE LAS FUERZAS EN EL PISTÓN.....	55
FIGURA 23 MOVILIDAD DEL PUNTO .....	56
FIGURA 24 CRESTA DE ANTI-RESONANCIA. ....	57
FIGURA 25 DISPOSICIÓN E INSTALACIÓN DE EQUIPOS. ....	57
FIGURA 26 COMPARACIÓN ENTRE LA CURVA EXPERIMENTAL Y LA SIMULACIÓN.....	58
FIGURA 27 ALGORITMO PARA ESTIMAR EL PISTÓN SLAP.....	59

FIGURA 28 DISPOSICIÓN IDEALIZADA DE UN MONTAJE PARA AISLAMIENTO DEL PAR PULSANTE QUE ACTÚA SOBRE EL BLOQUE .....	62
FIGURA 29 RESPUESTA DEL SISTEMA MOSTRADO EN LA FIGURA 28.....	63
FIGURA 30 DISPOSICIÓN TÍPICA DE LOS SOPORTES DEL MOTOR .....	63
FIGURA 31 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE PARA EL BLOQUE .....	65
FIGURA 32 GEOMETRÍA DEL MECANISMO PISTÓN BIELA MANIVELA .....	68
FIGURA 33 CINEMÁTICA DEL MECANISMO BIELA MANIVELA.....	69
FIGURA 34 FUERZAS EN EL PISTÓN.....	70
FIGURA 35 FUERZAS EN LA BIELA .....	71
FIGURA 36 FUERZAS SOBRE EL MUÑÓN DEL CIGÜEÑAL .....	72
FIGURA 37 FUERZAS EN EL MECANISMO PISTÓN BIELA MANIVELA DEBIDO A LA PRESIÓN.....	73
FIGURA 38 DIAGRAMA DEL CICLO TERMODINÁMICO REAL DE LOS GASES DENTRO DEL CILINDRO.....	75
FIGURA 39 DIAGRAMA DE FLUJO GENERAL DE LA SIMULACIÓN .....	84
FIGURA 40 PANTALLA PARA INTRODUCIR LOS DATOS DEL MOTOR.....	86
FIGURA 41 PANTALLA DE DATOS PARA LOS CILINDROS.....	87
FIGURA 42 PANTALLA DE RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN.....	88
FIGURA 43 MOTOR CON CONSTANTE ELÁSTICA DEL SOPORTE DIEZ VECES MAYOR QUE LA ANTERIOR .....	89
FIGURA 44 MOTOR CON DOSADO RELATIVO MENOR EN UNO DE SUS CILINDROS .....	89
FIGURA 45 MOTOR CON FALLO DE COMPRESIÓN EN UNO DE SUS CILINDROS .....	90
FIGURA 46 ACELERACIÓN DE UN MOTOR CON FALLO DE COMPRESIÓN .....	91
FIGURA 47 CADENA DE MEDICIÓN DE LA TÉCNICA DE LAS OSCILACIONES DEL BLOQUE.....	92
FIGURA 48 SENSOR PIEZOELÉCTRICO.....	93
FIGURA 49 ACELERÓMETRO.....	95
FIGURA 50 SENSOR PINZA PIEZOELÉCTRICA.....	96
FIGURA 51 CIRCUITO DE AMPLIFICACIÓN DEL ACELERÓMETRO.....	97
FIGURA 52 VOLTAJE DE RUIDO QUE PRODUCE EL INTEGRADO LM 108.....	98
FIGURA 53 ESPECTRO DE FRECUENCIA DE LA SEÑAL TOMADA POR EL PULSE A UN MOTOR KIA BESTA 2200.....	99
FIGURA 54 ARMÓNICOS SIGNIFICATIVOS DE LA SEÑAL DE LA FIGURA 50 .....	99
FIGURA 55 RUIDO DE 60HZ TOMADO POR EL ACELERÓMETRO PRESENTE ANTES DE REALIZAR LA PRUEBA .....	100
FIGURA 56 RUIDO DE 60HZ TOMADO POR EL ACELERÓMETRO DURANTE LA PRUEBA .....	100
FIGURA 57 FRECUENCIA DC PRESENTE EN LA MEDICIÓN DE LAS VIBRACIONES .....	101
FIGURA 58 DIAGRAMA DE FLUJO DEL ALGORITMO DE PICOS DE COMBUSTIÓN .....	103
FIGURA 59 DIGITALIZACIÓN DE UNA SEÑAL SENOIDAL.....	104

FIGURA 60 RECONOCIMIENTO DE LOS PICOS DE LAS SEÑALES .....105

FIGURA 61 DIAGRAMA DE FLUJO DEL ALGORITMO: RECONOCIMIENTO DE PICOS.....	107
FIGURA 62 CONDICIONES EN LAS QUE SE INCLUYE UN PICO DENTRO DE UN CICLO.....	108
FIGURA 63 DIAGRAMA DE FLUJO DEL ALGORITMO CONTEO DE PICOS .....	108
FIGURA 64 DIAGRAMA DE FLUJO DEL ALGORITMO DETECCIÓN DE PICOS FALTANTES.....	109
FIGURA 65 INTERFASE GRÁFICA EN LABVIEW. ....	110
FIGURA 66 UBICACIÓN DE LOS SENSORES EN MOTOR. ....	113
FIGURA 67 CONEXIÓN DE LOS SENSORES A LA TARJETA DE ACONDICIONAMIENTO DE SEÑAL.....	113
FIGURA 68 CONEXIÓN DE LAS SEÑALES AL BLOQUE CONECTOR DE LA DAQ.....	114
FIGURA 69 VENTANA DE LAS TÉCNICAS DE NIVEL INTERMEDIO DE DIAGNÓSTICO DIAGMA.....	114
FIGURA 70 BANCO DE PRUEBAS MOTOR KIA EN LMTA.....	118
FIGURA 71 SOPORTES DEL MOTOR Y DEL BANCO DE PRUEBAS DEL MOTOR KIA .....	119
FIGURA 72 PANTALLA EN LABVIEW DE LA SEÑAL TOMADA POR EL EQUIPO DIAGMA D-100. REFERENCIA DEL PIEZOELÉCTRICO EN EL CILINDRO 1 .....	119
FIGURA 73 ANALIZADOR DE VIBRACIONES PATRÓN .....	120
FIGURA 74 GRAFICAS DE RESULTADOS DEL ANALIZADOR DE VIBRACIONES PATRÓN.....	120
FIGURA 75 SIMULACIÓN DE UN FALLO DE COMBUSTIÓN EN UN MOTOR DIESEL.....	122
FIGURA 76 VIBRACIONES DEL MOTOR KIA ANTES DE LA PRUEBA. ....	122
FIGURA 77 MOTOR KIA CON FALLO DE COMBUSTIÓN EN UN CILINDRO .....	123
FIGURA 78 MOTOR KIA CON FALLO DE COMBUSTIÓN EN DOS CILINDROS CON ENCENDIDO ALTERNADO ...	124
FIGURA 79 MOTOR KIA CON FALLO DE COMBUSTIÓN EN DOS CILINDROS CON ENCENDIDO SEGUIDO.....	125
FIGURA 80 MOTORES EN QUE SE REALIZARON PRUEBAS DE CAMPO. ....	126
FIGURA 81 COLOCACIÓN DEL ACELERÓMETRO EN EL BLOQUE.....	126
FIGURA 82 COLOCACIÓN DE LA PINZA PIEZOELÉCTRICA EN UNO DE LOS TUBOS DE INYECCIÓN DE COMBUSTIBLE PARA REFERENCIA.....	127
FIGURA 83 RESULTADOS DE LA PRUEBA EN CAMPO EN EL MOTOR NPR.....	127
FIGURA 84 MONTAJE DEL MOTOR NPR 4HG1T EN EL CHASIS. ....	128
FIGURA 85 POSICIÓN DEL ACELERÓMETRO EN EL MOTOR NKR 4JB1 .....	129
FIGURA 86 SEÑAL DE ACELERACIÓN EN MOTOR NKR SIN FALLOS .....	129
FIGURA 87 MOTOR NKR CON FALLO EN EL CILINDRO 2.....	130
FIGURA 88 MOTOR NKR CON FALLO EN DOS CILINDROS DE ENCENDIDO ALTERNADO (CILINDROS 2 Y 3)..	130
FIGURA 89 MOTOR NKR CON FALLO EN DOS CILINDROS DE ENCENDIDO CONTINUO (CILINDROS 2 Y 4) ....	131
FIGURA 90 POSICIÓN DEL ACELERÓMETRO EN EL MOTOR NPR .....	132
FIGURA 91 DATOS OBTENIDOS PARA LA DETERMINACIÓN DE LA ACELERACIÓN DE REFERENCIA.....	133
FIGURA 92 VALORES DE ACELERACIÓN QUE SE OBTUVIERON DEL MOTOR NPR PARA DETERMINAR LA ACELERACIÓN DE REFERENCIA.....	134
FIGURA 93 LÍMITES DE ALERTA Y ALARMA PARA EL MOTOR NPR 4HG1T .....	135

FIGURA 94 DATOS DE AJUSTE DEL MOTOR NKR 4JB1.....	137
FIGURA 95 SIMULACIÓN DE UN MOTOR EN BUEN ESTADO.....	138
FIGURA 96 SIMULACIÓN DE FALLO DE COMBUSTIÓN EN UN CILINDRO.....	139
FIGURA 97 SIMULACIÓN CON FALLO EN DOS CILINDROS CON ENCENDIDO ALTERNADO.....	139
FIGURA 98 SIMULACIÓN DE FALLO DE COMBUSTIÓN EN DOS CILINDROS CON ORDEN DE ENCENDIDO CONSECUTIVO. ....	140
FIGURA 99 ESQUEMA PROPUESTO PARA EL DIAGNÓSTICO DEL MOTOR.....	141

## LISTADO DE TABLAS

TABLA 1 CONSTANTES PARA LA ECUACIÓN DE CALOR ESPECIFICO A PRESIÓN CONSTANTE DEL AIRE.....	76
TABLA 2 PROPIEDADES DEL COMBUSTIBLE .....	78
TABLA 3 DATOS PARA ESCALAR LA ACELERACIÓN TOMADA CON EL EQUIPO DIAGMA D100.....	121

## **LISTADO DE ANEXOS**

ANEXO A. HOJAS DE ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE LOS MOTORES KIA BESTA 2200 Y NKR  
4JB1

# **TITULO<sup>\*</sup>: METODOLOGÍA PARA LA EVALUACIÓN DE LA COMBUSTIÓN Y LA COMPRESIÓN RELATIVA EN MOTORES DIESEL A PARTIR DE LAS OSCILACIONES DEL BLOQUE**

Stephane Gianina Calderón Varela<sup>\*\*</sup>

Ingeniera Mecánica

## **Palabras Claves**

Combustión, Compresión relativa, Diesel, Oscilaciones, Bloque, Aceleración, Evaluación.

## **Resumen**

Esta tesis ofrece una metodología para la evaluación de la combustión y compresión relativa en motores Diesel de carácter no intrusivo al motor, con el fin de ahorrar tiempo y dinero con respecto al mantenimiento preventivo implementado en el sector del transporte urbano en el área Metropolitana de Bucaramanga.

Los motores de combustión interna alternativos se caracterizan por tener un par "pulsante" que efectúa una reacción en el bloque y es el responsable de que éste tenga un movimiento oscilatorio cuyas propiedades dependen de las características del motor y de las condiciones de funcionamiento. La técnica de evaluación desarrollada mide las oscilaciones del bloque del motor colocando un acelerómetro lo más lejos posible del eje de oscilación y en la dirección transversal al mismo, de tal manera que pueda captar la aceleración tangencial de ese punto. Para tomar la señal de aceleración deseada se hizo la selección y diseño de los componentes de la cadena de medición que mostraran sólo las componentes de la aceleración del bloque como cuerpo rígido.

La señal de aceleración del bloque temporal muestra saltos cada vez que ocurre la combustión en cada cilindro del motor. La identificación de los saltos correspondientes a cada cilindro se coloca una pinza piezoeléctrica en el tubo del inyector del cilindro uno, la cual muestra el momento de la inyección de combustible, y los otros cilindros se identifican con el orden de encendido del motor. Cuando ocurre un fallo de combustión o compresión en cualquier cilindro el salto de dichos cilindros disminuyen. El espectro de frecuencia de la señal de aceleración del bloque muestra la frecuencia de encendido de los cilindros con sus respectivos armónicos, y cuando ocurre un fallo aparece un subarmónico de la frecuencia de encendido; no nos indica en que cilindro ocurre el fallo.

---

<sup>\*</sup> Tesis de grado.

<sup>\*\*</sup> Escuela de Ingeniería Mecánica. Facultad de Ingenierías Físicomecánicas. Director: Phd. Jorge Luís Chacón Velasco.

## SUMMARY

**TITLE\*:**

**METHODOLOGY FOR THE EVALUATION OF THE COMBUSTION AND THE RELATIVE COMPRESSION IN DIESEL ENGINES FROM THE OSCILLATIONS OF THE BLOCK**

**AUTHOR\*\*:**

Stephane Gianina Calderón Varela

**KEY WORDS:**

Combustion, Diesel, Relative compression, Oscillations, Block, Acceleration, Evaluation.

**DESCRIPTION:**

This thesis offers a methodology for the evaluation of combustion and relative compression in Diesel motors of character no intrusive to the motor, with the aim of saving time and money regarding the preventive maintenance implemented at the sector of urban transportation at Bucaramanga's metropolitan area. They characterize alternative internal combustion engines to have a pulsating pair that he makes a reaction at the block and the responsible that this have is an oscillatory movement whose properties depend of characteristics of the motor and of conditions of functioning.

The technician of evaluation developed measures the oscillations of the engine block placing an accelerometer it further off possible of the axle of oscillation and in the transverse direction to the same one, in such a way that he may perceive the tangential acceleration of that point. selection was done in order to take the sign of acceleration desired and I lay plans of the components of the chain of measurement that they show only the component ones belonging to acceleration of the block like rigid body.

the temporary block's sign of acceleration, evidence leaps every time that the combustion in the motor's each cylinder occurs . The identification of correspondent leaps places to each cylinder a piezoelectric pincer on the tube of the cylinder's injector I join, which as evidence the moment of the fuel injection, and they identify another cylinders with the firing order of the motor. When occurs a failure of combustion or compression in any cylinder they decrease the jump of said cylinders. The specter of frequency of the sign of acceleration of the block evidences the frequency of ignition of the cylinders with his respective harmonics, and when a failure occurs a harmonic of frequency of ignition appears ; He does not indicate whereon cylinder to us failure occurs .

---

\* Thesis of degree

\*\* Mechanical Engineering. Faculty of Physical mechanical Engineerings. Director: Phd. Jorge Luís Chacón Velasco.

## INTRODUCCIÓN

El transporte urbano de pasajeros, como uno de los sectores económicos que actualmente presenta una alta demanda de políticas de innovación y mejoramiento en la calidad de servicio, presenta una gran deficiencia en la implementación de programas adecuados de mantenimiento y fundamentalmente de apropiación tecnológica en la administración de los automotores.

Los métodos y técnicas actuales de mantenimiento, usadas en nuestro medio, no contemplan en la mayoría de los casos, tecnologías modernas que permitan encontrar las fallas de una manera práctica, confiable y con la mínima cantidad de tiempo invertido. Cabe destacar que el objetivo principal del plan de mantenimiento en flotas de transporte es garantizar la seguridad y mantener la disponibilidad de los vehículos. Además, el mantenimiento debe ser un proceso en constante evolución que tiene que adaptarse a los cambios tecnológicos y al desarrollo de los componentes y suministros. En algunos sectores, las compañías suelen tener planes de mantenimiento preventivo que suponen un importante desembolso económico, tanto por inmovilización del parque de vehículos como por el costo de mano de obra. Esto justifica el desarrollo de tecnologías de diagnóstico basadas en “inspecciones no intrusivas”, que permiten detectar anomalías sin necesidad de desmontar ningún elemento, y que hacen uso de tecnologías modernas como la microelectrónica y la informática, lo que en gran medida, alivia las intervenciones de mantenimiento sistemático y permite detectar fallos incipientes, programando las reparaciones necesarias para evitar que lleguen a producir averías.

Además en los últimos años se ha venido incrementando la contaminación ambiental debido al aumento de emisiones de gases por parte de los automotores en la ciudad de Bucaramanga, lo que en gran medida se debe a fallos en la

*combustión y en la compresión de los motores Diesel.*

Esta tesis de grado hace parte del proyecto de investigación interdisciplinario “Diseño y desarrollo de un prototipo para el monitoreo y diagnóstico del estado de motores Diesel a partir de técnicas no invasivas. Fase I, con la participación de COLCIENCIAS, las Escuelas de Ingeniería Mecánica a través del grupo de investigación GIEMA, Electrónica y Telecomunicaciones a través del grupo CEMOS y el Centro de Estudios e Investigaciones Ambientales CEIAM.

El capítulo 1 presenta un análisis de los factores más importantes que intervienen en la combustión de los motores Diesel. En el capítulo 2 se hace una recopilación del estado del arte de las técnicas intrusivas y no intrusivas utilizadas en el área metropolitana de Bucaramanga y las tecnologías modernas para el diagnóstico del sistema de distribución y de la compresión en motores Diesel. En el capítulo 3 se describe el modelo teórico utilizado para describir las oscilaciones del bloque, con el que se hace una simulación mediante un lenguaje de programación (Matlab). En el capítulo 4 se describe la cadena de medición utilizada para las mediciones y análisis de la técnica. En el capítulo 5 se muestra como se desarrolló el software para la interfase hombre-maquina IHM en Labview. En el capítulo 6 se describe la metodología experimental para la evaluación de la combustión y compresión en motores Diesel mediante las vibraciones del bloque utilizando el prototipo –diagma D100. En el capítulo 7 se muestran los resultados obtenidos en las pruebas de laboratorio y de campo, se realizan comparaciones con la simulación hecha en Matlab, y se determinan los límites de alerta para un motor representativo Diesel. En el Capítulo 8 se muestra el lugar de la técnica dentro del proyecto Diagma D100. En el capítulo 9 se dan las conclusiones y recomendaciones obtenidas durante el proyecto.

# **1. COMBUSTIÓN EN MOTORES DIESEL**

## **1.1 COMBUSTIÓN DEL COMBUSTIBLE EN LOS CILINDROS**

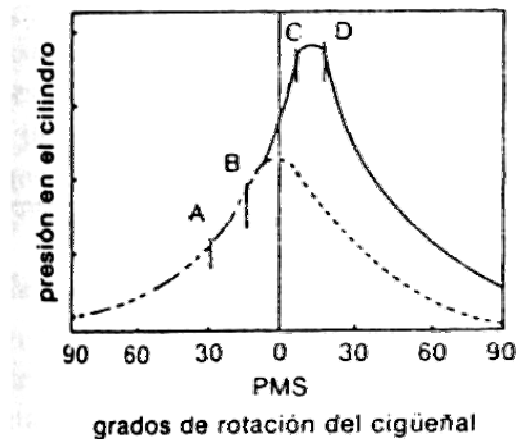
El proceso real de combustión es el mismo en todos los motores Diesel. El combustible sale finamente atomizado de los inyectores y la atomización consiste en diminutas gotas de combustible que necesitan el oxígeno del aire que hay en el cilindro para quemarse, también se requiere que el aire este a alta temperatura para iniciar la combustión y cuando hay esas condiciones en el cilindro, se inicia la combustión.

El combustible es inyectado por el sistema de inyección de combustible en el cilindro del motor hacia el final de la carrera de compresión, justo antes del inicio deseado de la combustión. El combustible líquido, usualmente inyectado a alta velocidad por uno o más chorros a través de pequeños orificios o toberas en la boquilla del inyector, se atomiza en pequeñas gotas y penetra en la cámara de combustión. Dado que la temperatura y la presión del aire están por encima del punto de inflamación del combustible, y el núcleo de las gotitas está algo más frío, estas empiezan a vaporizarse de inmediato en su superficie externa, pero el combustible no arde de inmediato, y la inflamación espontánea de porciones del combustible ya mezclado y de aire ocurre después de un período de retraso de unos pocos grados del ángulo del cigüeñal. La presión del cilindro y la temperatura aumenta así como la combustión de la mezcla de aire y combustible ocurre, lo cual ocasiona que el combustible que todavía atomiza el inyector se inflame tan pronto como sale de la tobera o punta del inyector. La compresión consecuente de la porción que no está quemada de la carga, acorta el retraso antes de la ignición del combustible y el aire que se ha mezclado dentro de los límites del combustible, la cual se quema luego rápidamente. Esto también disminuye el tiempo de evaporación del combustible líquido restante. La inyección continúa

hasta que la cantidad deseada de combustible ha entrado en el cilindro. La atomización, la vaporización, la mezcla de aire y combustible, y la combustión continúan hasta que esencialmente todo el combustible ha pasado a través de cada proceso. Además, la mezcla del aire remanente en el cilindro con gases quemándose y ya quemados continúa a todo lo largo de los procesos de combustión y expansión.

El proceso de combustión antes descrito, en un motor Diesel de alta velocidad, puede decirse que ocurre en cuatro etapas o fases. En la figura 1 se muestra el incremento en la presión dentro del cilindro con respecto a la rotación del cigüeñal desde 90° antes del PMS hasta 90° después del PMS. Se verá que en la grafica hay dos líneas: una línea punteada, que muestra la forma en que cambiaría la presión dentro del cilindro durante y después de la carrera de compresión si no hubiera inyección de combustible; el aumento y la caída de presión serían uniformes en todas las carreras; y una línea continua que muestra el cambio en la presión durante las carreras de compresión y potencia, con un aumento rápido en la presión como resultado de la combustión [6].

**Figura 1 Fases de la combustión en un motor Diesel**



Fuente: MAY, Ed. Mecánica para Motores Diesel: Teoría, Mantenimiento y Reparación. Tomo I. México. Mac Graw Hill. 1988. p 34-35

Las cuatro fases de la combustión, como se ilustra en el diagrama son:

*A a B: periodo de demora o retraso de la ignición.* La inyección empieza en A, pero la combustión no ocurre de inmediato, sino que se demora hasta que los vapores que rodean las gotas de la atomización del inyector llegan a una temperatura alta suficiente para que se inflamen. La combustión empieza en B.

*B a C: una fase de combustión rápida.* Después del inicio de la combustión en B, las gotitas arden con rapidez y ocasionan un aumento súbito en la presión hasta que se llega al punto C. Durante esta fase, la combustión no está controlada.

*C a D: una fase de combustión controlada.* Conforme continúa la inyección, el combustible arde con uniformidad. La combustión está "controlada" por el volumen descargado por el inyector hasta el punto D, en donde termina la inyección.

*D en adelante: postcombustión.* La inyección ha cesado en D, pero la combustión continúa hasta que se ha quemado todo el combustible. No hay aumento en la presión señalada en la gráfica, porque el pistón ahora se mueve hacia abajo y aumenta el volumen en el cilindro.

## **1.2 FACTORES QUE AFECTAN EL PROCESO DE COMBUSTIÓN**

Durante estas milésimas de segundo (depende del régimen de giro del motor) en la que se produce la combustión, se presentan diversos problemas que precisan solución para optimizar el rendimiento del motor y alargar su vida útil. Estos problemas se pueden resumir en [8]:

- Si el retraso de la ignición es muy largo se producirá combustión sin control de una gran parte del combustible. Esto ocasionará un aumento tan brusco en la presión que será casi una explosión y la onda de presión que choca contra la pared del cilindro y la culata producirá golpeteo y funcionamiento brusco del motor.
- La formación de gotas de combustible aumentará el tiempo absorción de

calor y por tanto de la inflamación del combustible.

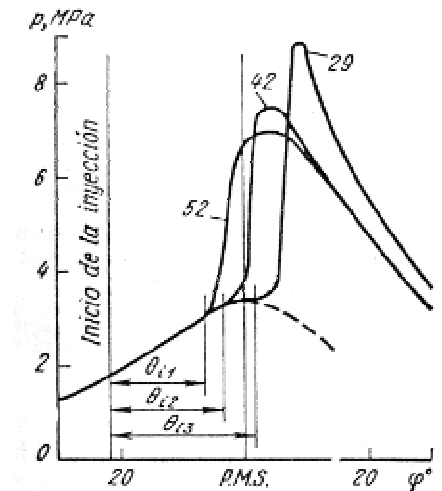
- Se debe procurar turbulencia para que el combustible inyectado encuentre el aire suficiente para quemarse durante la inyección.

Los detalles del proceso dependen entonces de una serie de factores para evitar los problemas mencionados, que incluyen las características del combustible, el diseño de la cámara de combustión, el sistema de inyección, y las condiciones de funcionamiento del motor.

### 1.2.1 Características del combustible

La estructura y la composición química elemental del combustible influyen sustancialmente sobre la duración del período de retraso de la inflamación. Cuanto mayor sea el contenido de hidrocarburos parafínicos en el combustible, tanto mayor será su número de cetano y por consiguiente más corto el período de retraso debido a que su inflamación ocurrirá a temperatura menos elevada y hará más suave el funcionamiento del motor.

**Figura 2 Diagrama indicado de un motor Diesel en función del número de cetano del combustible**



Fuente: Jovaj, M.S. y otros. Motores de automóvil. Editorial Mir. Moscú.1982.

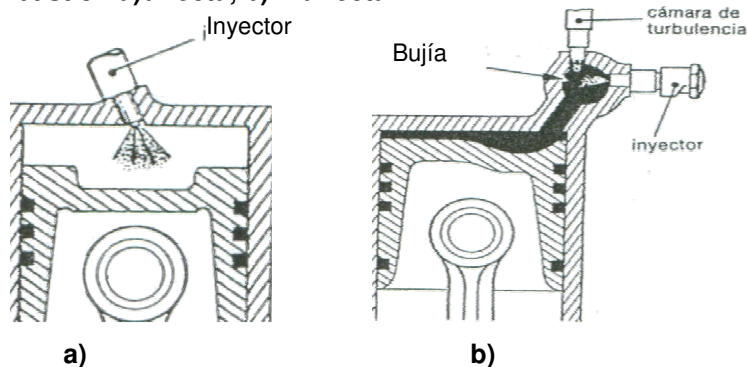
En la figura 2 se muestran tres diagramas indicados superpuestos, obtenidos al trabajar un motor Diesel con diferentes combustibles, manteniendo invariables el instante de comienzo de la inyección y las demás condiciones de trabajo. Al utilizar un combustible con un número de cetano mayor, el retraso de la inflamación se hace menor, se observa un crecimiento más suave de la presión y su máximo valor es el más bajo, ya que la mayor parte del combustible se quema en la fase de combustión rápida.

La viscosidad y la tensión superficial del combustible afectan la calidad de la pulverización. La volatilidad del combustible influye sobre la velocidad de formación de la mezcla carburante, lo que aumenta el valor de la presión de combustión y los valores de la pendiente de la curva de presión.

### 1.2.2 Diseño de la cámara de combustión

El problema principal en el diseño de la cámara de combustión Diesel está en conseguir suficientemente rápido la mezcla entre el combustible inyectado y el aire en el cilindro para completar la combustión en el intervalo apropiado del ángulo del cigüeñal cerca al punto central.

Figura 3 Cámaras de combustión a) directa, b) indirecta



Fuente: Mecánica para Motores Diesel. Teoría, Mantenimiento y Reparación [3]

Hay dos tipos básicos de cámaras de combustión: las de inyección directa y las de inyección indirecta. La diferencia básica entre estas cámaras de combustión se

puede ver en la figura 3: la cámara para inyección directa, a), tiene culata de cilindros con superficie plana y la cámara está formada por una cavidad en la parte superior del pistón. La cámara para inyección indirecta, b) puede ser con un pistón casi plano o un pistón con una cavidad de poco fondo, se utiliza una bujía incandescente para ayudar al arranque en frío. La cámara principal de combustión está formada entre la parte superior del pistón y la culata de cilindros, pero también hay una cámara separada más pequeña, en la culata, en la cual se inyecta el combustible. La inyección directa se utiliza en los motores grandes de dos y de cuatro tiempos, la inyección indirecta se suele emplear en motores pequeños de cuatro tiempos. Pero en la actualidad la cámara de inyección directa se emplea, sobretodo, en motores Diesel lentos y de gran velocidad;

### **1.2.3 Sistema de inyección**

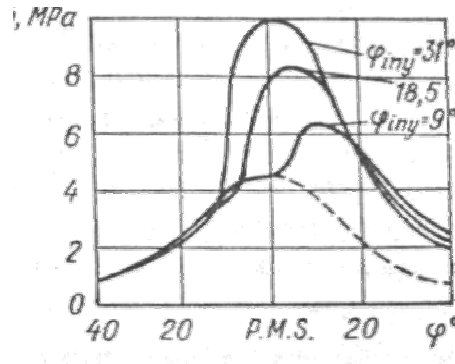
#### **a. Avance de la inyección**

Dado que los tiempos de inyecciones se usan para controlar los tiempos de combustión, el período de retraso entre el inicio de inyección y el inicio de combustión debe mantenerse corto, necesario para mantener la presión máxima del gas del cilindro por debajo del máximo que el motor puede tolerar. Cuando aumenta la velocidad del motor hay una demora en el encendido o inflamación. Se requiere más o menos el mismo tiempo para inyectar la carga y que se inflame, tanto en alta como en baja velocidad, pero a alta velocidad el cigüeñal girará a más revoluciones y el pistón se moverá con mucha más rapidez en el cilindro. Por tanto, es deseable que la inyección comience antes (adelanto) a alta velocidad para contrarrestar el efecto de la demora.

En la Figura 4 se puede observar que a medida que el avance de la inyección es grande aumenta el retraso de la ignición, ya que la presión y la temperatura del aire en el instante del comienzo de la inyección disminuyen, además la presión de combustión y su pendiente se eleva bruscamente debido a la gran cantidad de

combustible en la cámara de combustión hacia el instante de ignición, así como debido a gran parte del combustible se quema cerca del PMS. Pero para ángulos de avance pequeños la potencia y plenitud de la combustión decrece ya que parte del combustible se quema en el proceso de expansión.

**Figura 4 Diagramas indicados de un motor Diesel para diferentes ángulos de avance de la inyección**



Fuente: Jovaj, M.S. y otros. Motores de automóvil. Editorial Mir. Moscú.1982 p 125.

El ángulo de inyección óptimo depende de la estructura del motor, su régimen térmico, de la relación de compresión, de la presión y temperatura del aire en la entrada del cilindro, de las características y de la velocidad del cigüeñal [2].

**b. Tamaño de gota, velocidad de la inyección y rata de consumo de combustible**

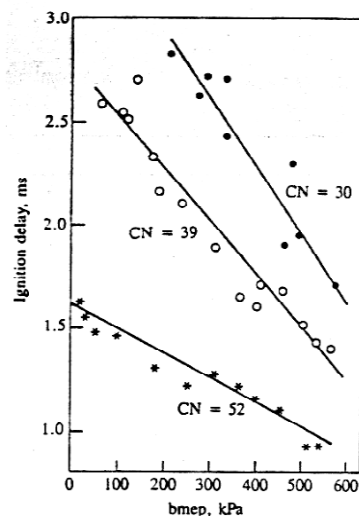
La pulverización, la presión y la penetración del combustible deben hacerse con la uniformidad de éste en el interior de la cámara tal que halle el aire necesario para su perfecta combustión. Cuando la pulverización del combustible es fina, lo que se logra con una mayor presión de inyección, se reducen los retrasos en la ignición, pero disminuye la penetración de los chorros entre la masa de aire.

Estas cantidades son determinadas por la presión de inyección, el tamaño de los agujeros de las toberas del inyector, tipo de tobera y geometría. Experimentos han mostrado que ninguno de estos factores tiene un efecto significativo en el retraso de la ignición [3]. A condiciones normales de operación, el incremento de la

presión de inyección produce sólo pequeñas disminuciones en el retraso. El diámetro del agujero de la tobera a una presión de inyección constante incrementa la rata de flujo de combustible (en un factor de 4) e incrementa el tamaño de la gota (alrededor de un 30%), no tiene un cambio significativo en la ignición. Estudios de diferentes geometrías de agujeros muestran que la relación longitud/diámetro de la tobera no fueron significativas; ninguno de los cambios en el tipo de tobera causa cualquier variación substancial en el retraso en condiciones normales del motor.

### c. Suministro de combustible y carga del motor

**Figura 5 Retraso de la ignición como una función de la carga, dependiendo del número de cetanos**



Fuente: HEYWOOD, J.B. Internal combustion engine fundamentals. Estados Unidos. McGrawHill: 1988. p 547

La Figura 5 muestra el efecto de incrementar la cantidad de inyección o aumentar la carga del motor en el retraso de la ignición hecha en un motor de inyección directa con relación de compresión 16.5 y 1980 rpm.

El retraso decrece aproximadamente lineal con el incremento de la carga para motores de inyección directa. Como la carga se incrementa, la temperatura del gas residual y la temperatura de la pared aumentan. Esto resulta en que la

temperatura y la presión del cilindro más altas en la inyección, lo que acorta el retraso de la ignición. Cuando el ajuste se hace para este incremento de temperatura, se encuentra que se incrementa la cantidad de combustible inyectado pero no tiene efecto significativo en el periodo de demora bajo condiciones normales de operación. Bajo condiciones de arranque, sin embargo, el retraso incrementa debido a la presencia de gotas más grandes en la mezcla, y aumento de la temperatura asociada con la evaporación y el calentamiento de la cantidad adicional de combustible.

#### ***1.2.4 Relación de compresión***

A medida que aumenta la relación de compresión se elevan la temperatura y presión del aire en el instante de comienzo de la inyección, por lo que el retraso en la ignición se reduce, la velocidad de crecimiento de la presión disminuye y el funcionamiento del motor es más suave, pero la presión dentro del cilindro también aumenta, por tanto el motor debe tener piezas mas robustas y pesadas, lo que trae como consecuencia el incremento de perdidas mecánicas.

#### ***1.2.5 Condiciones de funcionamiento del motor***

##### **a. Velocidad de rotación**

El incremento de la velocidad del motor a carga constante ocasiona una ligera disminución en el retraso de la ignición cuando se mide en milisegundos, pero en términos de ángulo del cigüeñal el retraso se incrementa linealmente. Un cambio en la velocidad del motor cambia la relación temperatura/tiempo y presión/tiempo. Además con un incremento de velocidad la presión de inyección se incrementa. La temperatura del pico de compresión aumenta con el incremento de la velocidad debido a pérdidas más pequeñas de calor durante la compresión [3]. La velocidad de rotación del motor influye sobre el coeficiente de llenado del cilindro y por consiguiente sobre la presión del aire al final de la compresión, la calidad de la pulverización del combustible, la intensidad del movimiento en torbellino del aire y

sobre el estado térmico de la cámara de combustión [2].

## **2. TÉCNICAS UTILIZADAS PARA EL DIAGNÓSTICO DE LA COMBUSTIÓN Y COMPRESIÓN EN MOTORES DIESEL**

Los métodos y técnicas actuales de mantenimiento, usadas en nuestro medio, no contemplan en la mayoría de los casos, tecnologías modernas que permitan encontrar las fallas de una manera práctica, confiable y con la mínima cantidad de tiempo invertido, en cambio se utilizan técnicas de diagnóstico en donde se debe parquear el automotor por un tiempo considerable para realizar desmontajes (técnicas intrusivas), y sus diagnósticos son aproximados ya que dependen en la mayoría de los casos de la valoración del técnico que realiza el mantenimiento. Estas a su vez no tienen la investigación y desarrollo de las técnicas modernas que permiten ofrecer una valoración real del estado de funcionamiento de los motores, las cuales requieren de una mínima cantidad de tiempo posible y que confluyen directamente o más precisamente, hacia las causas reales o potenciales de falla.

### **2.1 TÉCNICAS UTILIZADAS EN EL ÁREA METROPOLITANA DE BUCARAMANGA**

#### ***2.1.1 Diagnóstico de la combustión***

En los talleres del área metropolitana de Bucaramanga se utilizan métodos subjetivos para la diagnosticar si se esta realizando una buena combustión en los motores Diesel, ya que este depende de la apreciación sensitiva del técnico que realice la inspección.

##### **a. Análisis de humos**

Por medio de la observación de los humos que salen por el escape podemos tener una orientación bastante segura de lo que ocurre en el interior de la cámara de

combustión y ello puede proporcionarnos una visión de una gran gama de averías posibles. Sin embargo, hay que aprender a leer en estos códigos de los humos, pues los ojos han de poder apreciar con seguridad pequeños matices de color que solamente la práctica puede determinar.

Aunque en los talleres esta técnica es de una apreciación muy variable entre los técnicos, Juan Miralles [14] presenta una descripción de cómo debe ser el color y la forma de interpretar los colores de humos y sus posibles causas, ya que se trata de una serie de síntomas fáciles de observar y de gran utilidad a la hora de buscar averías.

*Humos Blancos*, indican la presencia de vapor de agua en el circuito de combustión, es normal en el arranque y unos pocos minutos después. Otras causas pueden ser un determinado punto de exceso de avance de la inyección o un regulador que tenga reducida su capacidad de reacción por roces o desgaste.

*Humos Azulados*, indican la presencia de aceite en la cámara de combustión.

*Humos Negros*, indican siempre una combustión que se desarrolla de una manera defectuosa por falta o exceso de combustible con relación al aire aspirado.

Humos negros a plena carga y especialmente a velocidades altas y bajas pero manteniendo siempre una potencia normal, son síntomas claros para dar a entender que el caudal de la bomba de inyección es demasiado grande con relación al aire aspirado. Hay que desmontar la bomba y pasar a su verificación a un taller especializado. En general hay que acudir a reducir el caudal de la bomba régimen máximo. Comprobar que el dispositivo de arranque funcione bien y vuelva a su posición inicial cuando el motor ya ha arrancado y el mando vuelve a su posición de reposo.

Humos negros a plena carga y especialmente a velocidades altas y bajas pero con la particularidad de que el motor se vuelve más silencioso de lo normal. Este

síntoma se suele dar cuando se trata de que la inyección esta retrasada o bien cuando el dispositivo de avance trabaja mal. Bastan dos grados de error para que produzca este defecto. Humos negros a plena carga y especialmente a velocidades altas y bajas pero con la particularidad de que el motor se vuelve más ruidoso de lo normal. El mismo caso que el anterior pero al revés, es decir, se trata de un excesivo avance de la inyección. La solución es poner a punto la bomba de inyección.

*Humos negros solamente a gran velocidad y a plena carga.* Falta de aire solamente en las altas velocidades y plena carga, generalmente debido a demasiada suciedad en el filtro de admisión de aire.

*Humos negros a plena carga y en especial a velocidades altas y medias con pérdidas de potencia en la mayoría de los casos.* Este síntoma puede interpretarse como defectos de los inyectores. Se debe revisar si los orificios de pulverización están parcialmente obstruidos. Los humos aumentan si se procura aumentar la potencia dando más caudal a la bomba de inyección.

*Humos negros en la mayoría de las velocidades tendiendo a azul o blanco en el momento de arranque en frío.* Este síntoma podría estar ocasionado por una mala colocación de los porta inyectores. Podría darse el caso por ejemplo, de que el porta inyector estuviera montado sobre varias arandelas sobre la culata cuando muchas veces no son necesarias; pero de cualquier modo la posición de estas arandelas puede cambiar la posición relativa del inyector y este puede lanzar su dardo sobre zonas deferentes de las correctas.

*Humos negros a cargas y velocidades elevadas.* Este síntoma se interpreta como un funcionamiento irregular del inyector y en especial del alzado de su aguja que puede ser demasiado grande, ya sea por su mal montaje o por su ajuste incorrecto.

*Humos negros a plena carga y especialmente a velocidades medias y altas*

*acompañado de falta de potencia.* Este síntoma puede ser producido porque el diámetro de la tubería de inyección es insuficiente o por una mala instalación de la tubería, adoptando formas muy curvadas y con codos agudos.

Cuando la combustión no se realiza correctamente, los niveles de gases tóxicos (óxidos de nitrógeno, aldehídos, HC no quemados, óxidos de carbono, etc.) se incrementan produciendo irritación en los ojos y la nariz, problemas cutáneos y respiratorios.

### ***2.1.2 Inspección y diagnóstico de la compresión relativa de los cilindros.***

Hay varios procedimientos que los operarios mecánicos utilizan para saber de manera aproximada si el motor presenta buena compresión de aire en los cilindros. Estos procedimientos confirman sí hay problemas en el proceso de compresión en el motor en uno o varios cilindros, pero no nos indica que elemento o elementos están fallando que están involucrados directamente en la tarea de mantener un perfecto sellado de la cámara de combustión (sistema de distribución).

#### **a. Prueba de desfogue a través del orificio del aceite lubricante.**

Cuando el flujo de gases en el cilindro no es estable este se escapa a través de los anillos de retención del pistón. La metodología de diagnóstico que se utiliza es el siguiente:

- Poner en funcionamiento el motor en régimen ralentí.
- Quitar la tapa que cubre el orificio de llenado del aceite lubricante del motor.
- Ubicar la palma de la mano extendida sobre el orificio, restringiendo el paso de aire a través de él.
- Estos son los tres pasos a seguir en esa practica; sí el aire al pasar golpea

la mano de manera intermitente y pulsante indica que en alguno de los cilindros hay “fuga” de compresión, es decir el aire está escapando de la cámara de combustión en la carrera de compresión por desgaste de los anillos de retención del pistón o por fractura del mismo. Por el contrario, si el paso del aire es estable y continuo quiere decir que el proceso de compresión está bien.

#### **b. Demasiada vibración o inestabilidad**

Cuando el motor presenta vibración exagerada por fuera de los límites normales de funcionamiento generalmente se debe a problemas de combustión o compresión en alguno de los cilindros. La metodología de diagnóstico utilizada es la siguiente:

- Poner en funcionamiento el motor en régimen ralentí.
- Desconectar el tubo de conducción de combustible al inyector de cada uno de los cilindros.
- Sí al desconectar la alimentación de combustible en un cilindro notamos que el motor no aumenta su inestabilidad o empeora su condición de funcionamiento, quiere decir que en ese cilindro hay problemas de compresión.

#### **c. Desfogue a través del múltiple de admisión**

El aire entra a la cámara de combustión gracias al vacío que se forma por el espacio dejado por el pistón en su movimiento descendente, y la hermeticidad que proporcionan los anillos de retención del pistón y el cierre de las válvulas. La metodología de diagnóstico utilizada es la siguiente:

- Poner en funcionamiento el motor en régimen ralentí.

- Desconectar la manguera que comunica el filtro de aire con el múltiple de admisión.
- Ubicar la palma de la mano extendida en el orificio de entrada de aire al múltiple de admisión.
- Sí el operario “siente” que el paso del aire trata de succionar la mano, entonces el proceso de admisión y compresión se está ejecutando bien; por el contrario, si el aire empuja la mano puede haber problemas de sellado de la cámara en la carrera de compresión en uno de los cilindros por quemadura de válvula, defectos en el asiento de válvulas, desgaste en las guías de válvulas, etc.

#### **d. Prueba de compresión por medio de un manómetro**

Esta técnica evalúa directamente la presión de compresión que se alcanza dentro de cada cilindro y la compara con el valor recomendado en el manual del motor.

**Figura 6 Prueba de compresión por medio de un manómetro.**



La metodología que utiliza es la siguiente:

- Quitar el inyector de uno de los cilindros
- Ubicar el manómetro roscado en el alojamiento del inyector. (véase Figura 6)

- Dar arranque al motor.
- Tomar nota de la magnitud de la presión de compresión del cilindro en el manómetro. Buscar en el manual del respectivo motor el rango permisible de presión de compresión y comparar el valor de presión medido con el rango permisible de presión que menciona el manual del motor.
- Sí el valor obtenido por la medición se encuentra debajo del límite inferior del rango permisible de presión, entonces hay problemas en la compresión en ese cilindro.
- La verificación anterior se debe realizar en cada uno de los cilindros del motor.

#### **e. Prueba por caída de presión**

En este procedimiento se muestra la capacidad de sostener la presión dentro del cilindro sin necesidad de colocar en funcionamiento el motor.

Para esta prueba es necesario contar con un compresor de aire, manguera de alimentación con un manómetro ubicado en la línea en serie. La metodología de diagnóstico utilizada es la siguiente:

- Quitar el inyector de uno de los cilindros.
- Roscar la línea de alimentación de aire a presión en el alojamiento del inyector.
- Introducir el aire a presión dentro del cilindro hasta estar en el intervalo de presión permisible citado en el catálogo del motor.
- Cortar el flujo de aire a presión al interior del cilindro cuando se ha alcanzado la presión requerida.

- Observar en un lapso de 20 segundos la caída de presión que registra el manómetro.
- Sí la diferencia de presión es mayor al 10% de la presión límite inferior recomendada, en ese cilindro hay pérdida de compresión.
- La verificación anterior se debe realizar en cada uno de los cilindros del motor.

### ***2.1.3 Procedimiento para determinar los elementos y defectos involucrados en una falla de compresión.***

A continuación se presentan otras técnicas adicionales utilizadas frecuentemente por los operarios mecánicos a nivel local y nacional, para detectar de manera exacta o aproximada los elementos defectuosos que influyen en la compresión o combustión.

#### **a. Determinación del desgaste de anillos por sellado con aceite lubricante**

Esta técnica busca determinar el estado de los anillos del pistón, la metodología utilizada es la siguiente:

- Con el motor en reposo se desmonta el inyector del cilindro que presenta baja compresión.
- Se agrega alrededor de 10 cm<sup>3</sup> de aceite lubricante al interior del cilindro a través del orificio donde se aloja el inyector.
- Lo que se busca con esta prueba es comprobar que existe escape de aire a través de la holgura por desgaste entre la camisa y los anillos de retención del pistón creando un sello provisional entre ellos por medio del aceite lubricante y de esa manera corregir la falla momentáneamente.

Se realiza nuevamente el diagnóstico e inspección para el cilindro o cilindros con

fallas de compresión aplicando cualquiera de las técnicas descritas anteriormente, si el problema persiste la falla puede ser en el pistón, empaque de culata o en las caras y asientos de válvulas. Para el caso de vibración o inestabilidad del motor se debe comprobar el buen funcionamiento de los inyectores realizando las pruebas de pulverización, goteo, y presión el cual es también un procedimiento de carácter intrusivo.

### **b. Determinación del desgaste de anillos o fractura del pistón por inspección visual**

Los pasos que se realizan para determinar el estado de los anillos visualmente son:

- Vaciar el depósito de aceite (Cárter) del motor
- Quitar el cárter
- El operario inspecciona visualmente los pistones y las camisas verificando el buen estado de estos elementos. Sí encuentra material particulado, carbonilla producto de la combustión en la camisa, se confirma entonces el desgaste de los anillos del pistón.

### **c. Inspección visual del estado de la culata y empaque.**

Para determinar si hay fugas de aire por el empaque entre el cilindro y la culata se realiza el siguiente procedimiento para realizar la inspección visual:

**Figura 7 . Medida de la cámara de combustión.**



- Vaciar el líquido refrigerador del radiador y del bloque de cilindros.
- Sacar los inyectores de la culata.
- Desmontar la manguera superior del radiador y, quizá, la caja del termostato en el frente de la culata.
- Sacar los tornillos de sujeción para desmontar los múltiples de admisión y de escape.
- Tapar todas las aberturas en el motor para impedir la entrada de cuerpos extraños.
- Sacar los tornillos que sujetan la tapa de balancines a la culata.
- Aflojar en forma gradual el mecanismo de balancines para evitar la deformación del eje. Esto se requiere porque algunas válvulas estarán abiertas y la fuerza de sus resortes aplicará una carga dispereja en el eje de balancines.
- Sacar los tornillos de sujeción de la culata.
- Se saca la culata en línea recta y se coloca en el banco para limpiarla y desarmarla.
- Examinar la junta y la superficie de la culata y la superficie del bloque para ver si hay señales de depósitos de carbón en la junta o en las superficies.
- Mirar si hay marcas alrededor de los conductos de agua, estas señalan si hubo fuga del líquido enfriador.
- Examinar si la culata tiene grietas y deformación.
- Inspeccionar si la superficie plana o cara de la culata tiene asperezas o

rebabas.

- Inspección de deformación o combadura de la culata.
- Colocar una regla de acero contra la cara como se muestra en la Figura 7.
- Medir entre la regla y la cara de la culata con un calibrador de hojas.

Las especificaciones de tolerancias son: 0.25 mm de combadura máxima en toda la longitud de la cabeza o de 0.10 mm cada 150 mm; combadura máxima transversal de 0.10 mm.

#### **d. Determinación de fallos en válvulas, accionamiento por cadena o correas del árbol de levas, balancines por inspección nivel de ruido a través de un estetoscopio**

El estetoscopio para automóviles se ve igual al que utilizan los médicos, excepto que está equipado con un atenuador de ruido para amortiguar los sonidos duros del motor. Cuando se desee aislar el sonido de válvulas, el mecanismo de accionamiento del árbol de levas, balancines, esta es una alternativa.

**Figura 8 Diagnóstico de fallas por medio de un estetoscopio.**

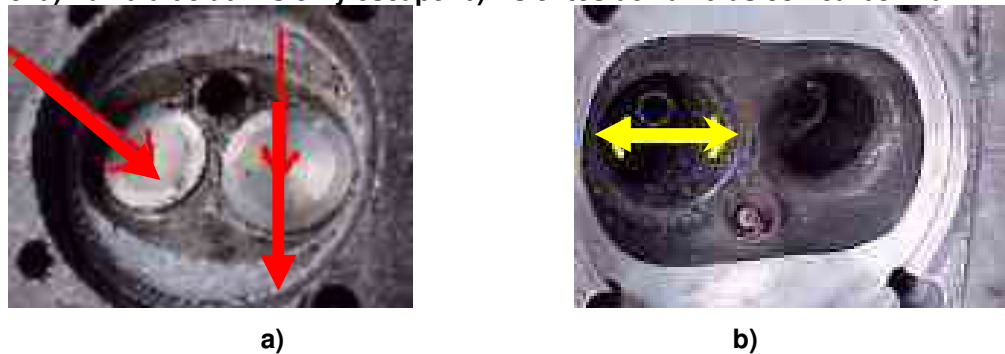


La metodología de diagnóstico utilizada es la siguiente:

- Encender el motor.
- Ubicar la punta del estetoscopio en el lugar donde se encuentra alojada la pieza o elemento de interés.
- La ultima palabra la tiene el operario, quien dice si el funcionamiento es correcto o no fundamentándose en la experiencia y agudez auditiva para determinar algún fallo en el elemento.

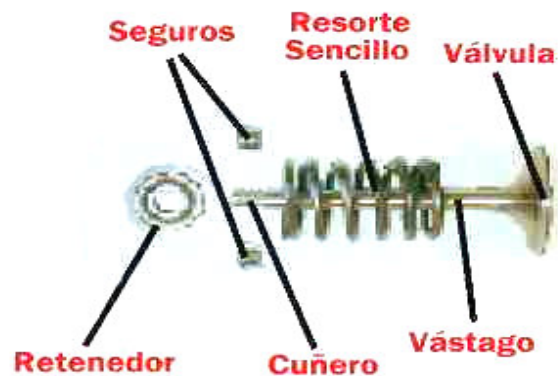
### e. Inspección visual de las válvulas

Figura 9. a) Válvula de admisión y escape. b) Asientos de válvulas con carbonilla



Se realizan los siguientes pasos para inspeccionar si el vástago está doblado y si la punta tiene ranuras o excoriaciones, como en la Figura 8 en donde se ve carbonilla en el asiento de la válvula:

Figura 10. Partes y accesorios de las válvulas.



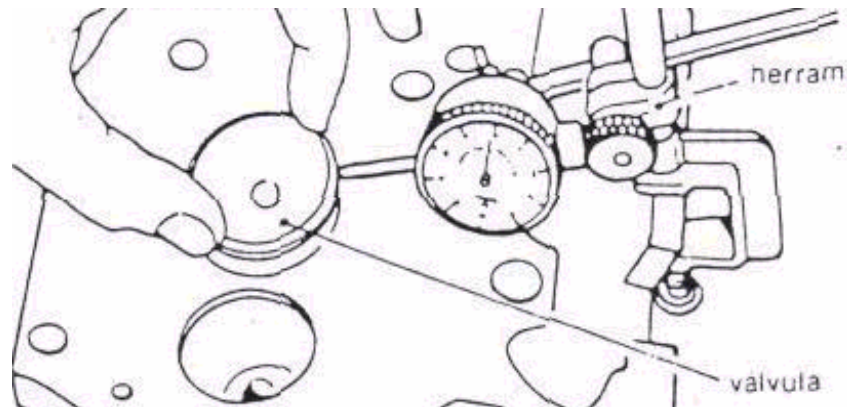
- Comprobar la holgura del vástago en la guía de válvula.

- Inspeccionar otras piezas correlativas (las partes de las válvulas se pueden observar en la Figura 10), como resortes, retenes y seguros de resortes de válvula y manguitos para ver si tienen defectos.

**f. Inspección de las guías de válvulas.**

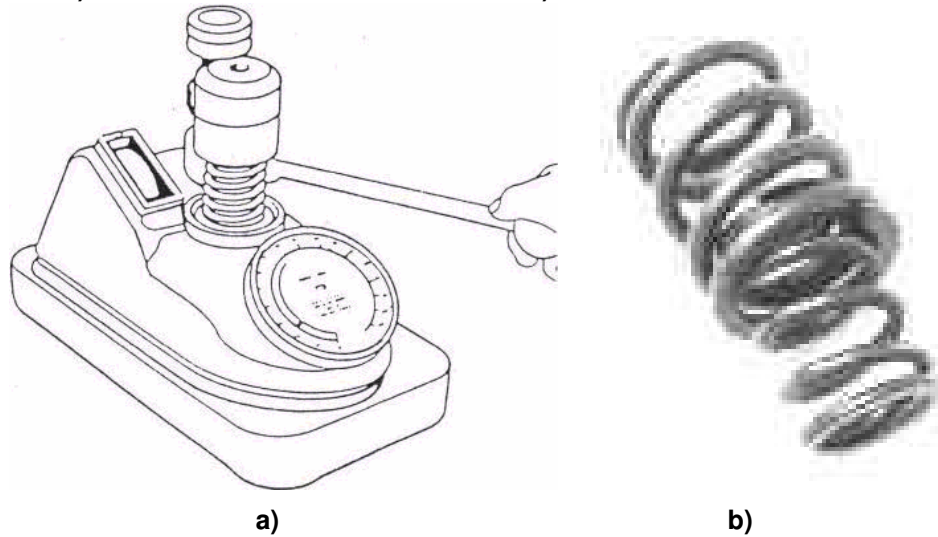
La inspección de las guías de válvulas se lleva a cabo de la siguiente forma:

**Figura 11 Medición de holgura entre el vástago y la guía utilizando un micrómetro de carátula**



- Las guías se prueban con una válvula nueva.
- Se mide la holgura entre el vástago y la guía, la cual es alrededor de 0.1 mm.
- Para medir el desgaste de la guía, se mantiene la válvula un poco separada de su asiento con un espaciador cilíndrico. Se monta un micrómetro de carátula con el botón contra la cabeza de la válvula, como se muestra en la Figura 11 . Después se mueve la válvula hacia un lado y otro de la guía para medir la holgura con el micrómetro de carátula.
- Las guías de válvulas sufren desgaste excéntrico y también abocardamiento (éste es el desgaste en el extremo de un agujero y produce abocinamiento). Para localizar estos tipos de desgaste, se utiliza un micrómetro para agujeros pequeños.

**Figura 12. a) Prueba de los resortes de válvula b) Resortes**



- Hay que probar la compresión (carga) y encuadramiento de los resortes de válvulas. Se utilizan probadores especiales que miden la fuerza requerida para comprimir el resorte a la longitud especificada (Figura 12).
- Inspección del estado de compresión de los resortes.

#### **g. Inspección visual de los balancines**

El procedimiento para hacer la inspección visual de los balancines es la siguiente:

- Desmontar los balancines.
- Reemplazar los balancines que tienen buje (Casquillo) si está gastado.
- Si el extremo de contacto con la válvula está gastado, rectificarlo en la maquina rectificadora de válvulas.
- Desechar los balancines demasiado gastados.

*Todas las técnicas antes mencionadas tienen procedimientos intrusivos al motor, lo cual representa una gran desventaja para el dueño del vehículo por el tiempo de parqueo de su automotor y el aumento de los costos de mantenimiento.*

## **2.2 TÉCNICAS MODERNAS DE DIAGNÓSTICO**

Debido a las investigaciones que se han realizado, se han podido desarrollar técnicas que nos el estado de funcionamiento del motor, de manera rápida y segura, ya que la toma de datos se hace de manera no intrusiva, es decir sin desconectar o desarmar partes del motor, y de forma segura ya que el diagnóstico no se ve involucrado con el juicio de quien realice la prueba. A continuación se presentan dos metodologías que se han desarrollado para el diagnóstico de la combustión.

### **2.2.1 Metodología P-V**

La metodología PV consiste en el diagnóstico de la condición actual de una máquina reciprocante a partir de la elaboración de un diagrama Presión vs Volumen real bajo condiciones normales de operación. Esta metodología es aplicable a máquinas que funcionen con fluido compresible, tales como motores de combustión Interna ya sean Diesel o a gasolina, de 2 o 4 tiempos, y a compresores reciprocantes que manejen cualquier tipo de gas o vapor. Hay que tener en cuenta que los motores generan potencia en base a la combustión de un combustible determinado, el cual define el comportamiento de las demás variables tales como la temperatura de la mezcla y los reglajes de apertura y cierre de válvulas.

El diagrama P-V se construye gracias a la medición de la presión en tiempo real para cada una de las posiciones del pistón dentro del cilindro, el cual a su vez debido a las condiciones constructivas, define el volumen que ocupa el fluido dentro del mismo.

#### **a. Qué es un diagrama P-V**

Es un diagrama que representa el comportamiento de la presión de un fluido a medida que cambia su volumen ya sea, absoluto o específico. Normalmente se

conoce también con el nombre de Diagrama Indicado.

Este diagrama se hizo popular debido a que el área que queda encerrada representa el trabajo utilizado o aportado por la máquina por cada ciclo que realice. Por esta razón, (entre otras), este diagrama se convierte en un indicador de desempeño de la máquina; además, el estudio de los diferentes perfiles que se desarrollan o la forma del diagrama respecto al diagrama original o de condiciones normales, revela la existencia de problemas en elementos propios del sistema, que de otro modo no podrían ser detectados en operación. Si el diagrama real se compara con un diagrama ideal de este tipo de máquinas, se puede tener una medida real del rendimiento del proceso (comparación de trabajo real contra trabajo ideal de referencia).

#### **b. Tecnología utilizada**

El objetivo de la metodología es poder realizar un diagnóstico de la condición actual de una máquina reciprocante en operación. Por esta razón es necesario contar con una serie de instrumentos (generalmente externos a la máquina) que sean capaces de recolectar los valores de las variables principales: Presión y Volumen.

En el caso de la presión, la adquisición se puede realizar de manera directa mediante la medición de la misma ya que existen equipos adecuados para tal fin. Para el caso del volumen resulta un poco más complicado, ya que físicamente no existe un medio con el cual se pueda medir de manera directa sin dejar de operar; por esta razón existe todo un sistema de dispositivos que se encargan de localizar la posición del cilindro a través del tiempo, y conociendo la carrera del cilindro, el diámetro del pistón y el claro que se genera en la cámara en el punto muerto superior, poder inferir el volumen ocupado por el fluido. Normalmente estos datos son suministrados por los fabricantes en las hojas de especificación de las máquinas.

Los equipos asociados para la elaboración del diagrama P-V son los siguientes:

- Analizador y/o computador.

Es un Dispositivo electrónico que recibe las señales, ya sea de tipo analógico o digital, enviada por los sensores.

**Figura 13 Computador y analizador**



Este dispositivo mostrado en la Figura 13, tiene la capacidad de interpretar dichas señales basado en un protocolo de comunicación y enviar la información al computador por medio del puerto RS232 en el caso que no sea una unidad compacta analizador-computador.

- Pick up, encoder o contador de revoluciones.

Es un dispositivo encargado de medir las revoluciones de la máquina así como de registrar la posición del cigüeñal a través del tiempo con el fin de mostrar las señales en función de la posición del cilindro.

- **Encoder** o contador de revoluciones con división en grados sexagesimales

Sirve para sincronizar la maquina de tal forma que el computador pueda dividir una revolución en  $360^\circ$  y graficar lo que sucede en una vuelta (Presión-Diagrama PT o PV; Vibraciones; Ultrasonido). En este tipo de análisis no se habla de tiempo en segundos sino en grados.

**Figura 14 Encoders**



Normalmente se conecta directamente a un extremo del eje del cigüeñal a través de un eje flexible (marcado con un círculo en la Figura 14). Este dispositivo mediante la emisión de una señal da previo aviso al analizador de que el punto de referencia esta pasando por una posición determinada en un instante dado. De esta forma el analizador puede sincronizar la frecuencia de la pistola estroboscópica con la frecuencia del movimiento.

- Lámpara estroboscópica

**Figura 15 Lámpara Estroboscópica**



La lámpara estroboscópica (Figura 15) permite captar los desplazamientos de órganos dotados de movimientos periódicos demasiado rápidos para ser observados. El principio base del funcionamiento deriva del hecho de que una imagen muy breve de un cuerpo en movimiento lo para en la posición que ocupa en aquel instante preciso. Así, efectuando una serie de observaciones sincronizada con la frecuencia del movimiento, se tendrá la impresión de que el objeto esta parado. Mediante previo aviso del analizador, la lámpara emite una serie de rayos y toma la foto del punto de referencia en un instante dado. Este dispositivo estroboscópico o sincronizador permite confirmar que la señal esta en

línea con el puntero (Esto es una lámpara que manda rayos luminosos intermitentes a cualquier velocidad, si quiere observar el eje de una maquina sincroniza la luz y se ve el eje quieto)

- Sensor de presión.

Es un dispositivo ya sea tipo strain gage, transductor piezoeléctrico o de fibra óptica, que se encarga de medir la presión dentro del cilindro a través del tiempo.

**Figura 16 Transductor piezoeléctrico**



Este sensor, véase la Figura 16, puede tener salida señal de salida analógica (5-20 mA ) ó ( 5-10 V ). Puede venir en presentación compacta con un sensor de temperatura.

- Software para el análisis de datos.

Es la parte que almacena los datos enviados por el analizador, para hacer los cálculos pertinentes de eficiencias y rendimiento del equipo. También archiva la información obtenida durante el monitoreo para realizar un diagnóstico preciso y eficaz.

Se puede Obtener Potencia Indicada IHP; Medición de perdidas de energía; Fugas; diagrama de presiones, etc.

### **c. Fallas detectables**

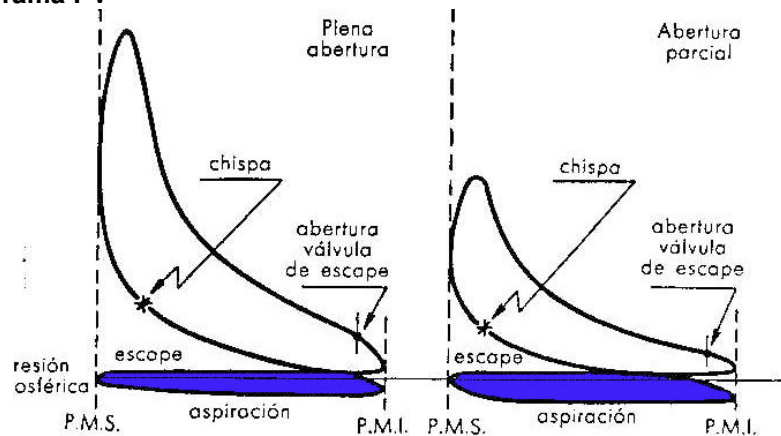
Muchos de los conceptos que se tratarán a continuación hacen referencia al funcionamiento de motores de 4 tiempos encendidos por chispa, pero estos son fácilmente aplicables para otros tipos de ciclos tales como motores Diesel y

compresores recíprocos. Se toma de ejemplo un motor ya que es en esto en donde se presenta la mayor cantidad de posibilidades de explicación de las fallas detectadas por esta metodología.

Obstrucciones en la línea de succión o de descarga.

Este tipo de fallas consiste en el taponamiento u obstrucción de la línea de succión o de descarga a causa de la suciedad excesiva en filtros o alguna otra anomalía.

Figura 17 Diagrama PV



Esta falla se puede detectar mediante la observación de los picos máximos y mínimos de la presión en el diagrama. En la Figura 17, se puede observar la influencia de realizar restricciones en la tubería de succión para un motor de combustión interna de cuatro tiempos encendido con chispa.

En la Figura 17, la superficie en blanco es positiva y la azul, negativa; esta última representa, de hecho, el trabajo perdido por el bombeo durante las fases de escape y de aspiración.

Cuando existe plena abertura en la succión, la resistencia al paso del aire es mínima y entra la mayor cantidad posible de mezcla. La superficie positiva que representa el trabajo útil, por tanto, máxima. Cuando, por el contrario, la restricción se hace mayor, entra menos cantidad de mezcla; por consiguiente, es menor el trabajo realizado por el fluido, y la superficie positiva se reduce.

El efecto de la restricción en la succión es totalmente opuesto en la superficie rayada. La succión esta abierta, la resistencia al paso del aire es mínima, y, si el conducto esta bien diseñado, la presión en el cilindro será muy próxima a la atmosférica. Cuando, por el contrario, la restricción aumenta, la resistencia al paso de la mezcla es considerable; ésta no entra con la rapidez que requiere el aumento de volumen en el cilindro al deslizarse el pistón y, por tanto, se crea una depresión. En el primer caso, el trabajo perdido por bombeo es mínimo, y la superficie negativa muy reducida; en el segundo caso, el trabajo perdido es notable, y la superficie negativa, muy grande.

La posición de la mariposa del carburador en el caso de estos motores, influye mucho, por consiguiente, en la perdida de trabajo por bombeo, lo cual no ocurre en los motores Diesel, por no existir en ellos esta válvula de mariposa.

En el caso de un compresor, se puede observar de manera similar que a medida que la restricción en la succión aumenta, el consumo de potencia se hace más alto y obviamente, la presión en la succión será más baja.

- Fugas a través de anillos de sellado y sobre las válvulas.

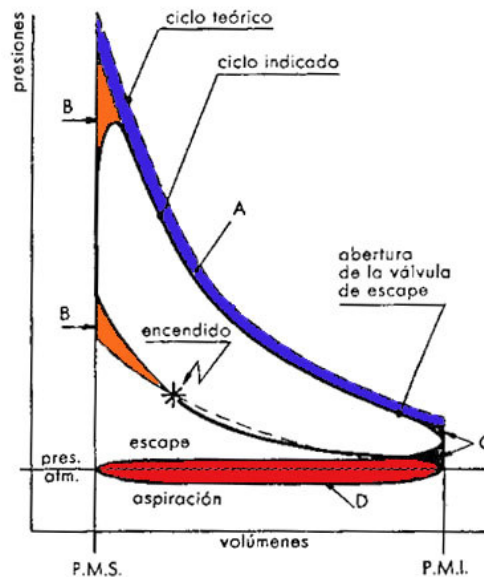
Toda anomalía que se presente en el sellado de la cámara se manifiesta en una deformación del diagrama en la línea que corresponde a la compresión. Para realizar un correcto diagnóstico respecto a las fugas es necesario tener disponible el diagrama nominal o de referencia de la máquina, sobre el cual se puede inferir el estado de estanqueidad. Habitualmente, el fenómeno de fugas se manifiesta como un aplanamiento de la línea de compresión principalmente. La localización de la fuga se basa en la localización del aplanamiento del diagrama: si el aplanamiento se realiza de manera progresiva a través de toda la línea, la fuga se presenta por los anillos; si es localizada en los alrededores de los puntos de apertura o cierre de las válvulas, las fugas son de este origen. Normalmente se encuentra que las fugas provienen como una combinación de estos dos

parámetros por lo que se necesita un gran entrenamiento por parte del ingeniero de diagnóstico para determinar la influencia de cada una de ellas.

- Consumo (o aporte) real de potencia y eficiencia del proceso.

Teóricamente, una máquina reciprocante describe un diagrama de presión volumen muy bien definido tal cual como muestra la figura. Con este diagrama se puede hallar la cantidad de trabajo máximo que puede entregar un motor o el consumo de potencia en el caso de un compresor.

**Figura 18 Ciclo Teórico-Ciclo Indicado**



El comportamiento real de una máquina reciprocante muestra la diferencia entre el diagrama real y el ideal. Esta desviación en los diagramas da origen a una pérdida normal en la potencia máxima que se puede obtener de una máquina reciprocante. Para este caso, la Figura 18 muestra el diagrama característico de un motor de combustión interna de cuatro tiempos de encendido por chispa.

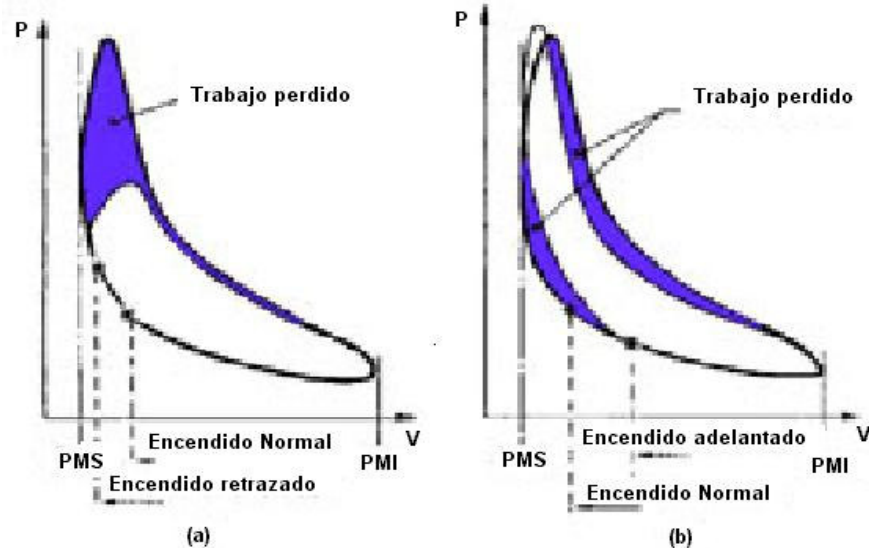
La parte sombreada representa la pérdida de potencia debido a las irreversibilidades del proceso.

Por esta razón, conociendo el diagrama real de la máquina, se puede conocer el

trabajo que realmente se está utilizando en el proceso, y si al compararlo con la potencia del diagrama ideal, se puede calcular el valor actual de la eficiencia de la máquina. Esta eficiencia comúnmente se compara con la eficiencia nominal de la máquina, y se convierte en un indicador de desempeño de la máquina.

- Adelanto o atraso en el encendido de motores.

**Figura 19 Encendido normal, adelantado, retrasado.**



Para detectar esta falla se requiere la observación detallada del diagrama; como ejemplo se usará el diagrama mostrado en la figura el cual muestra el comportamiento del mismo respecto a la variación del momento del encendido. En éste está señalado el punto correspondiente al encendido de la carga. Dicho encendido debe efectuarse antes del PMS, a fin de que la combustión, que necesita un cierto tiempo para realizarse, se parezca cuanto sea posible a la fase teórica, esto es, casi a volumen constante.

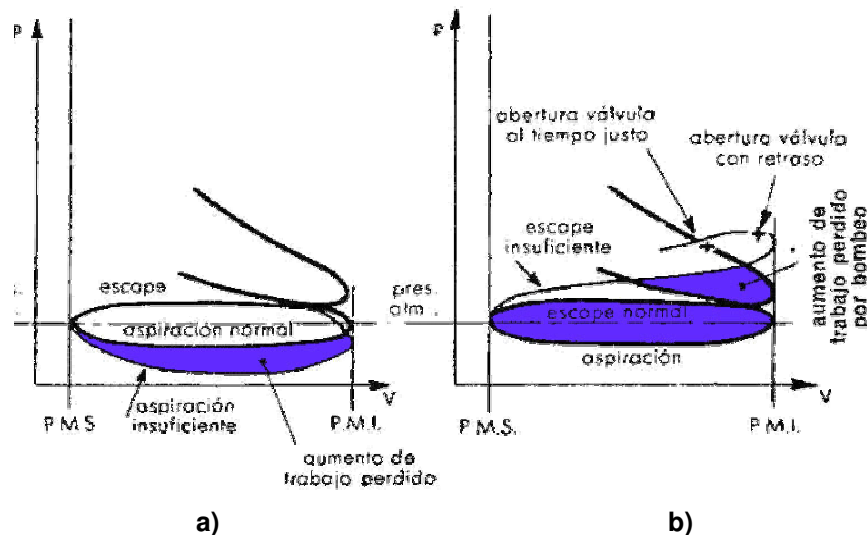
El tiempo de encendido se establece experimentalmente hallando, por medio de pruebas, el valor correspondiente a la potencia máxima que se puede obtener sin llegar a la detonación o funcionamiento violento del motor. Por lo general, el instante en que salta la chispa corresponde al punto en que la presión equivale a la mitad de la que se alcanza en el PMS. Si la chispa salta con retraso, casi toda la

combustión se desarrolla después del PMS. La presión máxima se alcanza cuando el pistón se ha deslizado notablemente hacia el PMI y su valor es, por tanto, mas bajo que el normal. La superficie del ciclo se reduce, según se representa en la Figura 19 a. La misma deformación del diagrama indicado se produce en el caso de una combustión lenta. Cuando, por el contrario, la chispa salta con anticipo, la combustión ocurre en gran parte antes del PMS., la presión máxima es superior a la normal y el ciclo aparece deformado, como puede observarse en la Figura 19 b.

- Condiciones de apertura de válvulas.

Del examen del diagrama PV es fácil deducir también si los conductos y las válvulas de aspiración y escape están bien diseñados y son bien proporcionados, y si los tiempos de abertura de las válvulas se han elegido debidamente.

**Figura 20 Apertura de válvula insuficiente.**



Si los conductos de la mezcla o del aire son insuficientes y ofrecen excesiva resistencia, o bien se ha retardado el principio de la abertura de la válvula de aspiración, la presión en el cilindro durante la carrera de aspiración es inferior a la normal y, por tanto, aumenta el trabajo de bombeo como se muestra en la Figura 20 a.

Si, por el contrario, son los conductos de escape los que ofrecen resistencia anormal al paso de los gases, o bien se atrasa el principio de abertura de la válvula de escape, la presión en el cilindro es superior a la normal durante la carrera de expulsión; por tal motivo, no solo aumenta el trabajo de bombeo, como se representa en la Figura 20 b, sino que resulta, además, excesiva la cantidad de gases de combustión que permanecen en el cilindro al termino de la carrera y, por tanto, excesiva también la dilución de la carga fresca que se introduce durante la siguiente fase de aspiración.

Como consecuencia tendremos una disminución en el valor de la presión máxima y en los valores de las presiones en toda la fase de trabajo. Este defecto es también causa de reducción en la superficie del diagrama indicado, es decir, de una pérdida de trabajo útil.

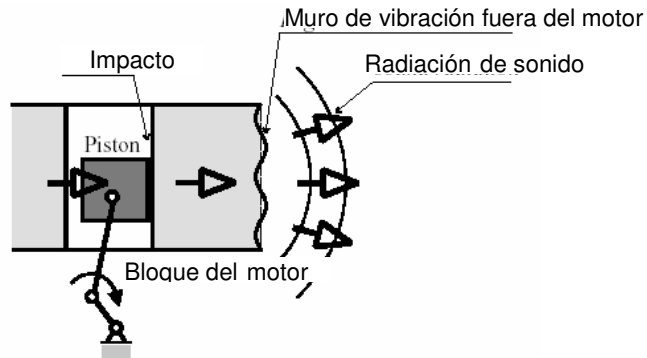
### ***2.2.2 Pistón slap [10]***

#### **a. Modelo simple para estimar el impacto**

La dinámica del movimiento secundario de pistón (el movimiento lateral y rotatorio) por la tolerancia entre el pistón y la pared interna del cilindro se analiza en las máquinas. Aquí se presenta un modelo analítico y una técnica experimental que puede predecir el impacto de la fuerza y la respuesta vibratoria de la superficie del bloque que se indujo por el golpe del pistón en un motor de combustión interna. Un pistón es el sistema modelado de tres-grado-de-libertad presentando un movimiento en un plano de dos dimensiones. Cuando el impacto ocurre, el punto de impacto entre la falda del pistón y la pared interna del cilindro sistema vibratorio es un modelo de dos grados de libertad. Los parámetros equivalentes como la masa, la constante elástica, y constante de amortiguamiento del pistón y la pared interna del cilindro se estiman cuantificando la movilidad del punto. Esos parámetros se usan para calcular la fuerza de impacto y para estimar el nivel de vibración de la superficie del bloque del motor. Los resultados se comparan con

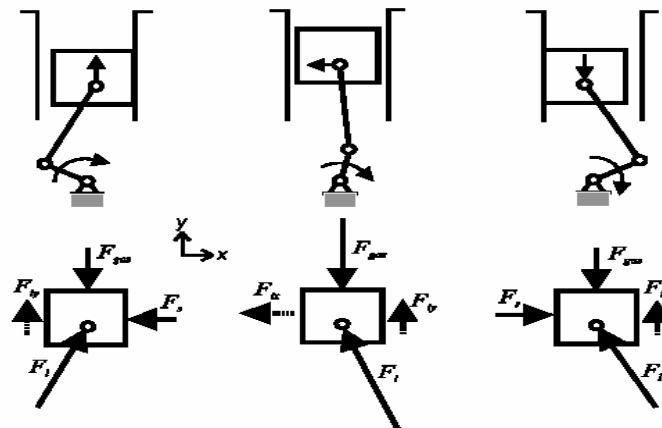
los resultados experimentales para verificar al modelo.

**Figura 21 Pistón Slap**



Uno de las mayores fuentes de ruido y de vibración en un motor de combustión interna es el impacto entre el pistón y la pared del cilindro. El mecanismo pistón – biela - manivela de un motor de combustión interna tiene tolerancias muy pequeñas entre el pistón y la pared interna del cilindro. Las tolerancias son muy pequeñas, pero, bastante grandes para inducir el movimiento secundario del pistón periódicamente y finalmente generar el ruido no deseado y vibración (Figura 21).

**Figura 22 Variación de las fuerzas en el pistón**

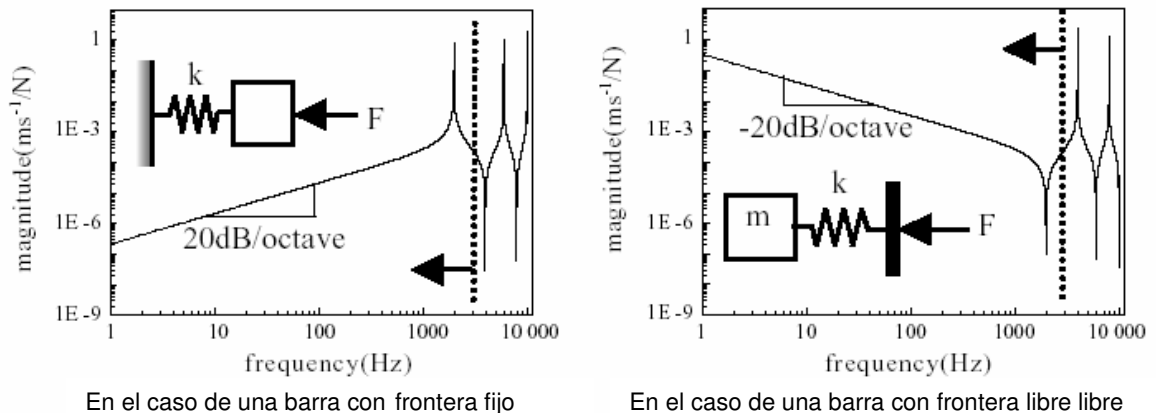


Este movimiento secundario por la tolerancia entre el pistón y la pared interna del cilindro se origina por la fuerza del empujón lateral que cambia su dirección y depende de su posición (Figura 22). Este fenómeno se conoce como “Pistón Slap”. Ha habido muchos esfuerzos para planear o estimar el impacto y la fuerza

del empujón lateral. Éstos son una función de la fuerza de inercia del pistón - biela y la fuerza explosiva en el motor de combustión interna. Hay también estudios en la dinámica del mecanismo biela - manivela para investigar la influencia de la magnitud de la tolerancia, la fricción en los cojinetes y la velocidad del cigüeñal en la respuesta del sistema.

## b. Concepto básico de la movilidad del punto

Figura 23 Movilidad del punto



La movilidad del punto expresa la relación esencialmente entre la fuerza de impacto y una respuesta (velocidad). Esto nos permite expresar las relaciones entre la fuerza de impacto y las respuestas del borde del pistón y la pared interna del cilindro.

Si las respuestas del borde del pistón y la pared interna del cilindro en un cierto punto son conocidas o pueden medirse, la fuerza de impacto correspondiente puede deducirse si nosotros sabemos la movilidad del punto. La Figura 23 muestra el concepto básico de la movilidad del punto.

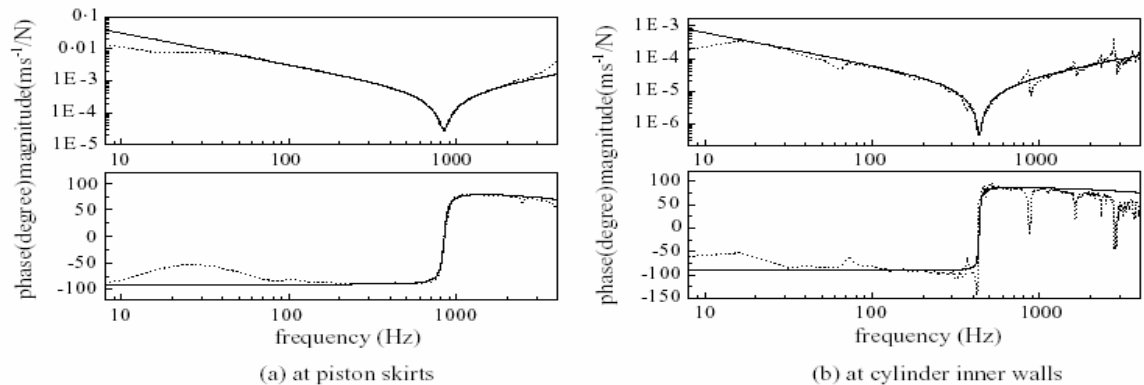
En este caso, la movilidad del punto puede derivarse como  $M = \rho \frac{c}{EA} \tan(kl)$

donde E, A,  $\rho$ , l, son el módulo de Young, área de la sección transversal, densidad, y longitud de barra, respectivamente, c es la velocidad de propagación

de la onda, y  $k$  el número de la onda. Como muestra la Figura 26, la barra se comporta como un resorte lineal en el rango de frecuencia debajo del pico de resonancia.

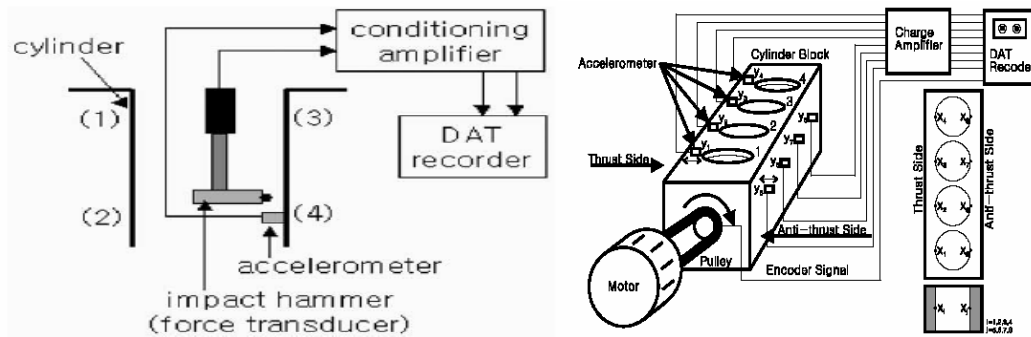
Por otro lado, si una barra tiene condición de frontera libre-libre, entonces la movilidad del punto, es:  $M = \rho \frac{C}{EA} \cot(kl)$

**Figura 24 Cresta de anti-resonancia.**



Estos dos modelos simples sugieren que nosotros podemos expresar la conducta mecánica del sistema que está envuelto en el slap del pistón. Eso expresa la relación entre la fuerza de impacto y la velocidad de vibración de un pistón o la pared interna del cilindro. Esto es porque las movilidades del punto moderadas muestran la cresta de anti-resonancia (Figura 24). Significa como cada punto de la colisión puede ser considerado como de un-grado-de-libertad vibratorio.

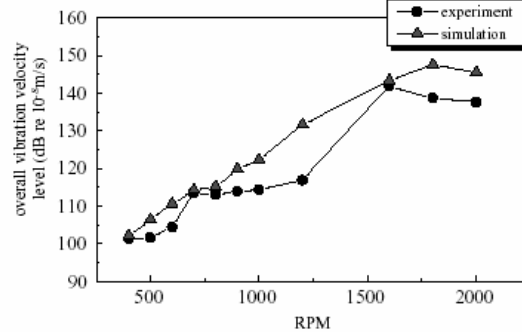
**Figura 25 Disposición e instalación de equipos.**



La Figura 25 muestra esquemáticamente los equipos utilizados para hacer la

comprobación experimental para obtener las movilidades de cuatro puntos diferentes.

**Figura 26 Comparación entre la curva experimental y la simulación.**

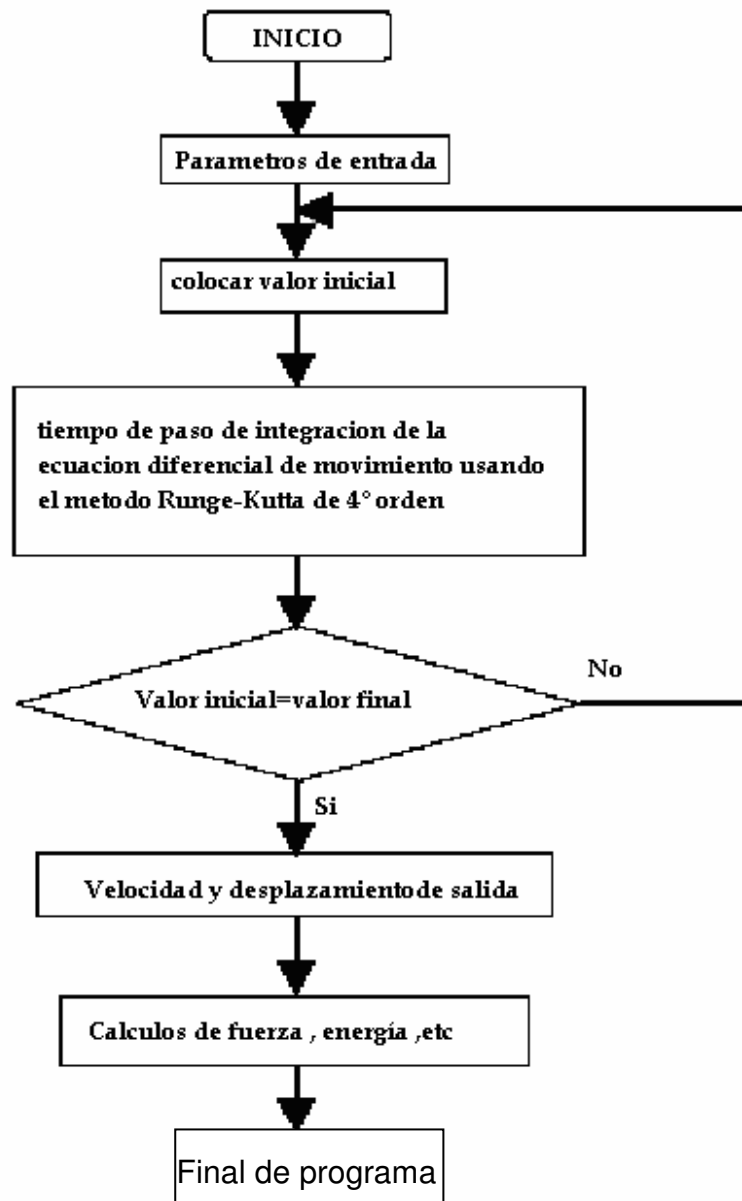


La movilidad de operación del punto fue medida usando un acelerómetro y un transductor de fuerza como el mostrado en la

Figura 26 muestra que esta desviación podría producir algún error en la predicción del impacto de la fuerza aproximadamente 500 Hz.

Con toda la herramienta presentada anteriormente se puede diagnosticar el estado de sellamiento de la cámara de combustión de una maquina reciprocante al tener como referencia la curva de Pistón Slap de un motor en buen estado, es decir, con la magnitud de tolerancia del los anillos del pistón y la pared interior del cilindro correctas y compararla con la señal obtenida de un motor que tiene cierto tiempo de trabajo y que se quiere diagnosticar como se muestra en la Figura 27.

Figura 27 Algoritmo para estimar el Pistón Slap



### ***2.2.3 Medición de la compresión relativa por medio de la variación de la corriente de arranque.***

La técnica consiste en evaluar la compresión relativa de los motores de combustión interna por medio de la medición de corriente de arranque con un sensor de corriente, el cual visualizara la corriente que se consume por la compresión en cada cilindro en el arranque del motor.

Lo que se espera de un motor de combustión interna al estar bien de compresión, es que el consumo de corriente será mayor al momento del inicio del encendido debido a que el motor de arranque debe hacer mayor torque para hacer girar el motor de combustión interna, por lo tanto el motor de arranque exigirá mayor corriente de encendido y esta corriente será proporcional a la compresión del motor de combustión interna.

La medición de la compresión relativa es proporcional a la corriente que mide el sensor de corriente, el cual a la salida del sensor da una señal de voltaje y es proporcional a la corriente que esta pasando por el sensor.

La señal obtenida del sensor de corriente tendrá que ser acoplada a una tarjeta de adquisición de datos y para el acondicionamiento de la señal de voltaje, se tendrá que hacer un filtrado de la señal antes de ser introducida a la tarjeta de adquisición y no es necesario la amplificación de la señal debido a que la salida del sensor que estamos utilizando es una señal de voltaje que varia de 2.5 a 4.5 V y la tarjeta de adquisición acepta señales de máximo 5 V.

La corriente medida por el sensor es proporcional a un voltaje que da el sensor a su salida y este a su vez será proporcional a la compresión de cada cilindro. Esta señal que da el sensor debe ser analizada y se visualiza en una grafica de Presión vs. Tiempo.

*Todas las técnicas no intrusivas expuestas anteriormente para el análisis de la compresión relativa y combustión son más prácticas a la hora de realizar mantenimiento predictivo a los motores Diesel debido a su desarrollo tecnológico e ingenieril, pero, son algo costosas. La técnica basada en el análisis de las oscilaciones del bloque (que es la expuesta en esta tesis de grado) se escogió debido a su versatilidad, bajo costo relativo, ahorro de tiempo sin desmontar piezas, etc.*

### **3. MODELADO Y SIMULACIÓN DE LAS OSCILACIONES DEL BLOQUE**

Por su principio de funcionamiento los MCIA en condiciones normales de funcionamiento presentan vibraciones, por lo que el diagnóstico de los motores por medio de vibración no ha sido tan acogida como para las maquinas rotativas, ya que estas en condiciones normales de funcionamiento, presentan niveles de vibración baja, por lo que en presencia de fallos estos pueden ser detectados por análisis de vibraciones.

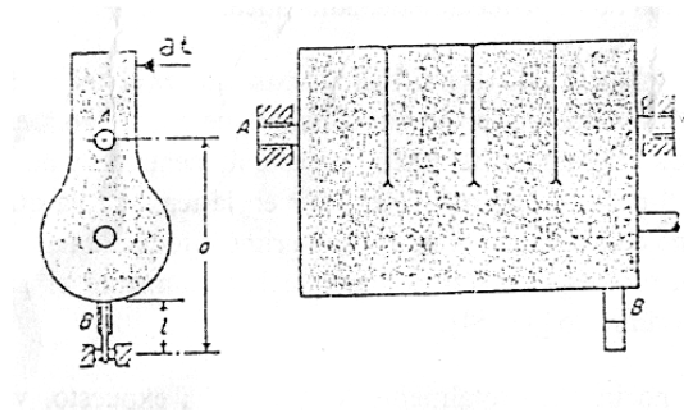
En efecto, algunos fenómenos vibratorios se manifiestan a través de deformaciones básicas como las vibraciones torsionales del cigüeñal o las deformaciones del bloque producidas por impactos internos, sin embargo, existen otros fenómenos de gran interés en los que en principio no tendría por que existir deformación de los elementos para poder explicar su existencia, como es el caso de la irregularidad de rotación y las oscilaciones del bloque como cuerpo rígido vinculado elásticamente (en un análisis estricto, siempre estarán acompañadas de vibraciones elásticas).

#### **3.1 MODELO TEÓRICO [1]**

Los MCIA son máquinas que debido a su principio de funcionamiento transmiten fuerzas alternas a través de sus apoyos, dichas fuerzas pueden disminuirse notablemente con el correcto equilibrado del motor, por ejemplo, los motores de 6 cilindros 4 tiempos están equilibrados naturalmente, en cambio los de 4 cilindros no tienen equilibradas las fuerzas de 1 orden, estas pueden equilibrarse con un par de ejes contrarrotantes, pero en motores pequeños esta opción no suele utilizarse debido a que estas fuerzas son relativamente pequeñas. Además se produce un momento torsor variable que el cigüeñal transmite a la carga y el

bloque del motor lo transmite como reacción a los apoyos. Estas pulsaciones no dependen del equilibrado del motor por lo que si se quiere evitar la transmisión de vibraciones a la cimentación es necesario montar el motor elásticamente en lo referido a giros respecto de un eje paralelo al cigüeñal que pasa por el centro de gravedad del motor, (esta es una hipótesis simplificada ya que puede ser que el cigüeñal no sea paralelo a un eje principal de inercia del motor, sin embargo, este hecho no afecta demasiado en las consideraciones que se realizarán continuación).

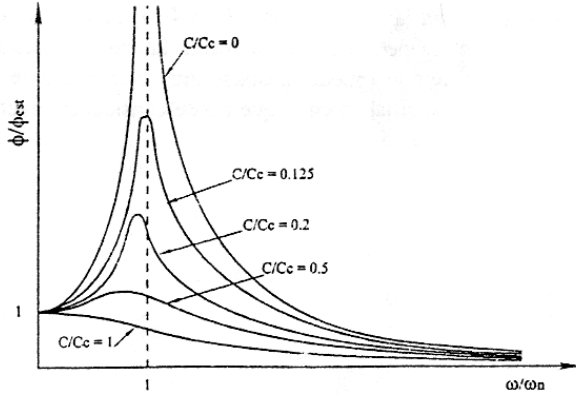
**Figura 28 Disposición idealizada de un montaje para aislamiento del par pulsante que actúa sobre el bloque**



La Figura 28 muestra una disposición idealizada de este tipo de montaje. En esta configuración el motor se comporta como un cuerpo rígido que puede oscilar sobre eje "A" con una frecuencia natural (la frecuencia con la que oscilaría el motor luego de que la perturbación externa lo desplazara de su posición de equilibrio) que dependerá de la distribución de masa del motor y de las características del resorte "B".

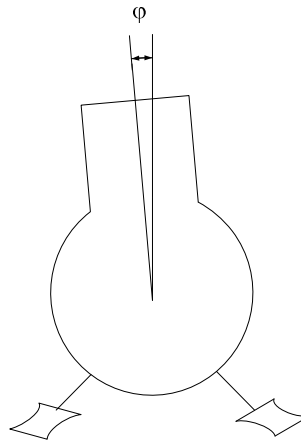
La Figura 29, muestra cual sería la respuesta de un sistema como el de la Figura 28 sometido a un par oscilante armónico puro  $P=P_0 \sin \omega t$  donde se observa la amplitud de la oscilación para distintos amortiguamientos y frecuencias.

**Figura 29 Respuesta del sistema mostrado en la Figura 28**



Si la excitación tiene una frecuencia mucho mayor que la natural, las oscilaciones son pequeñas y la fuerza oscilante transmitida a la cimentación también.

**Figura 30 Disposición típica de los soportes del motor**



En uso automotriz utilizan soportes de caucho montados de tal manera que se comporten como en la configuración de Figura 28 pero presentando cierta flexibilidad horizontal, vertical y algo de amortiguación, una disposición típica es la de la Figura 30.

Los soportes suelen estar contruidos con una capa de goma entre dos placas metálicas de tal manera que presentan alta rigidez a compresión y baja rigidez a corte, por lo tanto pueden montarse inclinados para que "apunten" hacia el centro de gravedad del motor, el efecto del resorte "B" de la Figura 28 es producido por la deformación cortante o de cizalladura de los soportes. Esta disposición puede

variar de un motor a otro, de hecho. Esta configuración es la clásica de los motores montados longitudinalmente en vehículos de tracción trasera y motor delantero, en otros esquemas de ubicación del grupo motopropulsor suelen ponerse los soportes en ubicaciones diferentes a la Figura 28 y en las que estos no trabajarán necesariamente a cizalladura, pero obligatoriamente estarán seleccionados para proveer la elasticidad adecuada en lo que respecta a giros, con el mismo criterio que si fueran soportes del tipo mostrado en la Figura 30.

Estas oscilaciones del bloque del motor pueden medirse colocando un acelerómetro lo más lejos posible del eje de oscilación y en la dirección transversal al mismo de tal manera que pueda captar la aceleración tangencial de ese punto que es proporcional a la aceleración angular de la oscilación del motor. El par "pulsante" característico de los MCIA es el responsable de que la velocidad de rotación del cigüeñal sea irregular, dicha irregularidad depende entre muchos otros factores de las características del par motor; es por esto que la medición de la velocidad angular instantánea puede ser usada también como variable de diagnóstico del motor. Pero además, ese mismo par pulsante actúa como reacción en el bloque y es el responsable de que éste tenga un movimiento oscilatorio cuyas propiedades dependen de las características del motor, tales como distribución de masas del bloque, número de cilindros, elasticidad de los soportes de anclaje, etc; además depende de las condiciones de funcionamiento con rpm, grado de carga, diferencias de funcionamiento entre cilindros, etc.

Las vibraciones que se producen en un punto cualquiera del motor son la combinación de movimientos oscilatorios originados por dos fenómenos diferentes, por una parte hay vibraciones que se manifiestan a través de deformaciones de la estructura del motor (impactos, combustión con gradiente de presión elevado etc.), y por otra parte, oscilaciones del bloque como sólido rígido vinculado elásticamente a través de soportes elásticos.

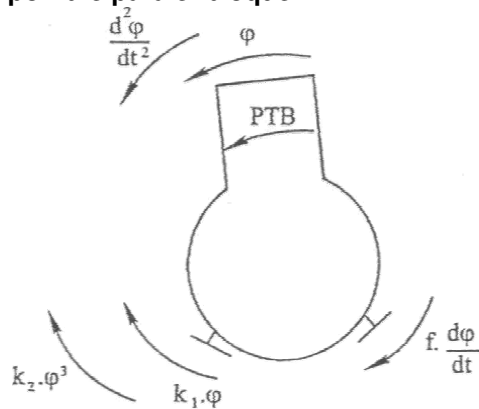
Estos dos fenómenos se presentan siempre simultáneamente, sin embargo,

existen condiciones en los que el movimiento de "cuerpo rígido" es el más importante y es el responsable principal de las características del movimiento vibratorio del motor, en otras condiciones el efecto de las vibraciones elásticas se incrementa pero en la mayoría de los casos es posible filtrarlo para garantizar aisladamente las características del movimiento de "cuerpo rígido" que resultan de interés para el diagnóstico del motor.

El desarrollo de un programa para simular el movimiento de cuerpo rígido del bloque ha permitido contar con una herramienta que posibilita relacionar determinadas características del movimiento oscilatorio del bloque con diferentes fallos del motor de manera sencilla y rápida. Esto no significa en modo alguno que se intente desechar la experimentación pero esta herramienta ha sido muy útil para planificar los ensayos ya que de esa forma se cuenta de antemano con un resultado "probable" de los mismos.

### 3.2 ALGORITMO PARA EL CÁLCULO DE LAS VIBRACIONES DEL BLOQUE.

Figura 31 Diagrama de cuerpo libre para el bloque



Fuente: Contribución al diagnóstico de averías en motores Diesel por análisis de vibraciones [1]

La idea general que se aplicará en este algoritmo es la siguiente, se supone que el bloque del motor puede ser modelado como lo muestra la Figura 31 donde el motor puede oscilar respecto de un punto bajo la acción del par que actúa sobre el

mismo como reacción al par generado sobre el cigüeñal.

El modelo supone que los soportes de anclaje se comportan como resortes que son capaces de oponer un par tal como el de la ecuación 1

$$PTR = K1 \times \varphi + K2 \times \varphi^3 \quad \text{Ecuación 1}$$

donde: PTR: par antagónico ejercido por los anclajes

$\varphi$  = Ángulo de oscilación del bloque.

K1, K2 = Constantes elásticas del anclaje.

El resorte se supone de características no lineales tal que su rigidez aumenta con la deformación aunque suponiéndolo lineal ( $K2=0$ ) se obtienen aproximaciones razonablemente buenas. Además se supone que los soportes presentan cierta amortiguación que se manifiesta con un par antagónico tal como el que se describe en la ecuación

$$PTA = f \times \frac{d\varphi}{dt} \quad \text{Ecuación 2}$$

donde: PTA = Par antagónico ejercido por los amortiguadores de anclaje

$\varphi$  = Ángulo de oscilación del bloque.

f = Factor de amortiguación

La ecuación que rige el movimiento de este sistema es:

$$PTB - K1 \times \varphi - K2 \times \varphi^3 - f \times \frac{d\varphi}{dT} = I_b \times \frac{d^2\varphi}{dT^2} \quad \text{Ecuación 3}$$

Donde: PTB = Par total que ejercen sobre el bloque las fuerzas internas, incluyendo el de todos los cilindros y teniendo en cuenta los efectos

de inercia y presión

$I_b$ = Momento de inercia del bloque

Despejando se tiene:

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} = \frac{PTB - k_1 \times \varphi - k_2 \times \varphi^3 - f \times \frac{d\varphi}{dt}}{I_b} \quad \text{Ecuación 4}$$

Si PTB se calcula para los distintos ángulos del cigüeñal de manera que entre una posición y otra del incremento angular sea suficientemente pequeño y por lo tanto el incremento de tiempo sea pequeño, pueden plantearse las siguientes ecuaciones

$$\left. \frac{d\varphi}{dt} \right|_{t+\Delta t} = \left. \frac{d\varphi}{dt} \right|_t + \left. \frac{d^2\varphi}{dt^2} \right|_t \times \Delta t \quad \text{Ecuación 5}$$

$$\varphi|_{t+\Delta t} = \varphi|_t + \left. \frac{d\varphi}{dt} \right|_t \times \Delta t \quad \text{Ecuación 6}$$

$$\Delta t = \frac{\Delta\alpha}{\omega} \quad \text{Ecuación 7}$$

donde:  $\Delta\tau$ = Incremento de tiempo transcurrido durante un incremento  $\Delta\alpha$

$\Delta\alpha$ = Incremento de ángulo del cigüeñal

$\omega$ = Velocidad angular del cigüeñal

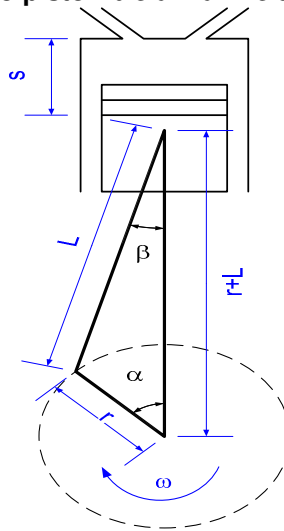
En este algoritmo se asumirá la siguiente condición inicial

$$t = 0 \Rightarrow \varphi = 0 \quad \frac{d\varphi}{dt} = 0$$

De este modo habrá que tener en cuenta que será necesario ejecutar muchas

iteraciones antes de llegar a la solución estable comparable a las condiciones en la que se realizan las mediciones sobre el motor. Ahora para encontrar el PTB para cada ángulo del cigüeñal se realizaron los siguientes cálculos:

**Figura 32 Geometría del mecanismo pistón biela manivela**



En la Figura 32 se muestra el mecanismo biela manivela del motor con las variables utilizadas para la geometría del mecanismo. De acuerdo a estas variables se deduce que:

$$s = r + L - (r \times \cos(\alpha) + L \times \cos(\beta)) \quad \text{Ecuación 8}$$

$$\beta = \arcsen\left(\frac{r}{L} \sin(\alpha)\right) \quad \text{Ecuación 9}$$

$$V_i = V_{PMS} + S * A \quad \text{Ecuación 10}$$

donde:  $V$ = Volumen en el cilindro

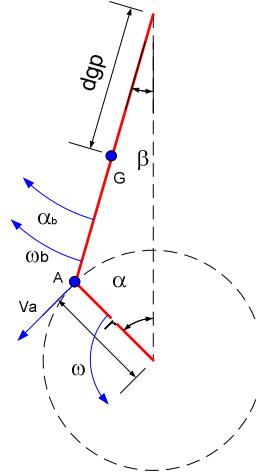
$V_{PMS}$ = Volumen en el punto muerto superior

$A$ = Área del pistón

$i$ = Indica el cilindro correspondiente

### 3.2.1 Cálculo de las variables cinemáticas del mecanismo biela manivela

Figura 33 Cinemática del mecanismo biela manivela



Se tienen dos ecuaciones de velocidad para el punto A, considerándolo como parte del cigüeñal y otra como parte de la biela, igualamos las componentes en x y en y para obtener la velocidad del pistón “ $v_p$ ” y la velocidad angular de la biela “ $\omega_b$ ” como se ve en la Figura 33, de esta obtenemos que:

$$v_p = -\omega \times r \times (\text{sen}(\alpha) + \text{cos}(\alpha) \times \text{tg}(\beta)) \quad \text{Ecuación 11}$$

$$\omega_b = \frac{\omega \times r \times \text{cos}(\alpha)}{L \times \text{cos}(\beta)} \quad \text{Ecuación 12}$$

Derivando la ecuación 12 (velocidad angular de la biela “ $\omega_b$ ”) obtenemos la aceleración angular de la biela “ $\alpha_b$ ”

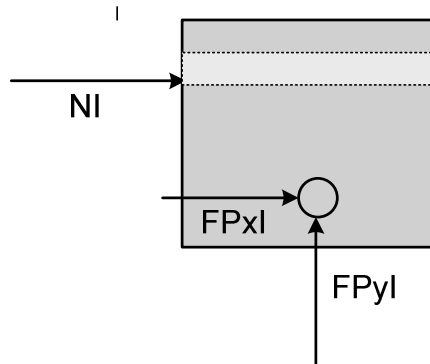
$$\alpha_b = \frac{\omega_b^2 \times L \times \text{sen}(\beta) - \omega^2 \times r \times \text{sen}(\alpha)}{L \times \text{cos}(\beta)} \quad \text{Ecuación 13}$$

De igual forma para la aceleración del punto A se obtiene la aceleración del pistón

$$a_p = -\omega^2 \times r \times \text{cos}(\alpha) - \omega_b^2 \times L \times \text{cos}(\beta) \times \alpha_b \times L \times \text{sen}(\beta) \quad \text{Ecuación 14}$$

### 3.2.2 Cálculo de las fuerzas inerciales

Figura 34 Fuerzas en el pistón



En esta parte no se tiene en cuenta la acción de las fuerzas debidas a la presión en el cilindro. En la Figura 34 se puede observar el diagrama de cuerpo libre para el pistón,

donde:  $NI$ = fuerza que ejerce la camisa sobre el pistón

$FPxI$ = Fuerza que ejerce la biela sobre el pistón en la dirección  $x$

$FPyI$ = Fuerza que ejerce la biela sobre el pistón en la dirección  $y$

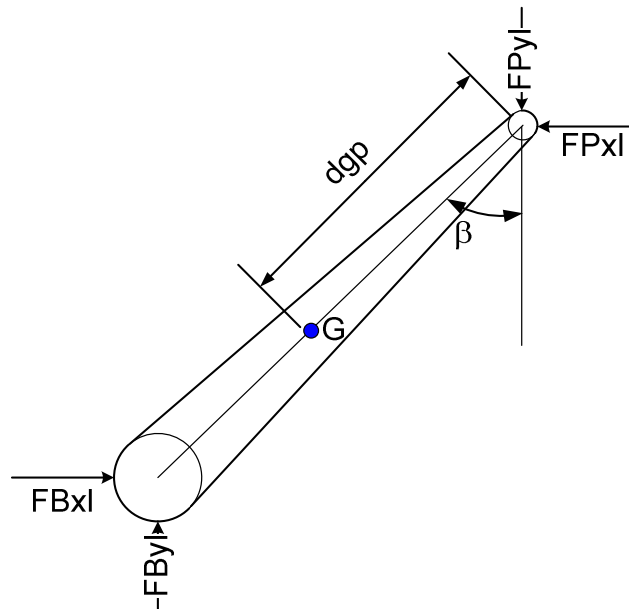
Despreciando las fuerzas de rozamiento para simplificar el problema, se tienen aplicando las leyes de movimiento al pistón:

$$NI + FPxI = 0 \quad \text{Ecuación 15}$$

$$FPyI = m_p \times a_p \quad \text{Ecuación 16}$$

donde:  $m_p$ = Masa del pistón

Figura 35 Fuerzas en la biela



Planteando las leyes de movimiento en la Figura 35 a la biela, se tiene:

$$\sum F_i = m_b \times a_g \quad \text{Ecuación 17}$$

$$\sum M_i = I_b \times \alpha_b \quad \text{Ecuación 18}$$

La aceleración del centro de gravedad "a<sub>g</sub>" de la biela se calcula a continuación:

$$a_{gx} = \omega_b^2 \times d_{gp} \times \text{sen}(\beta) - \alpha_b \times d_{gp} \times \text{cos}(\beta) \quad \text{Ecuación 19}$$

$$a_{gy} = \omega_b^2 \times d_{gp} \times \text{cos}(\beta) + \alpha_b \times d_{gp} \times \text{sen}(\beta) + a_p \quad \text{Ecuación 20}$$

Desarrollando y haciendo los cambios correspondientes se tiene:

$$F_{Byl} = m_b \times a_{gy} + F_{Pyl} \quad \text{Ecuación 21}$$

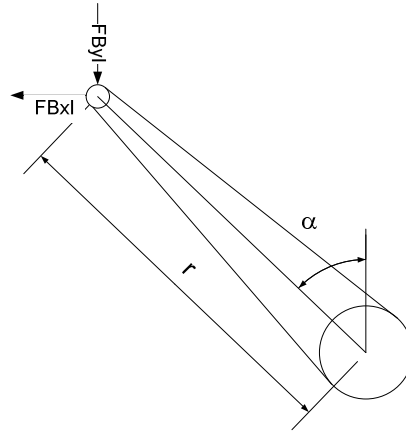
$$F_{Pxl} = \frac{-I_b \times \alpha_b + F_{Byl} \times (L - d_{gp}) \times \text{sen}(\beta) - m_b \times a_{gx} \times (L - d_{gp}) \times \text{cos}(\beta) + F_{Pyl} \times d_{gp} \times \text{sen}(\beta)}{L \times \text{cos}(\beta)}$$

**Ecuación 22**

$$FB_{xl} = m_b \times ag_x + FP_{xl}$$

**Ecuación 23**

**Figura 36 Fuerzas sobre el muñón del cigüeñal**



Con las fuerzas sobre el muñón del cigüeñal mostradas en la Figura 36 se calcula el par sobre el cigüeñal debido a las fuerzas de inercia

$$PIC = FB_{yl} \times r \times \text{sen}(\alpha) + FB_{xl} \times r \times \text{cos}(\alpha)$$

**Ecuación 24**

donde: PIC= Par actuante sobre el cigüeñal debido a las fuerzas inerciales

El momento ejercido sobre el bloque es producido por las fuerzas que se transmiten a la estructura, estas fuerzas son, por una parte  $FP_{xl}$  (Figura 36) que es igual a la fuerza de interacción lateral entre cilindro y pistón, y por otra parte, una fuerza igual y opuesta que llega a la bancada a través del muñón del cigüeñal.  $FB_{xl}$  no debe tomarse en cuenta debido a que queda prácticamente compensada por la equivalente de los demás cilindros ya que en la mayoría de los motores policilíndricos estas fuerzas se auto compensan, por lo tanto se toma como par actuante debido a las fuerzas de inercia el que surge de la siguiente expresión:

$$PBI = -FP_{xl} \times (r \times \text{cos}(\alpha) + L \times \text{cos}(\beta))$$

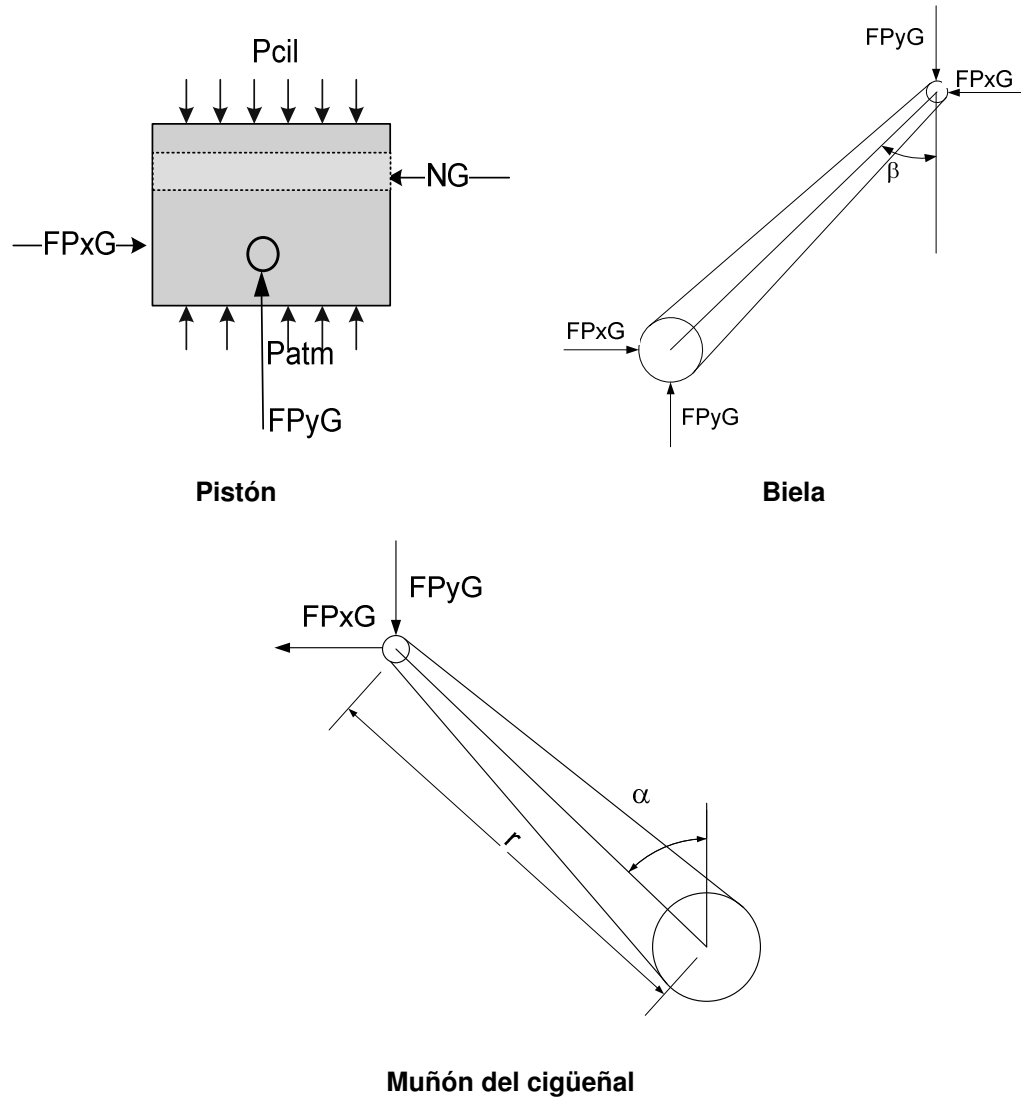
**Ecuación 25**

donde: PBI: Par actuante sobre el bloque debido a las fuerzas inerciales.

### 3.2.3 Cálculo de fuerzas debidas a la presión

En este caso se despreciaran las fuerzas inerciales teniendo en cuenta las fuerzas que se producen debido a la presión de los gases dentro del cilindro, por lo que el cálculo se puede realizar como si fuera un problema estático.

Figura 37 Fuerzas en el mecanismo pistón biela manivela debido a la presión



Planteando las ecuaciones de equilibrio estático en las diferentes piezas mostradas en la Figura 37, se tiene:

$$FPyG = (P_{cil} - P_{atm}) \times A$$

**Ecuación 26**

$$FPxG = FPyG \times \text{tg}(\beta) = NG \quad \text{Ecuación 27}$$

$$PGC = FPyG \times \text{sen}(\alpha) + FPxG \times r \times \text{cos}(\alpha) \quad \text{Ecuación 28}$$

$$PGB = -FPxG \times (r \times \text{cos}(\alpha) + L \times \text{cos}(\beta)) \quad \text{Ecuación 29}$$

Donde:  $P_{\text{cil}}$ = Presión dentro del cilindro

$P_{\text{atm}}$ = Presión atmosférica

A: Área del pistón

PGC= Par torsor que actúa sobre el cigüeñal

PGB= Par que actúa sobre el bloque

FPyG= Fuerza en el pasador del pistón que actúa sobre el eje y.

FPxG= Fuerza en el pasador del pistón que actúa sobre el eje x.

NG= Fuerza normal sobre el pistón debido a la fuerza FPxG.

Se han supuesto positivos los momentos cuando estos tienen el mismo sentido de la velocidad angular. Para el cálculo de las oscilaciones del bloque se utilizara la suma de los momentos actuantes sobre el bloque.

### **a. Cálculo de la presión en el cilindro**

Las características básicas del ciclo que se utilizo para el modelo son las siguientes:

Se supondrá que los fluidos de trabajo son mezclas de gases ideales cuyas propiedades dependerán de la composición y la temperatura.

La renovación de la carga se modelizará con una sucesión de procesos idealizados como la empleada en los ciclos de aire, en la que se tomarán



$$Cp_f(T) = (a + b \times T + c \times T^2 + d \times T^3 + e \times T^4) \times Rg_a \quad \text{Ecuación 30}$$

$$Cv_f(T) = Cp_f(T) - Rg_a \quad \text{Ecuación 31}$$

$$\gamma_f(T) = \frac{Cp_f(T)}{Cv_f(T)} \quad \text{Ecuación 32}$$

donde:  $Rg_a$ : constante particular de gas ideal para el aire

a, b, c, d, e: constantes de la ecuación dadas en la tabla 1

**Tabla 1 Constantes para la ecuación de calor específico a presión constante del aire**

300 K ≤ T ≤ 1000 K	1000 K ≤ T ≤ 5000 K
a = +3,653	a = +2,8963
b = -1,334 · 10 <sup>-3</sup>	b = +0,15155 · 10 <sup>-2</sup>
c = +3,291 · 10 <sup>-6</sup>	c = -0,57235 · 10 <sup>-6</sup>
d = -1,91 · 10 <sup>-9</sup>	d = +0,99807 · 10 <sup>-10</sup>
e = +0,275 · 10 <sup>-12</sup>	e = -0,65224 · 10 <sup>-14</sup>

Fuente: Fuente: HEYWOOD, J.B. Internal combustion engine fundamentals. Estados Unidos. McGraw Hill: 1988. p 475

*Gases quemados*: para los gases residuales del ciclo anterior y los que sean quemados en este se supondrá una composición igual a la resultante de quemar la mezcla dada de aire y combustible, a volumen constante y con una presión y temperatura intermedias entre las usuales en estos procesos de combustión. Las propiedades termodinámicas se determinarán en consecuencia.

Basados en la ecuación estequiométrica de la combustión se obtiene la composición de los gases quemados



$$er = c + \frac{h}{4} \quad \text{Ecuación 34}$$

donde:  $e_r$  es el número de moles de oxígeno  $O_2$  para una combustión teórica.

$F_r$ : es el dosado relativo, es decir la relación aire combustible.

Las ecuaciones para hallar los  $C_p$  de cada componente de la mezcla de gases quemados son las siguientes:

$$\begin{aligned} c_{p_{H_2O}}(T) &= (3.74292 + 11,3118e-4 \times T + 14,8572e-8 \times T^2 - 7,27298e-11 \times T^3) \times R_{g_{H_2O}} \\ c_{p_{CO_2}}(T) &= (3.0959 + 5,46228e-3 \times T - 23,65276e-7 \times T^2 + 34,64008e-11 \times T^3) \times R_{g_{CO_2}} \\ c_{p_{O_2}}(T) &= (3.25304 + 13,047e-4 \times T - 4,48572e-7 \times T^2 + 6,15588e-11 \times T^3) \times R_{g_{O_2}} \\ c_{p_{N_2}}(T) &= (3.34435 + 5,932e-4 \times T - 5,859e-9 \times T^2 - 26.2988e-12 \times T^3) \times R_{g_{N_2}} \end{aligned}$$

**Ecuación 35**

donde:  $R_{g_{H_2O}}, R_{g_{N_2}}, R_{g_{O_2}}, R_{g_{CO_2}}$  = constantes particulares de gas ideal

El  $C_p$ , el  $C_v$ , el peso molecular y el coeficiente isentrópico de la mezcla de gases quemados se calculan por las siguientes ecuaciones, las cuales se identificarán como propiedades de gases quemados por el subíndice  $q$ :

$$R_q(T) = \frac{R_u \times (n_{N_2} + n_{O_2} + n_{H_2O} + n_{CO_2})}{(n_{N_2} \times 0.028 + n_{O_2} \times 0.032 + n_{H_2O} \times 0.018 + n_{CO_2} \times 0.044)} \quad \text{Ecuación 36}$$

$$C_{p_q}(T) = \frac{(n_{N_2} \times C_{p_{N_2}}(T) + n_{O_2} \times C_{p_{O_2}}(T) + n_{H_2O} \times C_{p_{H_2O}}(T) + n_{CO_2} \times C_{p_{CO_2}}(T))}{(n_{N_2} + n_{O_2} + n_{H_2O} + n_{CO_2})}$$

**Ecuación 37**

$$C_{v_q}(T) = c_{p_q}(T) - R_q(T) \quad \text{Ecuación 38}$$

$$PM(T) = \frac{(n_{N_2} \times 0,028 + n_{O_2} \times 0.032 + n_{H_2O} \times 0.0118 + n_{CO_2} \times 0.044)}{(n_{N_2} + n_{O_2} + n_{H_2O} + n_{CO_2})} \quad \text{Ecuación 39}$$

$$\gamma(T) = \frac{C_{p_q}(T)}{C_{v_q}(T)} \quad \text{Ecuación 40}$$

*Combustible*: las propiedades del combustible se hallan en la Tabla 2, en donde para Diesel se hace la diferencia entre el Diesel pesado y el liviano.

**Tabla 2 Propiedades del combustible**

Combustible	Formula	Peso molecular	Poder Calorífico MJ/kg	Calor de Vapor	Calor Específico	
					Líquido KJ/Kg*K	Vapor KJ/Kg*K
Diesel Liviano	$C_nH_{1,8n}(l)$	170	46.1	270	2.2	1.7
Diesel Pesado	$C_nH_{1,7n}(l)$	200	45.5	230	1.9	1.7

Fuente: HEYWOOD, J.B. Internal combustion engine fundamentals. Estados Unidos. McGraw Hill: 1988. p 490

*Coefficiente de convección promedio*: En el ciclo la transmisión de calor a través de las paredes de la cámara, se utilizará el modelo de W.J.D. Annand [2], caracterizado por su sencillez. Este modelo considera transmisión de calor por convección y también por radiación, se estima el flujo de calor instantáneo promediado espacialmente a toda la superficie de pared propone. Annand propone una correlación de la forma  $Nu = a \times Re^b$ , en la que a y b son parámetros de la correlación y Re es el número de Reynolds calculado en base a la velocidad media del embolo ( $u_m$ ) y el diámetro del cilindro D; los parámetros a y b corresponden a 0.18 y 0.7 respectivamente.

$$h = \frac{k_a(T)}{D} \times a \times \left( \frac{\frac{P}{T \times R g_a} \times u_m \times D}{\mu_a(T)} \right)^b \quad \text{Ecuación 41}$$

$$q = A \times (h \times (T_{pared} - T) + \sigma \times \beta \times (T_{pared}^4 - T^4)) \quad \text{Ecuación 42}$$

Para calcular la masa de combustible quemada durante la evolución de la combustión que se utilizará es una de las leyes de Wiebe definida por el avance

de la ignición  $\alpha_{AI}$ , ángulo de combustión  $\alpha_c$  y las constante  $a$  y  $m$ ,

$$X_q = \begin{cases} 0 & \Rightarrow \alpha < \alpha_{AI} \\ \left[ 1 - \exp \left[ -a * \left( \frac{\alpha - \alpha_{AI}}{\alpha_c} \right)^{m+1} \right] \right] & \Rightarrow \alpha_{AI} < \alpha < \alpha_{FC} \\ 1 & \Rightarrow \alpha > \alpha_{FC} \end{cases} \quad \text{Ecuación 43}$$

Donde  $a, m$ : constantes de ajuste

$\alpha_{AI}$ : ángulo de avance de la ignición

$\alpha_c$ : ángulo de combustión

$\alpha_{FC}$ : ángulo desde el avance de la ignición hasta terminar la combustión

$X_q$ : porcentaje de masa quemada.

Condiciones de funcionamiento: especificamos las condiciones en que queremos simular el funcionamiento del motor, que pueden resumirse en velocidad de giro, grado de carga (definido antes mediante el dosado), presión y temperatura en el colector de admisión y presión en el colector de escape

Condiciones iniciales: el proceso de renovación de la carga se tratará en este ciclo como ideal, esto es con expulsión de los gases quemados y admisión de los gases frescos a presiones constantes ( $P_{esc}$  y  $P_{adm}$  respectivamente). Se supondrá igualmente, que en tanto la válvula de admisión permanezca abierta la presión interior del cilindro será igual a la de admisión, es decir, que  $P = P_{adm}$  hasta el RCA (punto 1' de la Figura 38).

En consecuencia solo será necesario determinar la evolución de la presión y la temperatura entre los puntos 1' y 5 del ciclo (véase Figura 38), para lo cual basta con resolver la ecuación de conservación de la energía con ayuda de la ecuación de estado de los gases ideales, pues el sistema es cerrado en esa parte del ciclo y

no es necesario aplicar la conservación de la masa. El procedimiento de resolución será el siguiente:

1) En primer lugar se supondrán unas condiciones de presión y temperatura para los gases contenidos en el cilindro en el punto 5 (véase Figura 38).

Con P5 y T5 se determinarán las condiciones en el punto 1' de la Figura 38 (P1', T1') utilizando las relaciones para los procesos idealizados de renovación de la carga, así como la cantidad de gases frescos admitida.

La fracción de gases residuales y su temperatura esta dada por:

$$f = \left( \frac{P_{esc}}{P_5} \right)^{\frac{1}{\gamma_e}} * \frac{1}{re} \quad \text{Ecuación 44}$$

$$T_r = T_5 * \left( \frac{P_{esc}}{P_5} \right)^{\frac{\gamma_e - 1}{\gamma_e}} \quad \text{Ecuación 45}$$

Los valores de Cv y g para la mezcla de gases contenida en el cilindro en 1':

$$cv_m(f, T_r) = f * cv_q(T_r) + (1 - f) * cv_f(T_{adm}) \quad \text{Ecuación 46}$$

$$\gamma_m(f, T_r) = \frac{f * cp_q(T_r) + (1 - f) * cp_f(T_{adm})}{f * cv_q(T_r) + (1 - f) * cv_f(T_{adm})} \quad \text{Ecuación 47}$$

La temperatura en el RCA (Retraso al cierre de la admisión):

$$T_{1'} = \frac{(1 - f) * cp_f(T_{adm}) * (T_{adm}) + f * cv_q(T_r) * T_r}{cv_m(f, T_r) * \left[ 1 + \frac{(\gamma_m(f, T_r) - 1) * (rc - 1)}{rc} \right]} \quad \text{Ecuación 48}$$

La masa total atrapada en el cilindro al cierre de la válvula de admisión es:

$$M_{1'} = \frac{P_{1'} \cdot V(180 + RCA)}{R_{g_i} \cdot T_{1'}} \quad \text{Ecuación 49}$$

2) Partiendo de  $P_{1'}$  y  $T_{1'}$  se resolverán las ecuaciones de conservación de la energía y de los gases ideales para la compresión, la combustión y la expansión y se enlazarán de nuevo con el punto 5 (final de la carrera de expansión), determinando unos nuevos valores de  $P_5$  y  $T_5$ .

La masa de combustible que se inyectará, en base a la masa de aire admitido y al dosado  $F$ :

$$M_c = M_{1'} \cdot (F \cdot (1 - f)) \quad \text{Ecuación 50}$$

Aprovechamos aquí para definir el valor de  $\gamma$  para una mezcla de gases frescos y quemados definida por  $X_q$  y  $f$ , a temperatura  $T$ :

$$\gamma(T, \alpha) = \frac{(1 - X_q(\alpha) - f) \cdot C_{p_f}(T) + (X_q(\alpha) + f) \cdot C_{p_q}(T)}{(1 - X_q(\alpha) - f) \cdot C_{v_f}(T) + (X_q(\alpha) + f) \cdot C_{v_q}(T)} \quad \text{Ecuación 51}$$

La presión dentro del cilindro está dada por la ecuación:

$$P(\alpha) = \begin{cases} P_{adm} & \Rightarrow \alpha < 180 + RCA \\ P(\alpha_{i-1}) + \Delta\alpha \times \left[ \frac{\gamma(T_i, \alpha) - 1}{V(\alpha)} \times \left[ M_c \times L_i \times \frac{X_q(\alpha_i + \Delta\alpha) - X_q(\alpha_i)}{\Delta\alpha} + \frac{q(T_i, \alpha_i)}{\omega} \right] - \frac{\gamma(T_i, \alpha) \times P_i \times (V(\alpha_i + \Delta\alpha) - V(\alpha_i))}{V(\alpha) \times \Delta\alpha} \right] & \Rightarrow 180 + RCA < \alpha < 540 \\ P_{esc} & \Rightarrow \alpha \geq 540 \end{cases}$$

**Ecuación 52**

Y la temperatura dentro del cilindro durante la combustión:

$$T(\alpha_i) = T(\alpha_{i-1}) + \Delta\alpha \times \left[ \frac{T(\alpha_{i-1})}{P_i} \times \left( \frac{P(\alpha_i) - P(\alpha_{i-1})}{\Delta\alpha} \right) + \frac{T(\alpha_{i-1})}{V(\alpha)} \times \frac{V(\alpha + \Delta\alpha) - V(\alpha)}{\Delta\alpha} \right]$$

$$\Rightarrow 180 + RCA < \alpha < \frac{540}{\Delta\alpha}$$

### Ecuación 53

De las ecuaciones 52 y 53 se obtienen P5 y T5 cuando  $\square$  (ángulo del cigüeñal) es igual a 540°.

Se repetirán los pasos (con los valores de P5 y T5 calculados) 2) y 3) hasta que los valores obtenidos coincidan apreciablemente con los supuestos (1% de error).

En cada iteración el programa calcula cada una de estas variables para cada cilindro y también las que resultan de la suma de las de cada cilindro como por ejemplo la variable PTGC (Par Total producido por los Gases en el Cigüeñal) es la suma de los PGC (Par producido por los Gases sobre el Cigüeñal) de cada cilindro etc.

Una vez hecho esto se va a las expresiones para poder calcular la primera derivada, segunda derivada y el valor de la variable  $\phi$  con lo que se puede pasar a otro paso de iteración, continuando hasta que la solución sea una función periódica estable, lo que por lo general ocurre luego de varias vueltas del motor (normalmente 40 son suficientes).

En este modelo se han utilizado varias hipótesis simplificadoras de las que se han hecho referencias muy someras, a continuación se detallarán esas hipótesis:

- Se ha supuesto que el motor y sus piezas internas son indeformables. Es decir que se comporta como un cuerpo rígido.
- El modelo asume que no hay irregularidad de rotación.
- Todas las variables (cinemáticas; presiones, esfuerzos etc.) se calculan

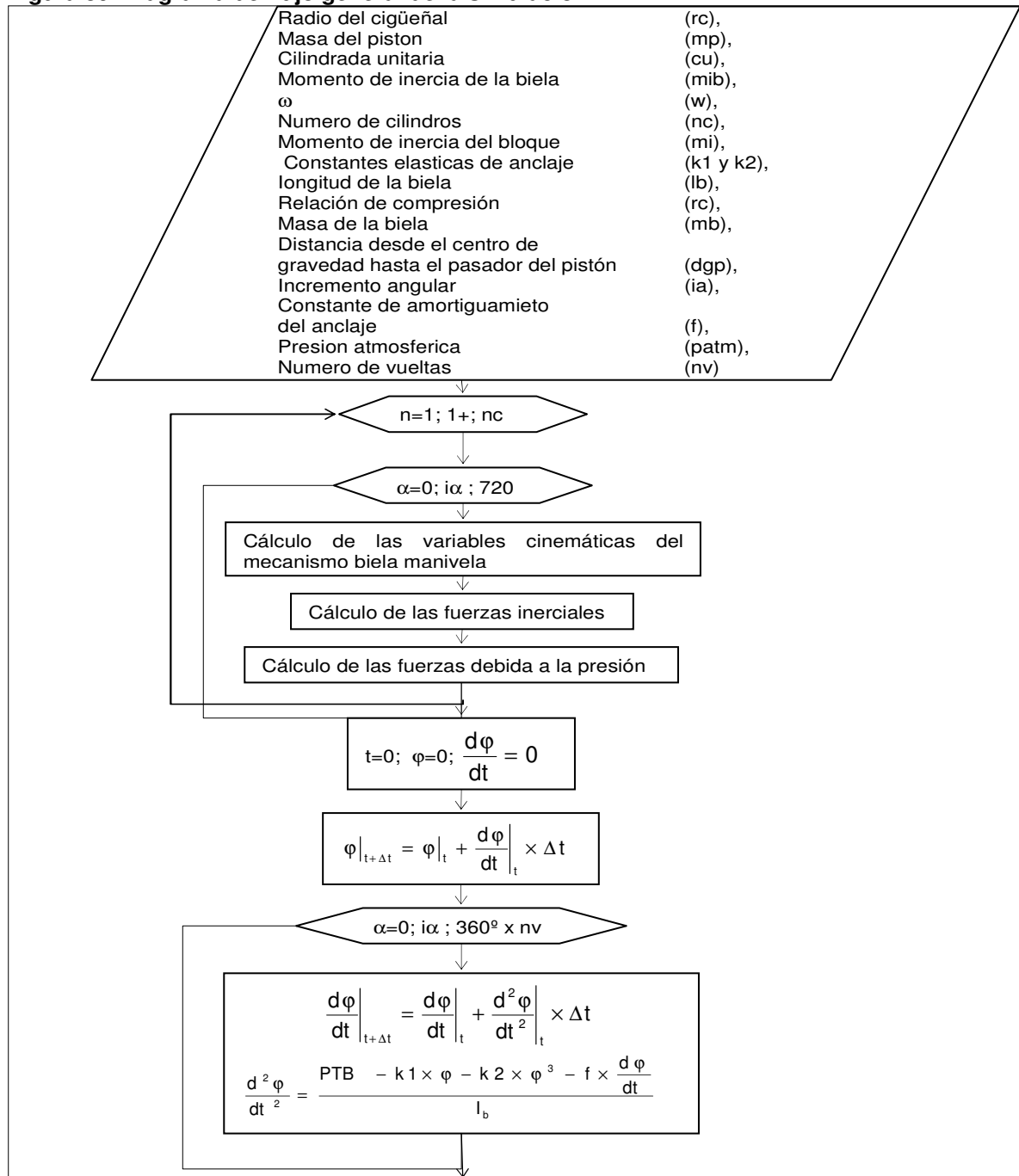
asumiendo que el bloque está quieto para luego, con esos valores calcular el movimiento del mismo, por ejemplo, la presión se calcula en función de  $\alpha$ . que es el ángulo de giro del cigüeñal respecto de una referencia absoluta cuando en realidad se debería calcular con el ángulo girado respecto del bloque  $\alpha + \tilde{\varphi}$

- De igual modo debería tenerse en cuenta que el pistón tiene movimientos laterales conjuntamente con las oscilaciones del bloque, es decir que el pistón se mueve en línea recta con respecto al bloque pero este último oscila por lo que aparece una fuerza lateral debida al efecto de Coriolis. Sin embargo, este efecto puede ser despreciado basándonos en dos consideraciones importantes, por una parte se han hecho estudios para estimar la magnitud de la fuerza lateral producida por el efecto Coriolis y el par que produciría la misma sobre el bloque obteniéndose que son despreciables, por otra parte, aún cuando el efecto no fuera pequeño, el mismo se vería prácticamente compensado entre los diferentes cilindros ya que se anulan entre si en la mayoría de los motores policilíndricos.
- No se tuvieron en cuenta las fuerzas de fricción, estas son variables a lo largo del ciclo ya que dependen de los esfuerzos laterales entre pistón y camisa, fuerza de contacto entre aros de pistón (segmentos) y cilindro que son función de la presión, etc. Sin embargo si se considera que el par de fricción es constante con el ángulo de giro no importa en que parte física del motor se localiza esa fricción por lo tanto es como si sobre un motor sin fricción se conectara un freno solidario al bloque que produjera las pérdidas de fricción correspondientes, si ese hipotético freno no se acoplara al bloque este oscilará de la misma forma que en el caso en que si estuviera solidario el bloque difiriendo solo en el valor medio de la oscilación. Y. por lo tanto, tendrá idénticos valores de velocidad y aceleración angular que en el otro caso.

### 3.3 DIAGRAMA DE FLUJO DE LA SIMULACIÓN

El diagrama de flujo general de la simulación realizada en Matlab del modelo teórico expuesto en la sección 3.2 se describe en el siguiente diagrama de flujo:

**Figura 39 Diagrama de flujo general de la simulación**



↓

Angulo de oscilación del bloque $\varphi$	(fi)
Primera derivada temporal de $\varphi$ – velocidad angular del bloque	(pdfi),
Segunda derivada temporal de $\varphi$ – aceleración angular del bloque	(sdfi,
Par total por efecto de los gases sobre el cigüeñal	(PTGC),
Par total por efecto de la inercia sobre el cigüeñal	(PTIC),
Par total sobre el cigüeñal	(PTC),
Par total por efecto de los gases sobre el bloque	(PTGB),
Par total por efecto de las fuerzas de inercia sobre el cigüeñal	(PTIB),
Par total sobre el bloque	(PTB),
Fuerza en el pasador del pistón debida a la inercia en la dirección "x"	(FPxI),
Fuerza en el pasador del pistón debido a la inercia en la dirección "y"	(FPyI),
Fuerza en el pasador del pistón debido a la presión en la dirección "x"	(FPxG),
Fuerza en el pasador del pistón debido a la presión en la dirección "y"	(FPyG),
Fuerza en la articulación biela-cigüeñal debida a la inercia en la dir "x"	(FBxI),
Fuerza en la articulación biela-cigüeñal debida a la inercia en la dir "y"	(FByI),
Par debido a las fuerzas de inercia de un solo cilindro sobre el cigüeñal	(PIC),
Par debido a las fuerzas de inercia de un solo cilindro sobre el bloque	(PIB),
Par debido a la fuerza de gases de un solo cilindro sobre el bloque	(PGB),
Par debido a la fuerza de gases de un solo cilindro sobre el cigüeñal	(PGC),
Presión en el cilindro	(P).

Los procesos que se presentan en el diagrama de flujo como "Cálculo de las variables cinemáticas", "Cálculo de las fuerzas inerciales" y "Cálculo de las fuerzas debido a la presión" tienen sus procedimientos de resolución de variables explicados en la sección 3.2.1, 3.2.2 y 3.3.3 respectivamente.

### 3.4 SIMULACIÓN DEL MODELO TEÓRICO

En base al algoritmo que se presento en la sección 3.2 y 3.3, se realizo un programa informático para el cálculo y visualización de las variables dinámicas y cinemáticas del mecanismo biela manivela, y de las características de la oscilación del bloque, velocidad angular, aceleración angular y ángulo de oscilación. Este programa permite contar con una herramienta que posibilita relacionar determinadas características del movimiento oscilatorio del bloque con diferentes fallos del motor de manera sencilla y rápida, de manera que esta herramienta puede darnos de antemano un resultado "probable" de los ensayos

experimentales.

Este programa fue realizado en Matlab debido a que es un programa interactivo para cálculo numérico y tratamiento de datos. Contiene muchas herramientas y utilidades que permiten además diversas funcionalidades, como la presentación gráfica en 2 dimensiones.

### 3.4.1 Ingreso de datos y ejecución del programa

Figura 40 Pantalla para introducir los datos del motor

MOTOR		KIA BESTA 2200	
RADIO DEL CIGUEÑAL	4.5	cm	
CILINDRADA UNITARIA	546	cm <sup>3</sup>	
MASA DEL PISTON	0.3	Kg	
MOMENTO DE INERCIA BARICENTRICO DE LA BIELA	4e-3	Kg m <sup>2</sup>	
VELOCIDAD ANGULAR	725	rpm	
NUMERO DE CILINDROS	4		
MOMENTO DE INERCIA DEL BLOQUE	60	Kg m <sup>2</sup>	
CONSTANTES ELASTICAS DE RESORTE DE ANCLAJE	150000	$\frac{N}{m}$	
	0	$\frac{N}{m^3}$	
LONGITUD DE LA BIELA	20	cm	
RELACION DE COMPRESION	29.9		
MASA DE LA BIELA	0.3	Kg	
DISTANCIA DESDE EL CENTRO DE GRAVEDAD HASTA EL PASADOR DEL PISTON	12.5	cm	
INCREMENTO ANGULAR	4	°	
CONSTANTE DE AMORTIGUAMIENTO DEL ANCLAJE	100	$\frac{N \cdot m}{r \cdot s}$	
PRESION ATMOSFERICA	1	bar	
NUMERO DE VUELTAS	40		

BORRAR DATOS

DATOS DE LOS CILINDROS

Luego aparece la primera pantalla de adquisición de datos, mostrada en la Figura 40, en donde se introducen los datos del motor como son, el radio del cigüeñal, la cilindrada unitaria, la masa del pistón, la longitud de la biela, la relación de compresión, la masa de la biela, el numero de cilindros, las constantes elásticas de resorte de anclaje, la constante de amortiguamiento del anclaje y el momento de inercia del bloque.

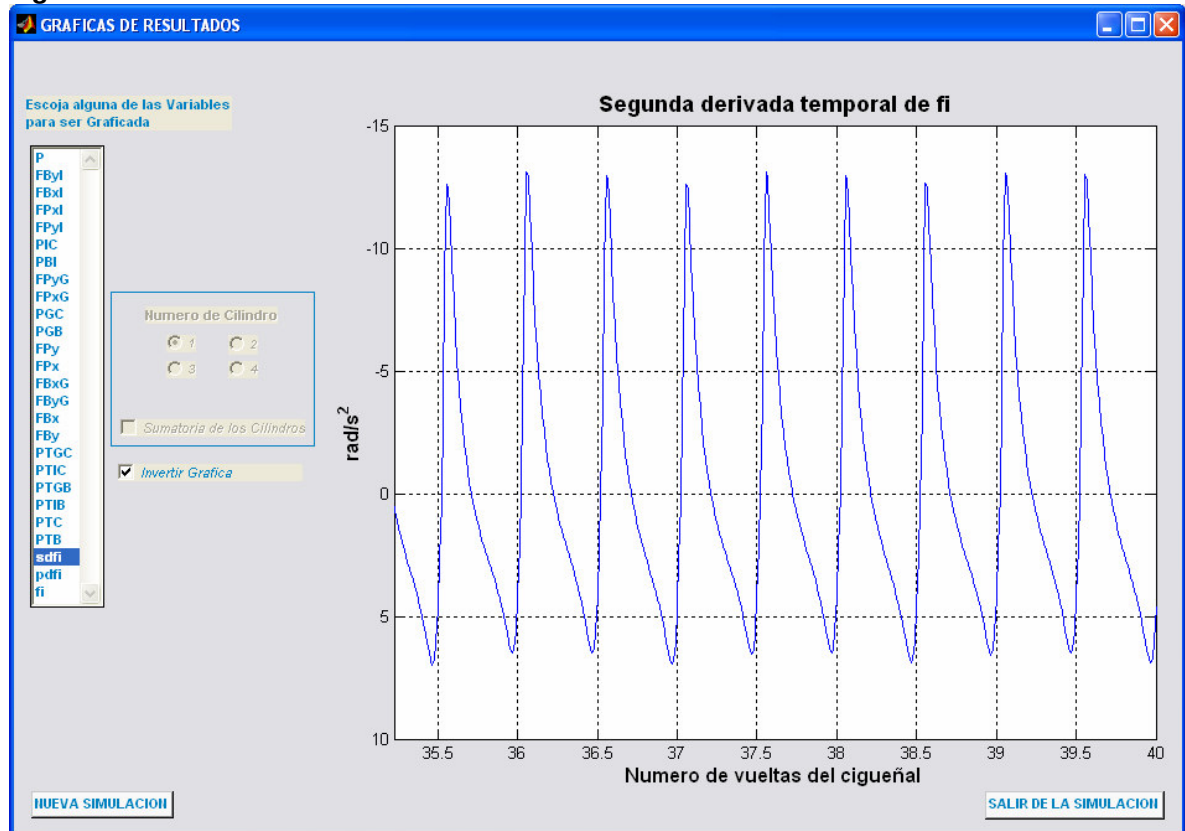
El número de vueltas es la cantidad de giros del cigüeñal que simulara el programa pero solo se verán en pantalla los resultados para dos vueltas del cigüeñal para algunas variables, este número debe darse de tal forma que la solución haya llegado a una función periódica estable, tal como tomamos los datos con el acelerómetro en el motor.

Figura 41 Pantalla de datos para los cilindros

The screenshot shows a software window titled "DATOS DE LOS CILINDROS" with a blue header bar. The main content area is light gray and displays "CILINDRO 4" in large blue text. Below this, there is a "COMBUSTIBLE" dropdown menu set to "Diesel Liviano" with a small downward arrow, and the chemical formula "C<sub>10</sub> H<sub>18</sub>" below it. A central white box contains several input fields with labels in blue: "TEMPERATURA DE ADMISION" (303 K), "RETRASO AL CIERRE DE LA ADMISION" (42 °), "AVANCE DE LA IGNICION" (0 °), "DOSADO RELATIVO" (70 %), "PRESION DE ADMISION" (0.7 bar), "PRESION DE ESCAPE" (1.2 bar), and "ANGULO DE COMBUSTION" (30 °). At the bottom of the window, there are three buttons: "INICIAR No CILINDRO", "CALCULAR", and "PROXIMO CILINDRO".

Para adquirir los datos de cada cilindro se muestra la pantalla mostrada en la Figura 41, después de hacer clic en el botón “datos de los cilindros” de la pantalla de la Figura 40. En esta pantalla se adquieren los datos del combustible, de la presión de escape y de admisión a los cilindros, de la temperatura de admisión, del retraso al cierre de la admisión (RCA), del avance de la ignición, del dosado relativo y el ángulo de combustión. Estos valores tienen la opción de ser diferentes entre un cilindro y otro ya que se deben introducir los datos por cada cilindro, y así poder simular las diferencias reales que hay entre cada cilindro.

**Figura 42 Pantalla de Resultados de la Simulación**



En la Figura 42 se muestra la pantalla en donde se grafican los resultados de la simulación, teniendo la opción de escoger algunas de las variables que se calculan dentro del programa.

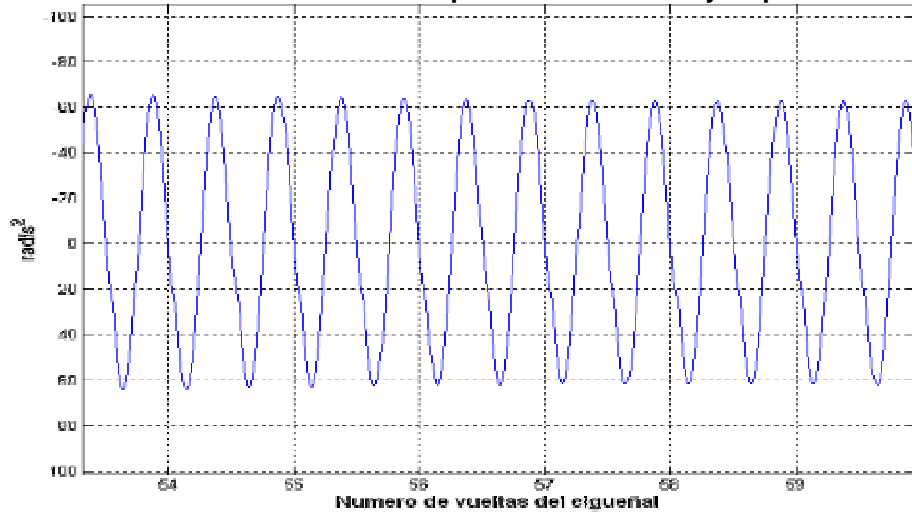
### **3.4.2 Ejemplos de simulaciones**

En esta sección se presentarán algunos ejemplos de simulaciones de fallos de combustión y compresión realizadas con el programa.

Para realizar fallos en la combustión de alguno de los cilindros del motor, podemos manipular los valores del dosado relativo y el ángulo de combustión del cilindro en el que queremos producir el fallo. Se mostraran entonces las curvas de aceleración angular del bloque del motor que se mostró en la Figura 40 y Figura 41. Recordemos que la aceleración tangencial que se mide con el acelerómetro es proporcional a la aceleración del bloque por una constante; esta constante es la

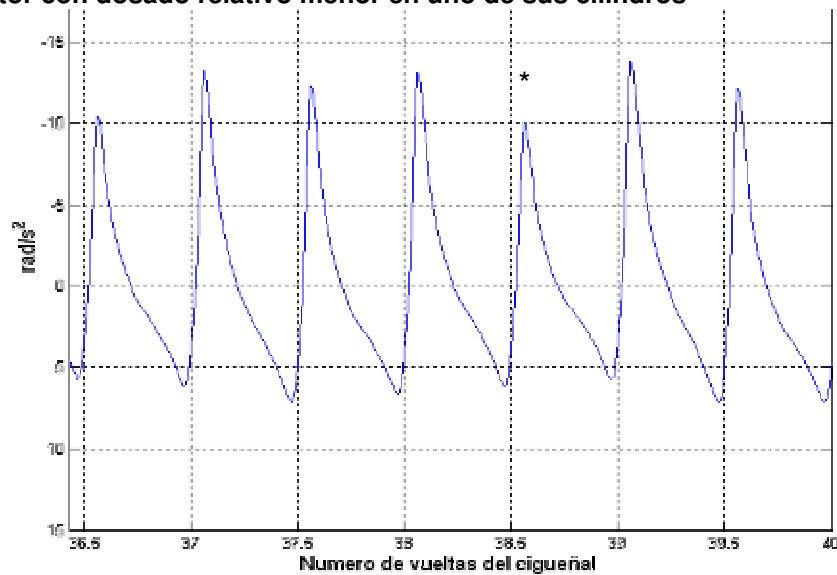
distancia del acelerómetro al centro de giro del bloque.

**Figura 43 Motor con constante elástica del soporte diez veces mayor que la anterior**



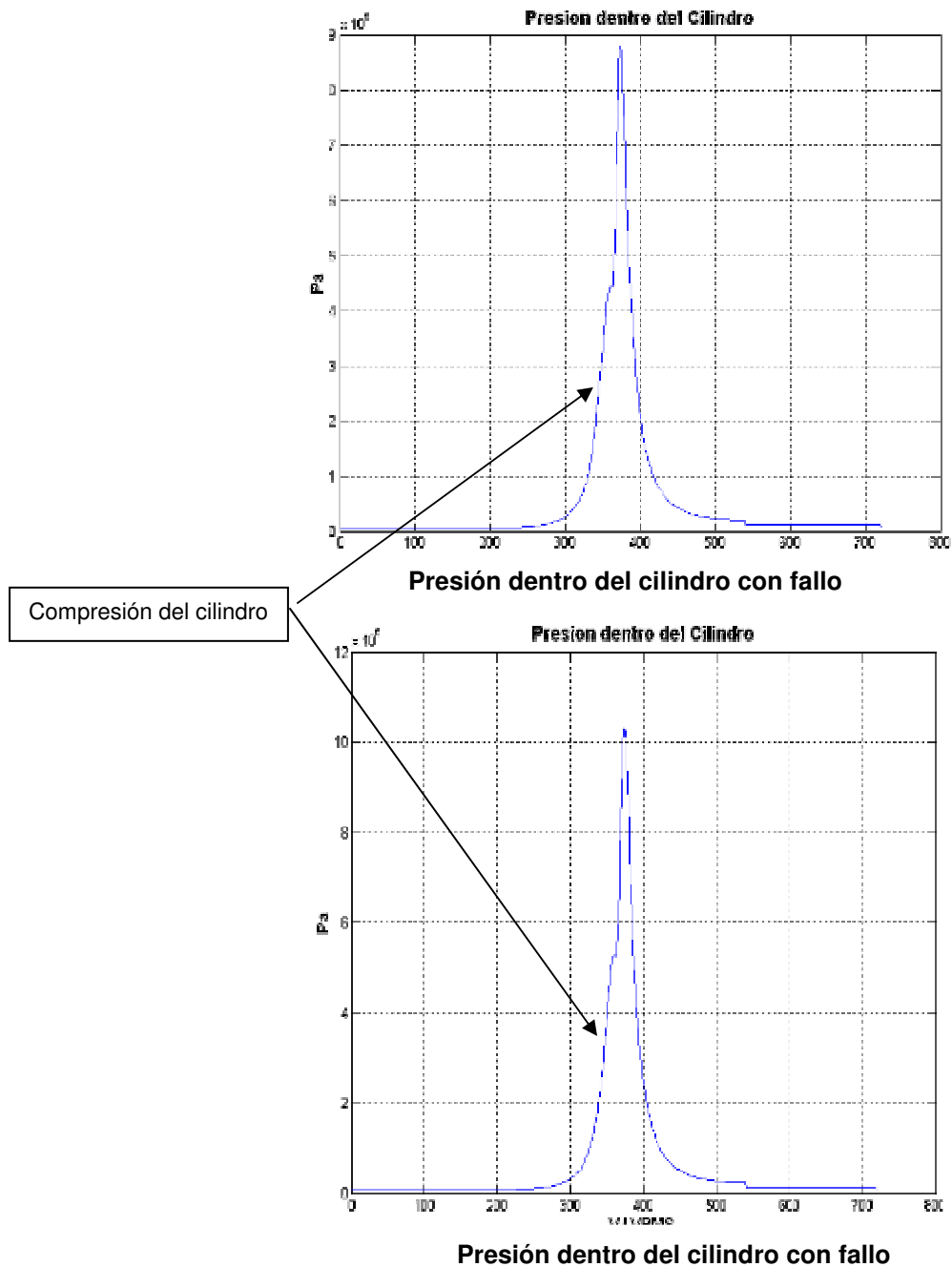
También podemos observar en la Figura 43 un motor con soportes muy rígidos hace que su aceleración aumente, con respecto a los soportes que se usaron anteriormente ( $k_1 = 150000 \text{ Nm/r}$ ). Este factor nos puede afectar mucho en los resultados de la toma de mediciones de las oscilaciones del bloque en automotores, ya que los deberá tenerse en cuenta la disposición y el material de los soportes utilizados para hacer la comparación entre ellos.

**Figura 44 Motor con dosado relativo menor en uno de sus cilindros**



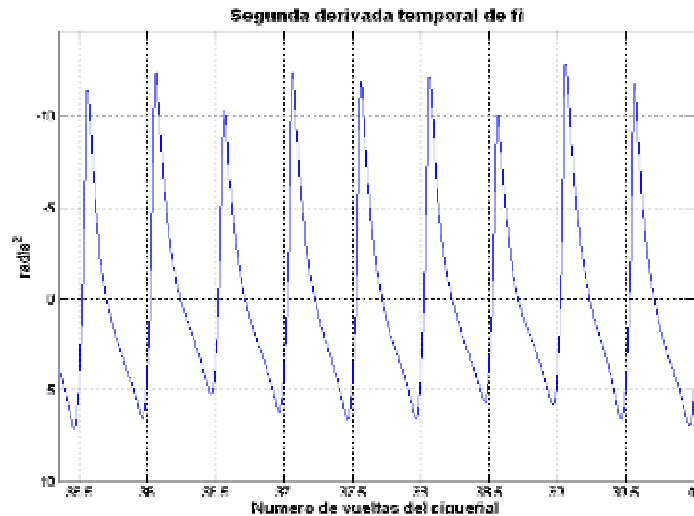
En la Figura 44 el cilindro marcado con \* presenta un dosado relativo menor que el resto de los cilindros, esto se refleja en una menor aceleración angular del bloque para este cilindro. Y no modifico los saltos de aceleración de los otros cilindros.

**Figura 45 Motor con fallo de compresión en uno de sus cilindros**



Para realizar un fallo de compresión en el cilindro se simulo un retraso al cierre de la válvula de admisión a un grado posterior que los demás cilindros (60°) esto cambio la compresión ya que no llega a la misma presión que cuando el cilindro no tiene fallo, como se observa en la Figura 45.

**Figura 46 Aceleración de un motor con fallo de compresión**

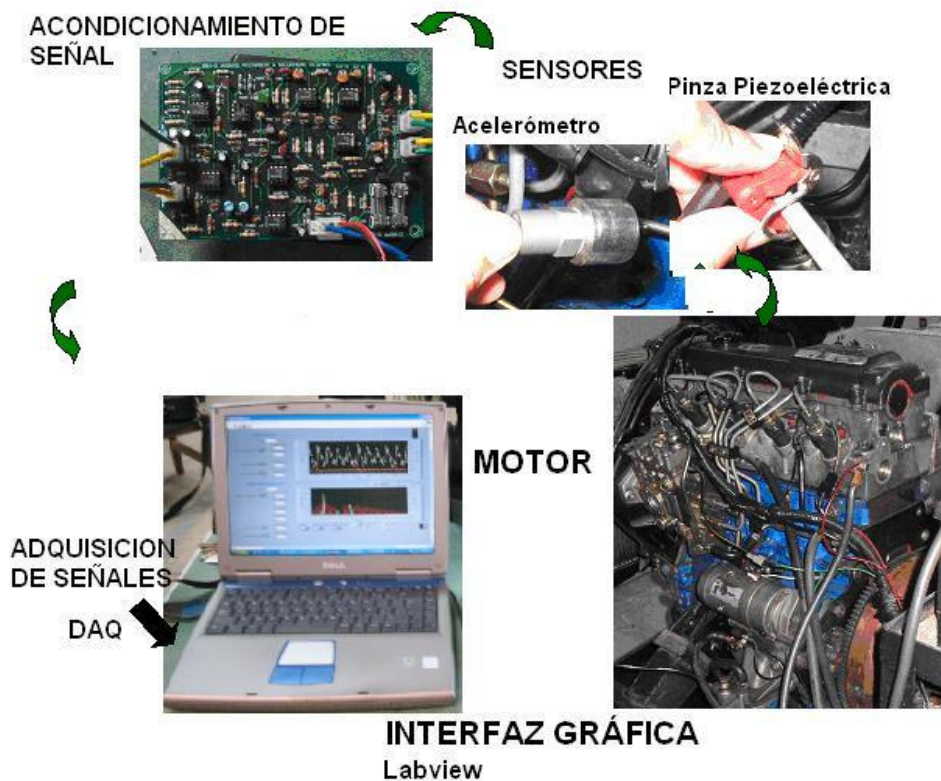


El resultado de la simulación de fallo de compresión fue la disminución de la aceleración en el cilindro con el fallo como se observa en la Figura 46. Los fallos de combustión y compresión mostraron una forma similar, no se muestra diferencia en la forma de la curva y se disminuye la magnitud de aceleración en el cilindro con fallo.

## 4. CADENA DE MEDICIÓN DE LAS OSCILACIONES DEL BLOQUE

Para obtener y analizar la señal vibratoria del bloque se escogieron y diseñaron los componentes de la cadena de medición. Estos componentes garantizan la obtención de la señal de aceleración del bloque que nos interesan para el análisis de la señal y nos permita obtener los parámetros para la evaluación de la combustión y compresión de los motores Diesel.

Figura 47 Cadena de medición de la técnica de las oscilaciones del bloque.



Los componentes que conforman la cadena de medición mostrados en la Figura 47 son:

- Transductores (acelerómetro y pinza piezoeléctrica)

- Acondicionamiento de señales (Tarjeta electrónica)
- Tarjetas de adquisición de datos (DAQ)
- Interfase grafica (Labview).

A continuación se detallará cada uno de los componentes de la cadena de medición:

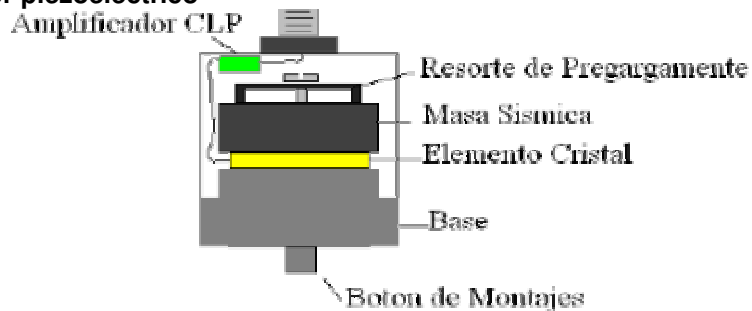
#### 4.1 Transductores.

Los transductores utilizados para el desarrollo de la técnica son, un acelerómetro para la medición de la aceleración tangencial del bloque, la cual es la señal a la que se le realizará el análisis y una pinza piezoeléctrica para la medición de la presión en el tubo de inyección que nos servirá como señal de referencia para conocer el cilindro en que se esta midiendo la señal de aceleración.

##### 4.1.1 El Acelerómetro piezoeléctrico

Se puede considerar al acelerómetro piezoeléctrico como el transductor estándar para medición de vibración en máquinas.

Figura 48 Sensor piezoeléctrico



Fuente: [www.dliengineering.com.htm](http://www.dliengineering.com.htm) [6]

El acelerómetro se produce en varias configuraciones, pero la Figura 48 muestra un acelerómetro del tipo compresión que sirve para describir su principio de operación. La masa sísmica está sujeta a la base con un perno axial, que se

apoya en un resorte circular. El elemento piezoeléctrico está ajustado entre la base y la masa. Cuando una sustancia está sujeta a una fuerza, se genera una carga eléctrica entre sus superficies. Hay muchos materiales de este tipo. El cuarzo es el más utilizado. También hay materiales piezoeléctricos sintéticos que funcionan bien y en algunos casos son capaces de funcionar a temperaturas más altas que el cuarzo. Si se incrementa la temperatura de un material piezoeléctrico, se llega al llamado "punto curie" o "temperatura curie" y se pierde la propiedad piezoeléctrica. Una vez que esto pasa, el transductor queda defectuoso y no se puede reparar.

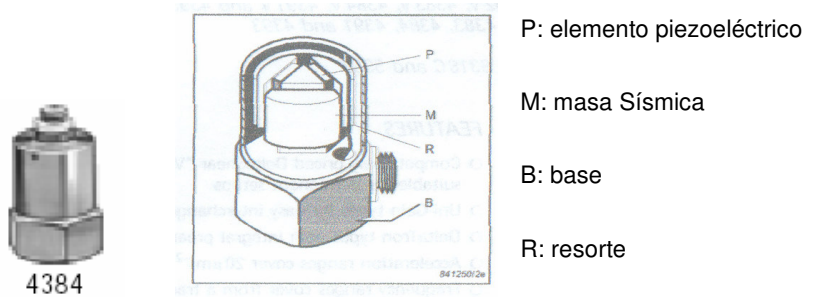
Cuando se mueve el acelerómetro en la dirección arriba abajo, la fuerza que se requiere para mover la masa sísmica esta soportada por el elemento activo. Según la segunda ley de Newton, esa fuerza es proporcional a la aceleración de la masa. La fuerza sobre el cristal produce la señal de salida, que por consiguiente es proporcional a la aceleración del transductor. Los acelerómetros son lineales en el sentido de la amplitud, lo que quiere decir que tienen un rango dinámico muy largo. Los niveles más bajos de aceleración que puede detectar son determinados únicamente por el ruido electrónico del sistema electrónico, y el límite de los niveles más altos es la destrucción del mismo elemento piezoeléctrico.

Cuando se coloca un acelerómetro es importante que la ruta de vibración desde la fuente hacia el acelerómetro sea la más corta posible, especialmente si se esta midiendo la vibración en rodamientos con elementos rodantes. El sistema sísmico resorte – masa representa el elemento básico transductor de muchos instrumentos para medir la vibración. Según sean los límites de frecuencias utilizados, el desplazamiento, la velocidad o la aceleración, se indica por el movimiento relativo de la masa suspendida con respecto a su punto de fijación. Como las vibraciones son muchas veces demasiado pequeñas para la indicación mecánica, el movimiento relativo se convierte, en general, a tensión eléctrica (voltaje) por el movimiento de una bobina en campo magnético.

El acelerómetro piezoeléctrico se utiliza para medir vibraciones cuya frecuencia sea inferior a unos 2 KHz, porque su frecuencia natural es del orden de los 5 KHz. Para su utilización, todo el conjunto se fija al equipo al que se le van a medir las vibraciones. Cuando la masa sísmica aumenta o disminuye la presión sobre el cristal piezoeléctrico, éste genera un voltaje alterno cuya amplitud es proporcional a las aceleraciones de las vibraciones; y cuya frecuencia es igual a la de dichas vibraciones.

**Sensor acelerómetro 4384 Brüel & Kjær:** para esta aplicación el acelerómetro es de tipo pasivo, es decir, no incluye circuitería interna para convertir la carga a una señal de voltaje y es direccional, solo mide aceleración en un eje.

**Figura 49 Acelerómetro.**



Fuente: Product Data: accelerometer Brüel & Kjær [5]

La Figura 49 muestra el sensor acelerómetro 4384 Brüel & Kjær cuyas especificaciones técnicas son:

Sensitividad:	$1 \pm 2\%$ pC/ms <sup>-2</sup>
Peso:	11 grs.
Rango de frecuencia:	0.2 – 9100 KHz.
Capacitancia:	1200 pF.
Material piezoeléctrico:	PZ23

Material base: Titanio ASTM Gr. 2

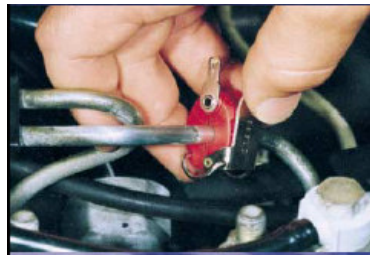
Rango de temperatura ambiente: -74 a 250 °C

Condición máxima de aceleración sinusoidal (pico): 6000 [g]

#### **4.1.2 Sensor pinza piezoeléctrica.**

Este sensor gracias a sus propiedades piezoeléctricas arroja una carga proporcional a la deformación del tubo producto del incremento de la presión en el instante de la inyección.

**Figura 50 Sensor pinza piezoeléctrica**



Este sensor se sujeta a la línea de inyección del inyector como se ve en la Figura 50. Este sensor se ubica en la línea de presión de combustible del primer cilindro para obtener la señal de referencia en el diagrama de tiempo y con el orden de encendido del motor se determina a que cilindro corresponde cada pico de aceleración de la señal obtenida por el acelerómetro.

#### **4.2 Acondicionamiento de señales.**

La señal de aceleración realiza un recorrido a través de la cadena de medición que la distorsiona o no la hace apta para llegar al final de la cadena de medición, por tanto es necesario realizar un acondicionamiento de la señal que se adquirió para que la señal que llegue hasta nuestra vista para analizarla, haya tenido las menores perturbaciones posibles.

Teniendo en cuenta esta consideración se realizó un acondicionamiento de la

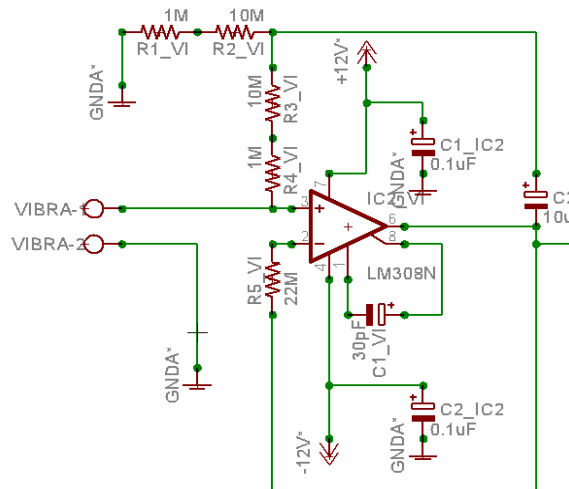
señal en las siguientes etapas:

#### 4.2.1 Amplificación

Como la señal de aceleración comienza su recorrido a través del acelerómetro como se describe en la sección 4.1.1, este genera una carga  $Q$  proporcional a la aceleración medida, pero como la tarjeta de adquisición de señales insertable DAQ esta diseñada para adquirir señales de voltaje, se transformo la señal proveniente del acelerómetro a una señal de voltaje.

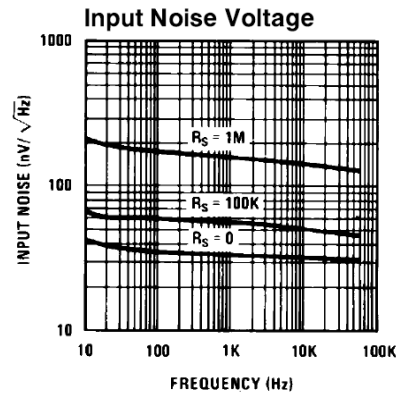
La conversión de carga a voltaje que se realizó de acuerdo a los componentes electrónicos utilizados, arroja un nivel de voltaje muy pequeño y se amplificó esta señal para maximizar la efectividad del digitalizador, DAQ. Al amplificar la señal de entrada, la señal acondicionada usa más efectivamente el rango del convertidor analógico-digital (ADC), mejora la precisión y resolución de la medición, y hace menos susceptible a la señal de ser enmascarada por señales eléctricas diferentes a la aceleración medida.

Figura 51 Circuito de Amplificación del acelerómetro



El circuito que se utilizó para la tarjeta de acondicionamiento utilizada en esta etapa de amplificación se observa en la Figura 51.

**Figura 52 Voltaje de ruido que produce el integrado LM 108**



Fuente: Data sheet LM108/LM208/LM308 Operational Amplifiers. National Semiconductor

Para realizar el circuito de amplificación se utilizaron las recomendaciones dadas por el fabricante del integrado LM 108 (disponible en el mercado local), que fue utilizado para esta etapa, ya que presento menor entrada de voltaje de ruido a las frecuencias de nuestro interés (<100 Hz) como se ve en la Figura 52.

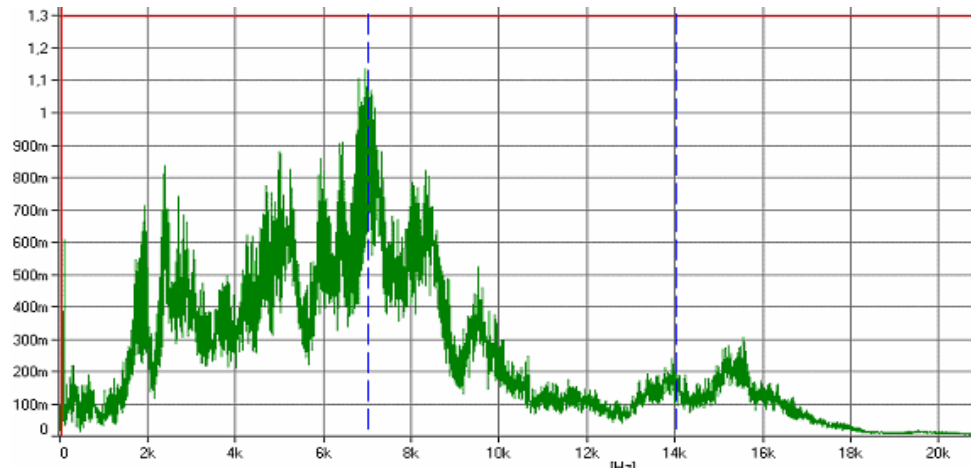
#### **4.2.2 Filtrado de señales**

La señal de aceleración obtenida de la medida de las oscilaciones del bloque sale con gran ruido, debido a las vibraciones del motor como cuerpo elástico del bloque y la interferencia de señales eléctricas que enmascaran la señal que realmente queremos medir. Para quitar este ruido se realizó un proceso de filtrado que se describe a continuación:

##### **a. Filtrado de alta frecuencia**

Considerar al bloque como cuerpo rígido es una simplificación, pues las vibraciones que se miden en un punto del motor son la resultante de las oscilaciones del motor como cuerpo rígido más las vibraciones elásticas del mismo.

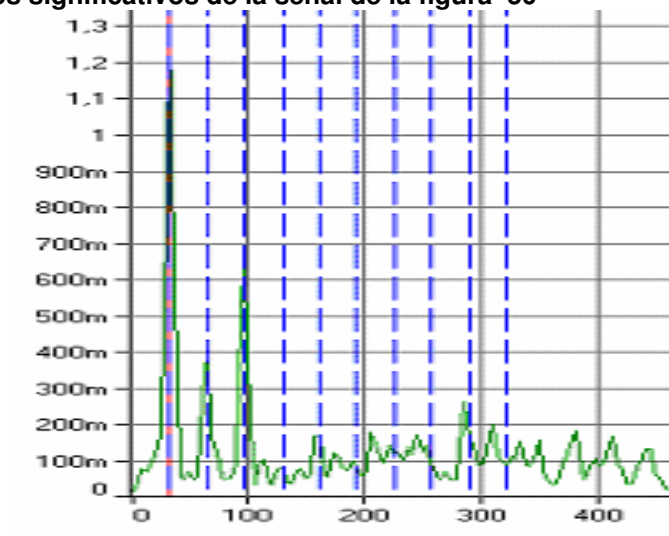
**Figura 53 Espectro de frecuencia de la señal tomada por el PULSE a un motor KIA Besta 2200.**



Las vibraciones del bloque como cuerpo elástico se producen a frecuencias bastante altas, como las que se observan en la

Figura 53 tomadas con el equipo PULSE.

**Figura 54 Armónicos significativos de la señal de la figura 50**

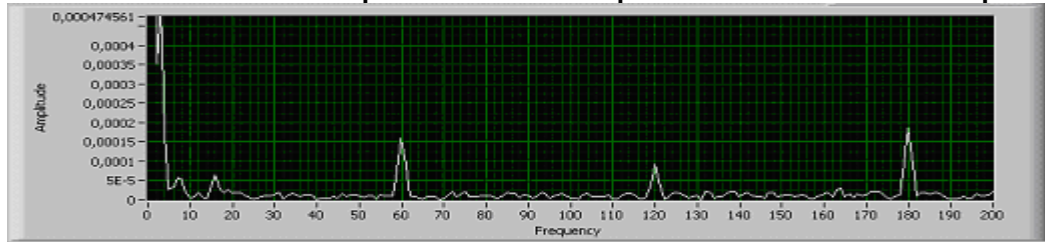


Las vibraciones del bloque como cuerpo rígido, corresponden a bajas frecuencias como se observa en la Figura 54, siendo significativas la frecuencia de encendido del motor, los dos armónicos siguientes a éste y los subarmónicos de la frecuencia de encendido.

Las vibraciones como cuerpo elástico se muestran en el dominio temporal mostrando la señal con mucho ruido, no deja que el pico de aceleración tenga una forma bien definida, por lo que los valores de aceleración del bloque como cuerpo rígido se encuentra enmascarada por estas frecuencias. Debido a que este ruido se encuentra en frecuencias en un rango bastante alejado de las frecuencias del bloque como cuerpo rígido, estas se eliminaron mediante un filtrado de alta frecuencia. Para este filtrado se aplicó un filtro pasa bajo tipo Butterworth de orden 4 a 200 Hz.

## b. Filtrado de 60 Hz

**Figura 55** Ruido de 60Hz tomado por el acelerómetro presente antes de realizar la prueba



Debido a que las fuerzas electrostáticas siempre se encuentran presentes en el ambiente de trabajo, como se observa en la Figura 55 (la frecuencia de 60 Hz a la que funciona el sistema eléctrico), se quitó esta frecuencia con los armónicos que ella genera.

**Figura 56** Ruido de 60Hz tomado por el acelerómetro durante la prueba



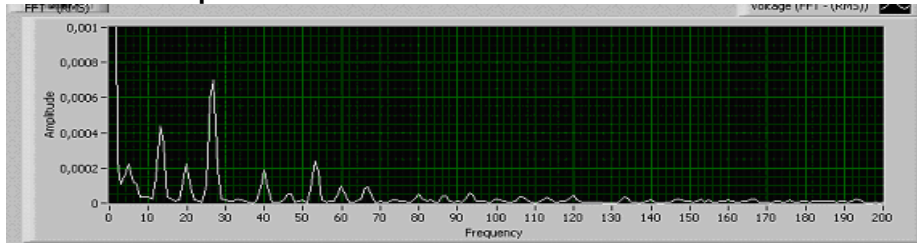
Al quitar esta señal se debió tener cuidado especial de no perturbar los armónicos de la frecuencia de encendido que se encuentran alrededor como se muestra en la Figura 56, ya que al modificar estos armónicos en su amplitud cambian la amplitud del pico de aceleración en la señal de tiempo. Para este filtrado se aplicó un filtro

banda de rechazo tipo butterworth de orden 4 entre 59 y 60 Hz.

### c. Filtrado de baja frecuencia

Debido a que hubo presente una frecuencia de DC, esta ocasionó un corrimiento del offset de la señal, la cual debe estar en 0 .

**Figura 57 Frecuencia DC presente en la medición de las vibraciones**



En la Figura 57 se observa que la frecuencia DC que interfiere con la señal es menor de 3 Hz, pero como se encuentran subarmónicos de la frecuencia de encendido cerca de este valor, para este caso se aplicó un filtro pasa alto de tipo butterworth de orden 4 a 1 Hz.

### 4.3 Tarjeta de adquisición de datos.

Los sistemas de adquisición de datos (DAQ) basados en PC y dispositivos insertables son usados en un amplio rango de aplicaciones en los laboratorios, en el campo y en una planta de manufactura. Para la medición de las vibraciones en el bloque se hace necesaria la adquisición de dos señales analógicas, correspondientes al acelerómetro y a la pinza piezoeléctrica, por lo que la tarjeta de adquisición debe poseer como mínimo 2 canales analógicos.

Debido a que la técnica hace parte del proyecto Diagma D100, y se realiza junto a otras técnicas de diagnóstico, esta tarjeta tiene 16 canales para señales analógicas y 16 canales para señales digitales.

#### **4.4 Interfaz gráfica en Labview**

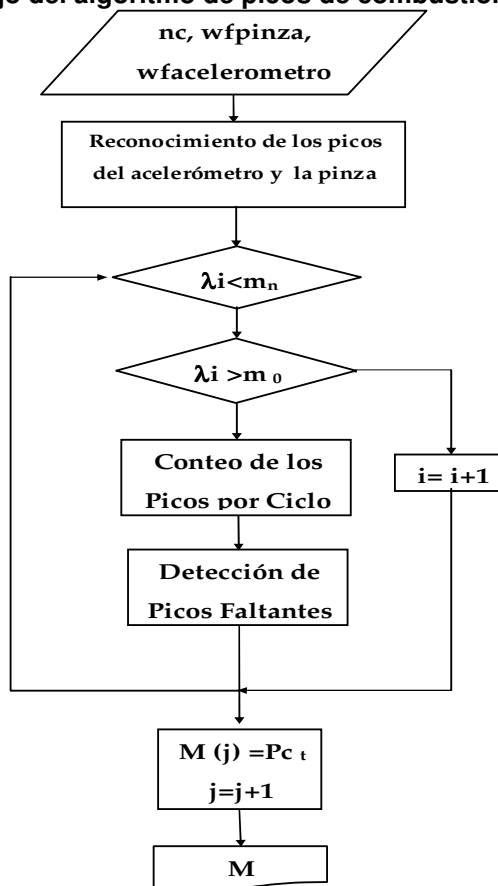
El análisis de las señales adquiridas por el acelerómetro y la pinza piezoeléctrica, se realiza mediante un programa de adquisición de datos Labview para mostrar resultados fáciles de analizar y en tiempo real, en este caso nos interesa comparar la amplitud de cada pico de combustión. Esta interfaz se describe con mayor precisión en el capítulo 5.

## 5. IMPLEMENTACIÓN DEL SOFTWARE DESARROLLADO EN LABVIEW

Para el análisis de la señal de aceleración obtenida por el acelerómetro y acondicionada por la tarjeta electrónica, se desarrollo un algoritmo en el programa de adquisición de datos, Labview, que muestra resultados fáciles de interpretar y en tiempo real.

### 5.1 ALGORITMO PARA DETERMINACIÓN DE LOS SALTOS DE ACELERACIÓN

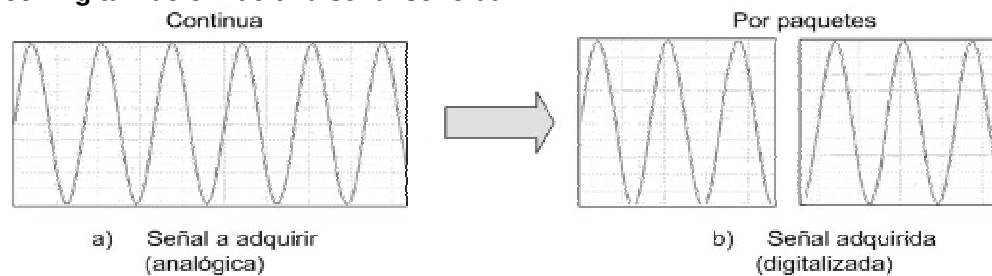
Figura 58 Diagrama de flujo del algoritmo de picos de combustión



Como se observó en la simulación del modelo teórico, se producen mayores aceleraciones en el bloque del motor cada vez que ocurre combustión dentro de un cilindro debido al aumento de presión que ella produce, pero si en algún caso no se produce combustión en algún cilindro, un pico de menor amplitud se produciría debido a que la expansión de los gases también producirán un salto. Teniendo en cuenta esto sabemos entonces que por cada ciclo termodinámico de un cilindro (2 vueltas del cigüeñal), se producirán tantos picos como número de cilindros tenga el motor. Con estas condiciones podemos analizar la señal siguiendo los pasos del diagrama de flujo mostrado en la Figura 58.

Señal de entrada:

**Figura 59 Digitalización de una señal senoidal**



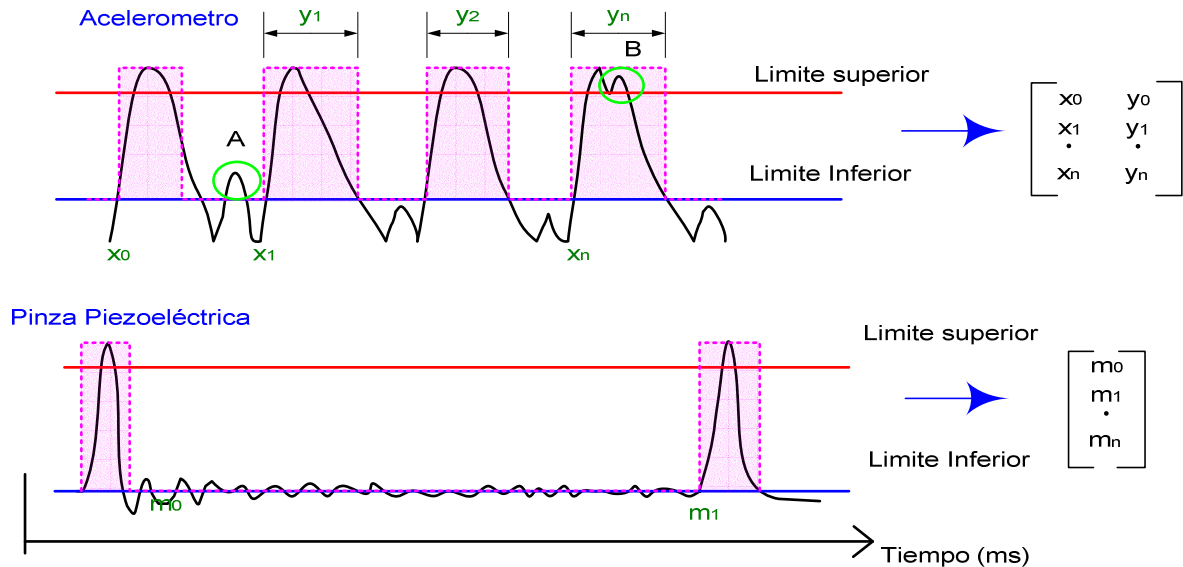
La información de la señal se recibe por paquetes (Figura 59), los datos contenidos en este paquete están determinados por la tasa de muestreo (en la interfaz se muestreó a 10000 Hz para que la señal tuviese la mayor cantidad de datos posibles), la cual nos indica cada cuanto tiempo se debe tomar la información de la señal y el número de muestras nos da el tamaño del paquete que va a llegar al PC. Este paquete de datos Labview lo toma como una “waveform” (wf) el cual es un cluster que contiene, un vector de datos por cada señal, el tiempo (t) en el que se comenzó a tomar los datos y el tiempo, dt (s), que hay entre cada dato del vector tomado, con estos dos últimos se puede relacionar los elementos del vector con el tiempo en el que se tomo el dato.

Debido a que la señal después de pasar por el hardware sale aún con ruido, se le hace un filtrado por software de los mismos tipos utilizados por hardware, para

obtener las componentes de la señal que se desea. (Ver sección 4.3 filtrado de la señal)

**Reconocimiento de los picos en las dos señales de entrada:**

**Figura 60 Reconocimiento de los picos de las señales**



este se hace con dos límites de tal forma que cuando la señal tiene una pendiente positiva, la cual se detecta al pasar por el límite inferior y luego por el límite superior, indica el comienzo de un pico y cuando tiene una pendiente negativa, es decir la señal pasa por el límite superior y luego por el inferior, indica el final del pico (Figura 60). Este reconocimiento se hace para evitar picos que no corresponden a la combustión en un cilindro sean tomados, tal como se puede observar el ejemplo en la Figura 60, el pico A que pasa por el limite inferior ya cae antes de pasar por el limite superior y el pico B que pasa por el limite superior sin pasar antes por el limite inferior.

Cuando se reconoce el pico se toma el índice del vector de la waveform en donde se inicia el pico ( $x_i$  para el acelerómetro y  $m_i$  para la pinza) y la duración del pico para el acelerómetro  $y_i$  (Figura 61). Estos datos se guardan en una matriz P en donde se tiene en la primera columna x y en la segunda columna y, y un vector

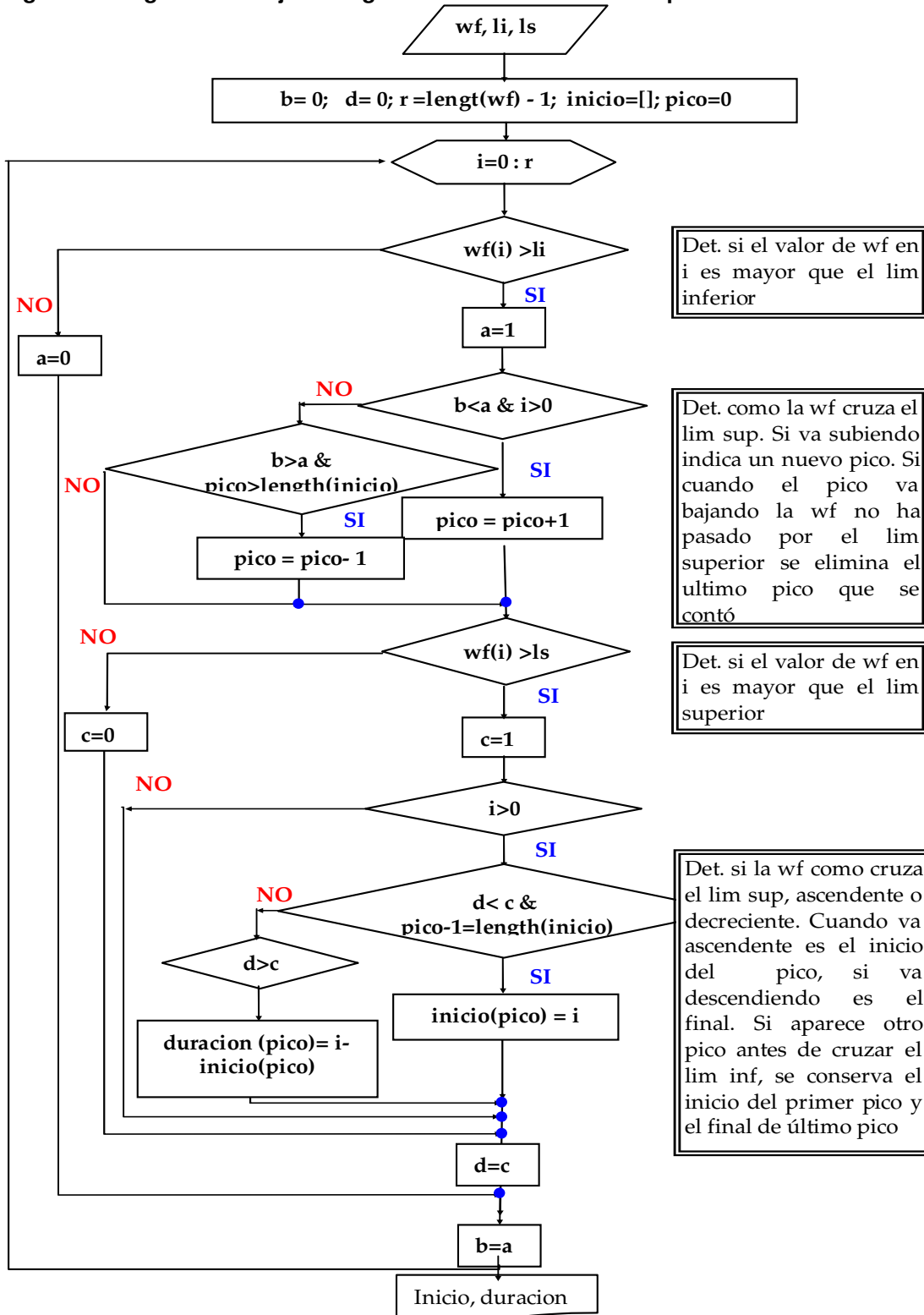
con los valores de  $m$ .

**Conteo de los picos encontrados por ciclo:**

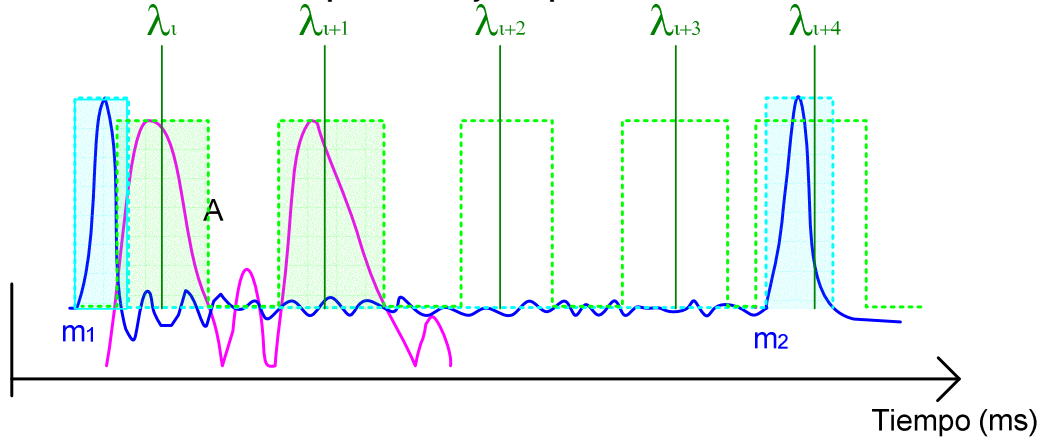
Los valores máximos de aceleración de los picos varían de acuerdo a la posición del acelerómetro en el bloque y de si algún cilindro presenta fallo, pero en todos los casos siempre deben presentarse tantos picos como número de cilindros tenga el motor, como ya se describió antes.

Debido a que los límites superior e inferior en la detección de picos se colocan con el máximo valor de aceleración encontrado en la señal, el nivel superior puede estar por encima de algunos picos y no serían detectados. También puede ocurrir que el pico del primer cilindro del ciclo se detecte un poco antes que el de la pinza piezoeléctrica (debido a desfases de las señales), por lo que se toma como valor representativo del pico el índice del valor de aceleración que se encuentra en el centro del pulso del acelerómetro, definido por  $\lambda_i = x_i + \frac{y_i}{2}$ , y se crea un vector con estos índices.

Figura 61 Diagrama de flujo del algoritmo: reconocimiento de picos

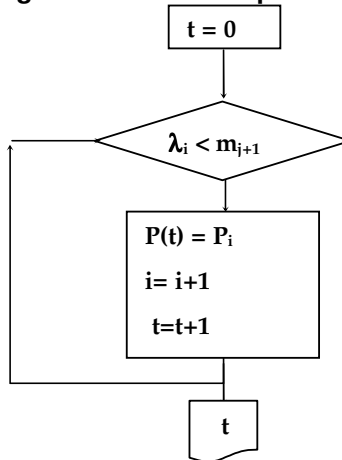


**Figura 62 Condiciones en las que se incluye un pico dentro de un ciclo**



Por facilidad de cálculos el análisis de la señal se hará para ciclos completos (2 vueltas del cigüeñal, es decir el tiempo entre cada dos pulsos de la pinza piezoeléctrica), por tanto, se eliminan todos los elementos del vector  $\lambda$  que aparecen antes del primer pico de la pinza ( $m_0$ ), y los que se encuentran después del último pico de la pinza ( $m_n$ ), del paquete de señal adquirido. Para determinar cuantos picos del acelerómetro se detectaron en cada ciclo, se toman la cantidad de índices  $\lambda$  que se hallaron dentro de un ciclo, es decir dos picos de la pinza piezoeléctrica seguidos ( $m_j, m_{j+1}$ ) como se ve en la Figura 62.

**Figura 63 Diagrama de flujo del algoritmo conteo de picos**



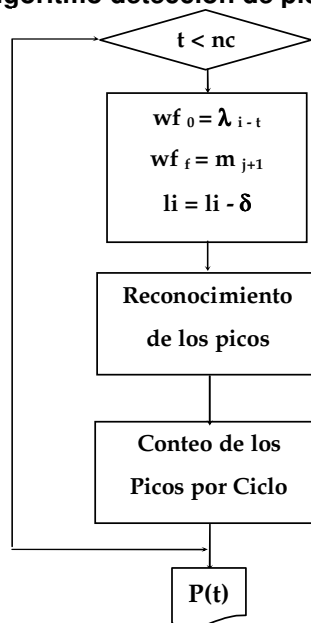
Para guardar los datos de los picos del acelerómetro, se crea inicialmente una matriz  $P_c$  de tamaño  $g \times h$ , donde  $g$  es el tamaño del vector de los picos de la

pinza ( $m$ ) menos 1, para indicar el número total de ciclos que se van a analizar y  $h$  el número de cilindros. Un ciclo tiene como límites al inicio el índice  $m_j$  y al final el índice  $m_{j+1}$ , entonces se tomarán los valores de  $\lambda$  que estén dentro de ese rango (Figura 63) y se coloca los valores de  $P$  correspondiente con el índice de  $\lambda$  dentro de la matriz  $P_c$  en la fila correspondiente al ciclo, luego se adiciona 1 al valor de  $i$  para tomar el siguiente valor de  $\lambda$  y se repite la comparación. Cuando  $\lambda$  es mayor que  $m_{j+1}$  se da por terminado el ciclo y se cuentan los elementos que se guardaron en la fila de  $P_c$ , si el número es mayor al número de cilindros se pasa al siguiente ciclo cambiando los límites y se realiza la misma comparación, sino se deben buscar los valores de  $P$  faltantes. Para el próximo ciclo los datos de  $P$  se guardan en la siguiente fila de  $P_c$ .

$nc$  = número de cilindros;  $i$  = posición en la matriz de  $\lambda$  ;  $j$  = posición en la matriz de  $m$ ;  $T$  = periodo de los picos del acelerómetro;  $n$  = índice del último elemento del vector de  $m$ ;  $t$  = picos que se han encontrado en un ciclo;  $P$  = pareja de  $x$  y  $y$  correspondiente a los picos encontrados.

**Detección de picos faltantes:**

**Figura 64 Diagrama de flujo del algoritmo detección de picos faltantes**

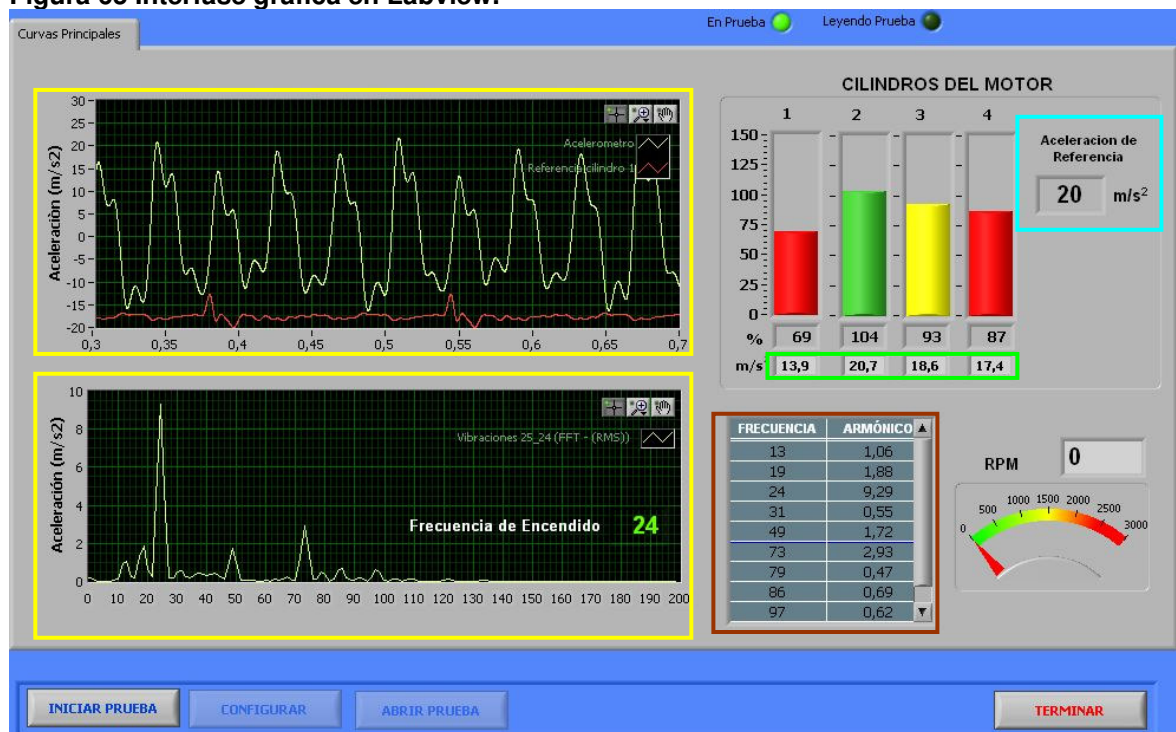


Si en el ciclo se encuentran un número de picos menor al número de cilindros del motor se deben determinar los índices faltantes. Para ellos se delimita la waveform del acelerómetro en donde hace falta el pico, entre los índices  $m_j$  y  $m_{j+1}$  del ciclo correspondiente. El nivel superior con el que se había realizado los cálculos anteriores se toma con un menor valor y se repiten los pasos anteriores hasta que se tengan el número de picos igual al número de cilindros. El diagrama de flujo de este procedimiento se muestra en la Figura 64.

En caso de no encontrar el pico se mostrara un error en pantalla en donde se deben tomar otra vez las mediciones.

## 5.2 INTERFASE GRÁFICA EN LABVIEW PARA EL INTERCAMBIO HOMBRE MÁQUINA

Figura 65 Interfase gráfica en Labview.



Para que el usuario del prototipo Diagma D100 pueda realizar el análisis de la señal de vibraciones del bloque, se realizó una interfase gráfica, la cual se

muestra en la Figura 65 en donde las señales de la aceleración y el pulso de inyección que se están adquiriendo se grafican en el dominio temporal y de frecuencia (ver recuadros amarillos de la Figura 65).

El valor de la aceleración de referencia para el motor al que se le esta haciendo la prueba, debe ser introducido antes de realizar la prueba por el usuario de la interfase (recuadro azul de la Figura 65).

Los porcentajes de aceleración con respecto a la aceleración de referencia, se muestran en forma de barras (Figura 65), las cuales cambian de color dependiendo del rango de funcionamiento en el que se encuentre el cilindro, es decir, si la magnitud de la aceleración se encuentra dentro de los límites permisibles la barra tendrá un color verde, cuando se encuentra dentro de los límites de alerta la barra será amarilla y dentro de los límites de alarma el color de la barra será rojo. Además se muestran los valores promedio de estos porcentajes a medida que se realiza la prueba en la parte inferior de las barras.

Para hallar el valor de la aceleración de referencia cuando se hacen pruebas con un motor nuevo, se tienen los valores de la aceleración máxima por pico de aceleración del cilindro, el cual se va mostrando el valor promedio a medida que se realiza la prueba (recuadro verde en la Figura 65).

Los valores de la frecuencia de encendido, sus armónicos y subarmónicos de la señal de aceleración se muestran en una tabla, con sus respectivas magnitudes de aceleración (recuadro café en la Figura 65).

## 6. METODOLOGÍA PARA LA EVALUACIÓN DE FALLAS EN MOTORES DIESEL ATRAVÉS DE VIBRACIONES

La metodología implementada para la evaluación de la combustión y compresión de motores Diesel, mediante el análisis de mediciones obtenidas con técnicas de procesamiento digital de señales en tiempo y frecuencia, se realizó con el prototipo Diagma D100 desarrollado por el Grupo de Investigación en Energía y Medio Ambiente GIEMA.

La metodología a seguir es muy sencilla debido al carácter no intrusivo de la técnica y que el equipo esta diseñado para la realización de esta prueba:

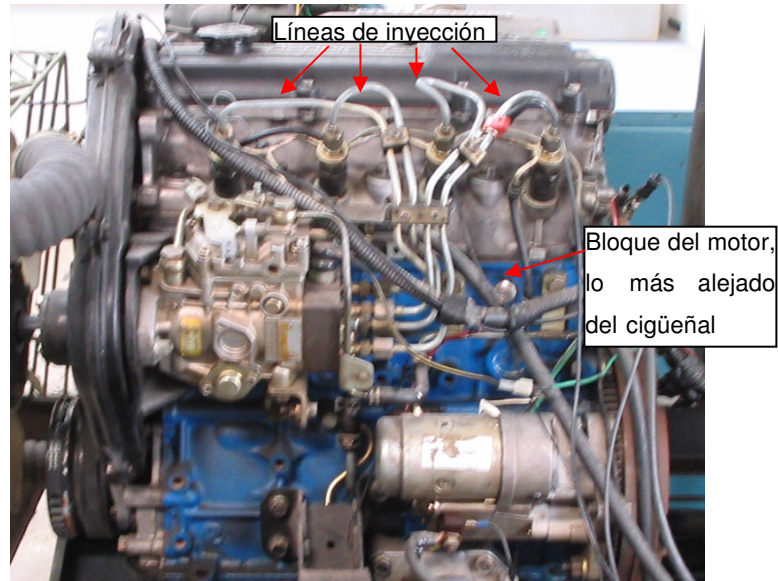
***Alistar y poner en disposición los elementos de la cadena de medición para adquirir la señal:***

Los componentes de la cadena de medición que se utilizan para el desarrollo de la técnica, fueron descritos y enumerados en el capítulo 4. A continuación se describirá la forma de conexión de estos elementos.

Los sensores que se utilizan en la técnica son:

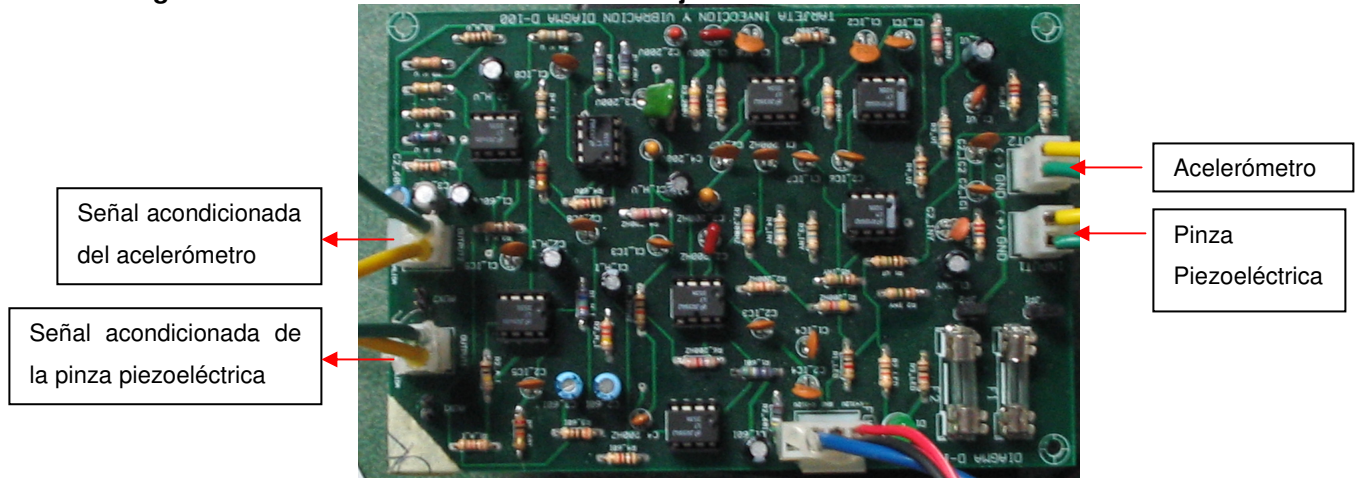
Un acelerómetro, que adquiere la señal de aceleración tangencial del bloque. El acelerómetro se coloca en la parte superior del bloque, lo más alejado posible del cigüeñal y perpendicular a éste (se obtiene la mayor amplitud de la aceleración), sobre una superficie lisa y plana para que el imán en el que esta montado el acelerómetro tenga una mejor adherencia al bloque pero teniendo cuidado de no colocarlo sobre superficies que vibren a frecuencias diferentes del bloque (tapas, tornillos) las cuales enmascaran la señal real de aceleración, ver Figura 66.

**Figura 66 Ubicación de los sensores en motor.**



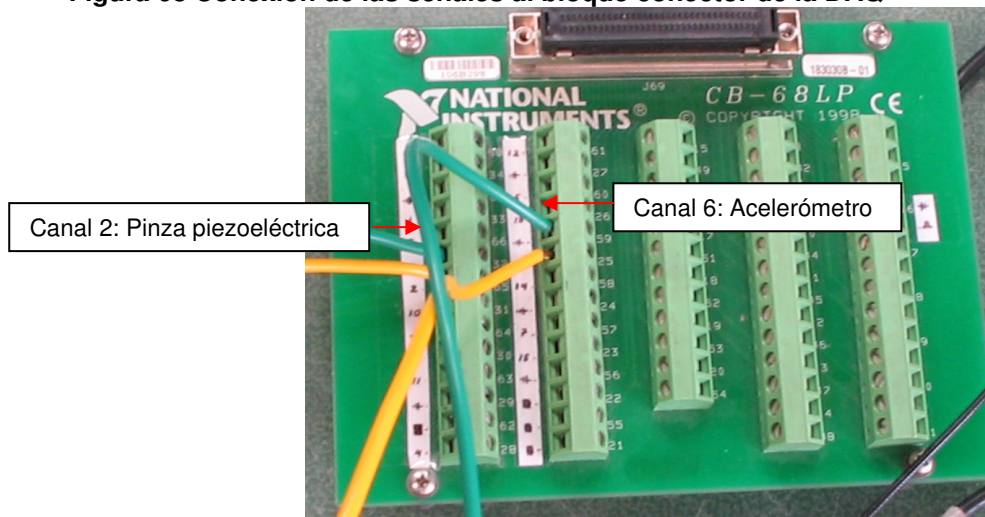
Una pinza piezoeléctrica, que adquiere la señal de presión en el tubo de inyección, de esta señal sólo nos interesa el pulso que aparece cada vez que se inyecta combustible en el cilindro, para tener referencia del cilindro que esta haciendo combustión. La pinza piezoeléctrica se coloca en el tubo de inyección del cilindro 1 en un tramo de tubería recta, ver **Figura 66**, hay que escoger la pinza que sea adecuada para el diámetro del tubo.

**Figura 67 Conexión de los sensores a la tarjeta de acondicionamiento de señal**



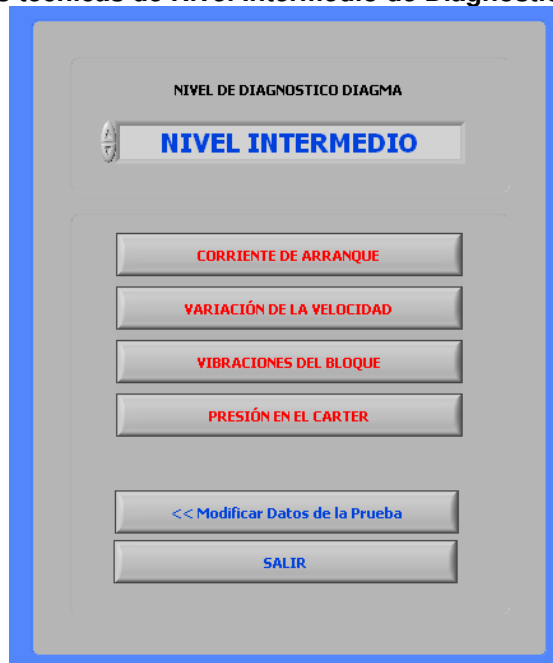
Los dos sensores se conectan a la tarjeta de acondicionamiento de señal como se muestra en la Figura 67.

**Figura 68 Conexión de las señales al bloque conector de la DAQ**



Las salidas de cada señal de la tarjeta de acondicionamiento de señal se conectan al bloque conector de la DAQ, la señal de aceleración acondicionada se conecta al canal 6 y la señal acondicionada de la presión del inyector se conecta al canal 2, como se muestra en la Figura 68.

**Figura 69 Ventana de las técnicas de Nivel Intermedio de Diagnóstico Diagma.**



Para ingresar a la interfase de análisis de las oscilaciones del bloque, se ingresa a la página principal del Diagma D100, se selecciona el nivel de diagnóstico Diagma

Intermedio y se ingresa a la técnica “*Vibraciones del Bloque*” (Figura 69).

***Encender el motor y mantenerlo en ralentí:***

Es necesario que la prueba se realice a una misma velocidad en motores del mismo modelo para poder realizar el diagnóstico, para que las condiciones a las que trabaja cada cilindro sean las mismas. La forma más confiable de tener este régimen es colocar el motor en ralentí, ya que el motor autorregula esta velocidad con el gobernador de la bomba de inyección.

Las frecuencias a las que el bloque se mueve como cuerpo rígido dependen del régimen del motor, por tanto a mayor velocidad del motor las frecuencias del bloque como cuerpo rígido se desplazan hacia la zona de ruido de la señal (frecuencias del bloque como cuerpo elástico, segundo armónico de la frecuencia de encendido cerca de la de 60 Hz). Si se trabaja a velocidades muy altas quedarían armónicos de la frecuencia de encendido por fuera de del rango que deja pasar la tarjeta de acondicionamiento de señal (ver sección 4.2), perdiéndose deformando considerablemente la señal de aceleración.

Cuando el motor trabaja en régimen reducido la acción de las fuerzas de inercia es inferior al de las fuerzas producidas por la presión para la producción del par que son las fuerzas que realmente nos interesan.

***Hacer la toma de la señal (cuestión de segundos):***

Se da iniciar prueba en la interfase hecha en Labview. Se encenderá el led verde de la leyenda “En Prueba”, durante los 30 segundos que demora la prueba. Al finalizar la toma de datos aparece una ventana para grabar el archivo con los datos tomados en la prueba en una carpeta con el día de prueba.

***El procesamiento de la señal:***

A medida que se realiza la prueba el software se va realizando el procesamiento

de la señal, hallando el porcentaje de la aceleración de cada cilindro con respecto a la de referencia del motor, mostrando en que condiciones de funcionamiento se encuentra mediante los colores de las barras (verde: buenas condiciones; amarillo: en alerta; rojo: en alarma).

***El resultado (Datos de salida) y diagnóstico***, se obtienen en el dominio del tiempo y de frecuencia arrojados por el software y su interpretación para diagnóstico se explica en la sección 5.2.

## **6.1 ANÁLISIS DE LA SEÑAL**

La señal que se obtiene se puede muestra de dos formas, la onda de la aceleración en el dominio del tiempo, y el espectro de frecuencias de los valores RMS de la aceleración.

### ***6.1.1 El dominio tiempo***

Aunque la señal de aceleración no es similar a la del par cuando existe un fallo, no significa que no se pueda extraer información de ella. Debido a que la aceleración es proporcional a la presión dentro del cilindro a las fuerzas de inercia y a las fuerzas reactivas de amortiguación de los anclajes, como se vio en la sección 3.1, cuando ocurre una deficiencia de presión dentro de la cámara de combustión la aceleración del bloque es menor. Esta disminución en la presión del cilindro con respecto a la que debe tener en condiciones de operación normales del motor, ocurre cuando se tienen fallos en la compresión por no tener buena hermeticidad de la cámara o deficiencias en la combustión, cuyos factores se recopilaron en el la sección 2.2.

Para determinar la zona en que está funcionando el cilindro, se debe realizar una prueba a un motor nuevo del mismo modelo al que se le quiere realizar el diagnóstico. Se tomará la aceleración del bloque que debe tener el motor en condiciones normales de funcionamiento. Este valor debe ser guardado y cargado

en el software cada vez que se quiera realizar el diagnóstico de motores del mismo modelo. La diferencia de la aceleración tomada con respecto a la guardada del motor nuevo, se muestra en porcentajes y se compara con los límites de alarma y alerta del motor del mismo modelo.

### **6.1.2 El dominio de frecuencia**

Al analizar el espectro se debe esperar que la frecuencia más baja corresponda a la frecuencia de encendido del motor, (la frecuencia de encendido es la frecuencia con la que ocurre la combustión en los cilindros en el motor), pero con fallos de combustión o compresión el cilindro que este fallando tendrá una frecuencia de encendido menor que la de los demás cilindros, y corresponderá a un subarmónico de la frecuencia fundamental de encendido.

Se puede decir entonces que cuando aparecen subarmónicos de la frecuencia de encendido en el espectro de frecuencias existe desigualdad de funcionamiento entre los cilindros. Esta forma de análisis no indica en cual de los cilindros ocurre el fallo.

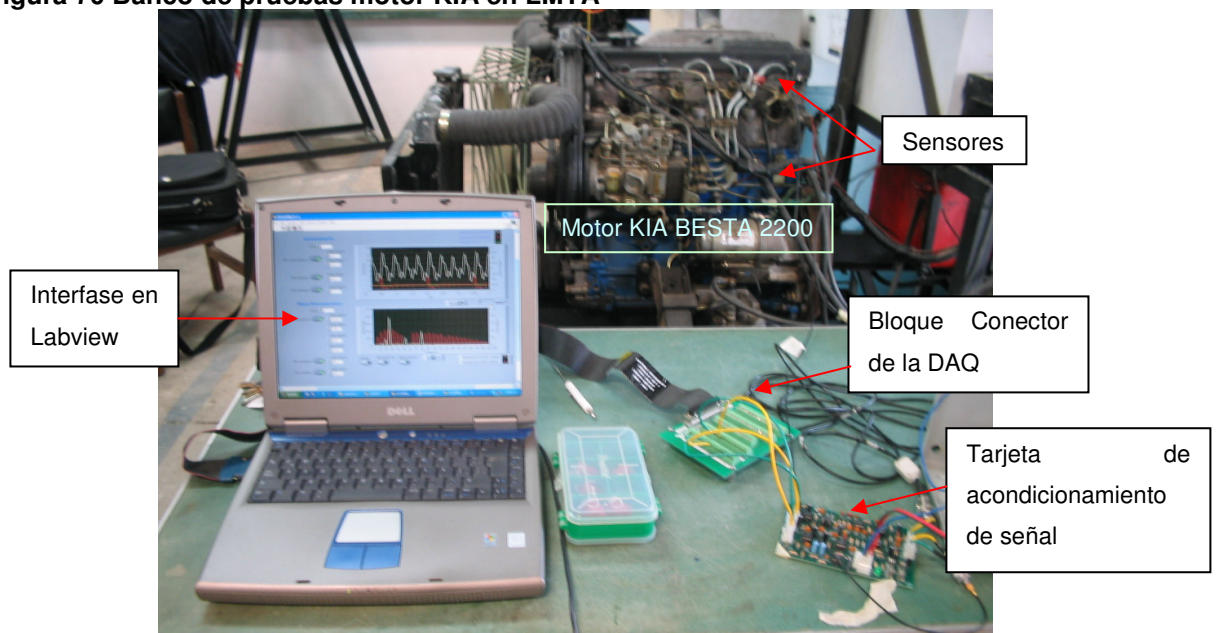
## 7. ENSAYOS EXPERIMENTALES

Para comprobar la señal de la aceleración del bloque que se obtiene con el prototipo Diagma D100 y el potencial para hacer diagnóstico de fallos de combustión y compresión del motor Diesel, se realizaron pruebas a nivel de laboratorio que nos permitiera manejar fácilmente condiciones de trabajo reales y a nivel de trabajo de campo en las condiciones en donde trabajaría normalmente el equipo.

### 7.1 ENSAYOS DE LABORATORIO

#### 7.1.1 Cadena de medición empleada y características del motor

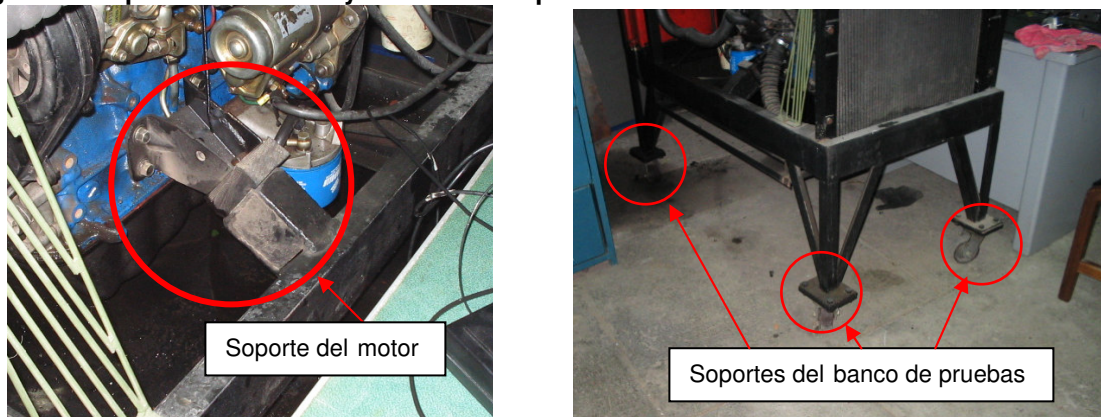
Figura 70 Banco de pruebas motor KIA en LMTA



Las pruebas en el laboratorio de Máquinas Térmicas Alternativas (LMTA) de la UIS se realizaron con la cadena de medición descrita en el capítulo 4 de esta tesis de grado y con un motor diesel KIA BESTA (Figura 70), con las siguientes características:

Motor de 4 cilindros en línea, Inyección indirecta, Orden de encendido 1-3-4-2, Velocidad Angular de  $725 \pm 25$  rpm. (Ver otras especificaciones en el Anexo A)

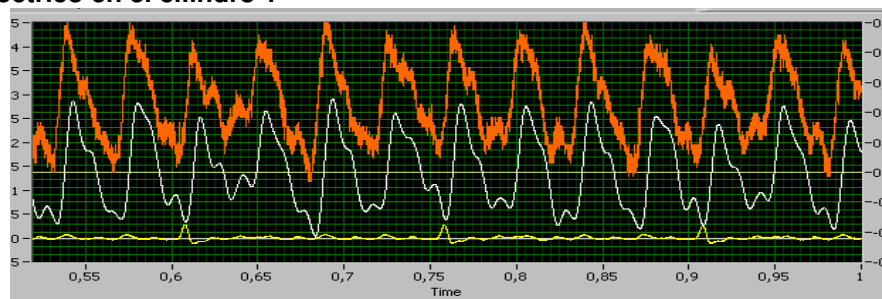
**Figura 71 Soportes del motor y del banco de pruebas del motor KIA**



En cuanto al montaje que tiene el motor podemos observar que se encuentra apoyado por dos soportes elásticos a cada lado del motor y el banco sobre cuatro ruedas, como se muestran en la Figura 71. Esta disposición del montaje no amortigua la vibración del motor, por lo que el motor presenta una alta vibración y ruido.

Durante la realización de las pruebas, el laboratorio estuvo afectado por mucho ruido en el ambiente, una onda senoidal con frecuencia de 60 hz procedente del sistema eléctrico y una onda de baja frecuencia que produce una oscilación de la señal alrededor del offset 0.

**Figura 72 Pantalla en Labview de la señal tomada por el equipo Diagma D-100. Referencia del piezoeléctrico en el cilindro 1**



A pesar de ser filtrada por hardware este ruido seguía apareciendo y se hizo

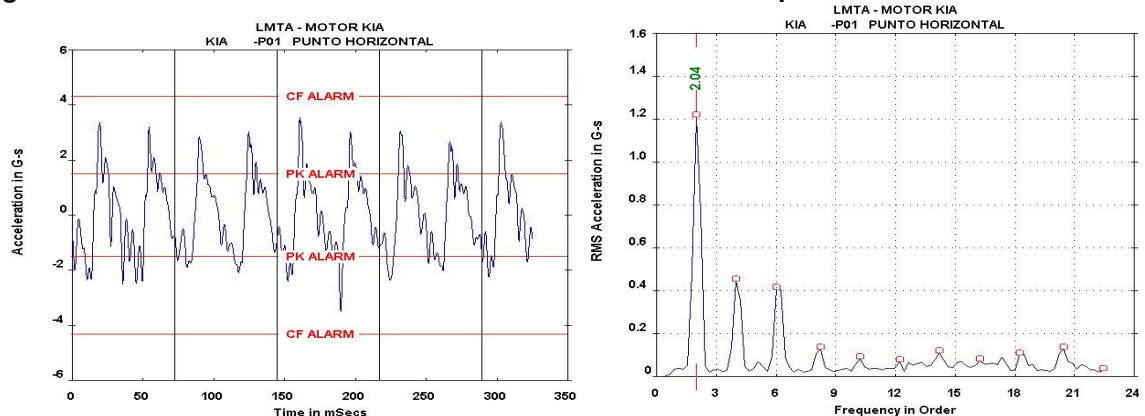
necesario el filtrado por software como puede verse en la Figura 72, donde la señal en color naranja tiene el acondicionamiento por hardware y la señal de color blanco tiene el filtrado adicional por software.

**Figura 73 Analizador de vibraciones patrón**



Además uno de los objetivos es escalar los valores de voltaje (V) que se obtienen en el prototipo Diagma D100 con el equipo de medición de vibraciones patrón (Figura 73) utilizado para hacer análisis de vibraciones, este equipo muestra el espectro en frecuencia y en tiempo de la señal de aceleración tomada sin un acondicionamiento de señal.

**Figura 74 Graficas de resultados del analizador de vibraciones patrón**



Para dar el valor de escala a la señal que se obtiene se tomó la señal de aceleración en el bloque del motor, se toman los datos de valores pico de la aceleración [g] (Figura 74).

**Tabla 3 Datos para escalar la aceleración tomada con el equipo Diagma D100**

	Aceleración (m/s <sup>2</sup> )	Voltaje (V)	Factor
1º Armónico: 26.4 Hz	9.35	0.35	26.71
2º Armónico: 53.29 Hz	4.23	0.15	28.2
3º Armónico: 80.11 Hz	5.68	0.18	31.56
¾ Armónico: 19.84 Hz	15.342	0.06	25.57
Promedio			28.01
Desviación estándar			2,60
Varianza			6,76

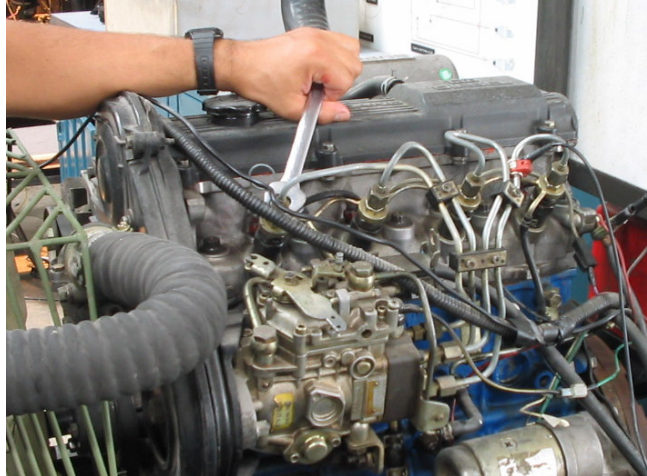
Con los resultados tomados con el analizador de vibraciones patrón se realizaron varias pruebas, de los cuales se halló el promedio de los valores obtenidos, estos se encuentran consignados en la columna izquierda (aceleración) de la Tabla 3 y los datos tomados con el equipo Diagma en la columna de voltaje V, para el mismo punto a una velocidad fija del motor. Asumiendo que la relación entre el voltaje y la aceleración es lineal, se halla el factor de conversión dividiendo el valor de la aceleración entre el voltaje.

Hay que tener en cuenta que el valor de la aceleración no afecta en nada el resultado de la evaluación de combustión de compresión y combustión ya que son medidas relativas y se evalúa por medio del porcentaje del salto de aceleración con el valor de referencia.

### **7.1.2 Pruebas con fallo de combustión simulado**

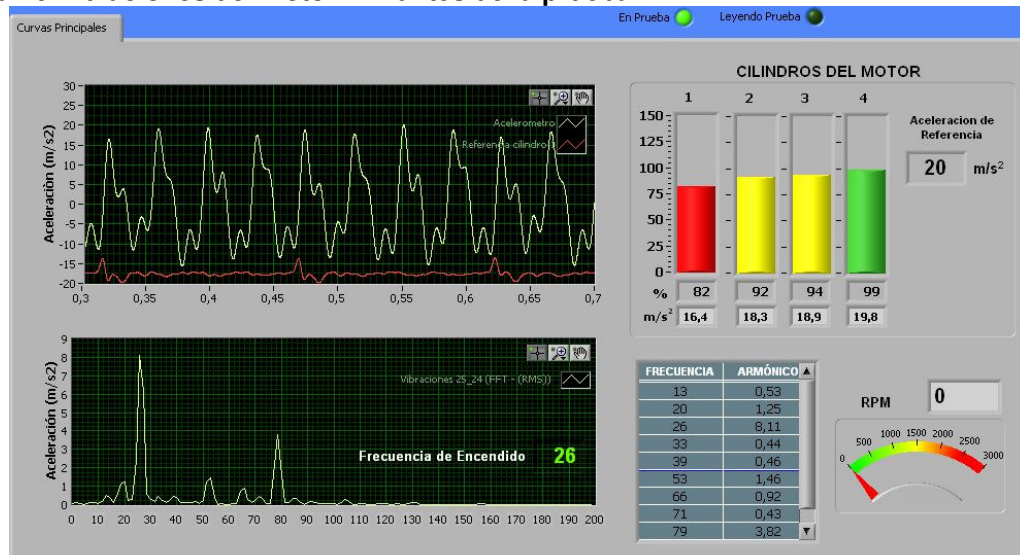
Se tomaron como datos la aceleración tangencial medida por el acelerómetro y la señal de referencia de la pinza piezoeléctrica y aunque la interfase de Labview muestra la velocidad angular del motor, la evaluación se puede realizar perfectamente sin esta medida ahorrándonos así un canal de adquisición de señal.

**Figura 75 Simulación de un fallo de combustión en un motor Diesel**



Las pruebas se realizaron simulando fallos de combustión en los cilindros del motor, aflojando la tuerca de los inyectores, como se muestra en la Figura 75, hasta que se aprecia el goteo del combustible.

**Figura 76 Vibraciones del motor KIA antes de la prueba.**



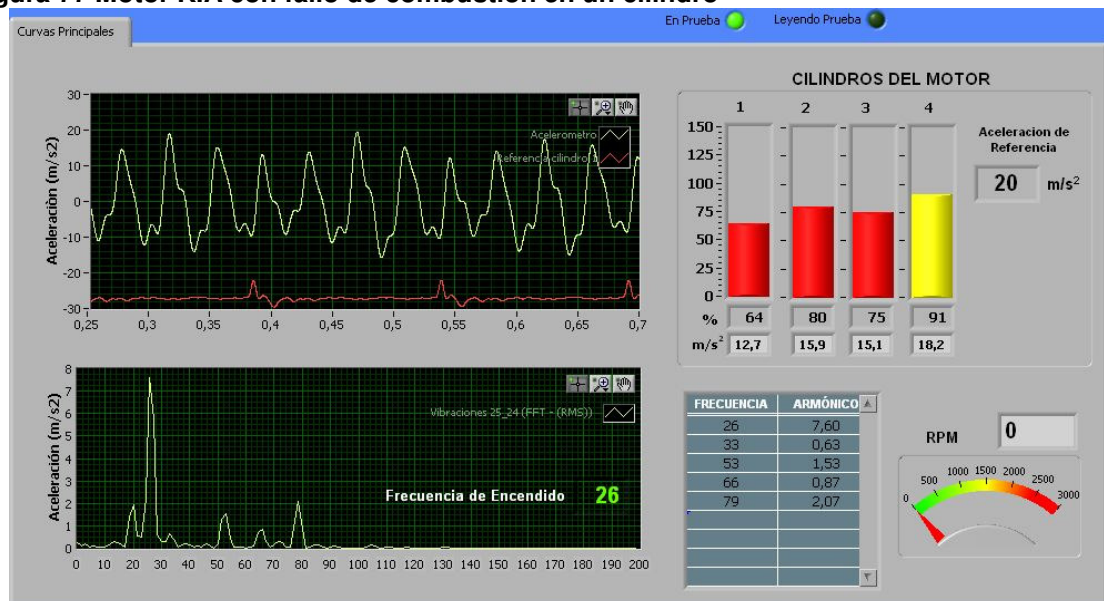
Las pruebas se realizaron en el motor KIA cuyas vibraciones antes de las pruebas se muestran en la Figura 76 en régimen ralenti; estos saltos no tienen una amplitud igual en el dominio del tiempo para todos los cilindros, ya que el motor tiene varios años de uso y sus cilindros ya no funcionan iguales entre si, notándose problemas en el cilindro 1 el cual tiene la menor amplitud con respecto

a los otros cilindros. El valor que se tomó como aceleración de referencia es  $20 \text{ m/s}^2$  ya que durante las pruebas realizadas, este fue el máximo valor de aceleración con que presentó el motor. Este valor no es utilizable para pruebas con otros motores del mismo modelo ya que el montaje del motor es diferente a cuando se encuentra montado en el automotor, sólo tiene dos soportes uno a cada lado y el tubo de escape no está fijo a una estructura y le induce vibración al motor.

En el espectro de frecuencia se observa un subarmónico a  $\frac{3}{4}$  de la frecuencia de encendido del motor que corrobora la desigualdad en el funcionamiento con uno de los cilindros.

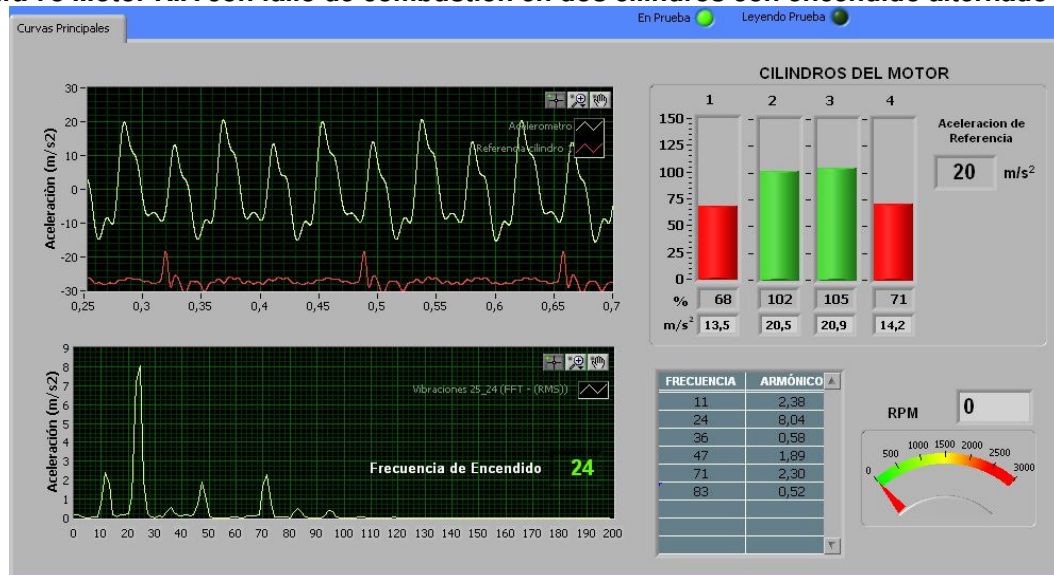
Se realizaron fallos de combustión en diferentes cilindros para observar el comportamiento de la aceleración con respecto a estos fallos. El fallo de combustión simulado consistió en aflojar la tuerca del inyector hasta que el combustible fugado se pulverizase en el momento de la inyección y poder apreciar los cambios que se producían por la falla, ya que el motor en sus condiciones iniciales ya tenía problemas.

**Figura 77 Motor KIA con fallo de combustión en un cilindro**



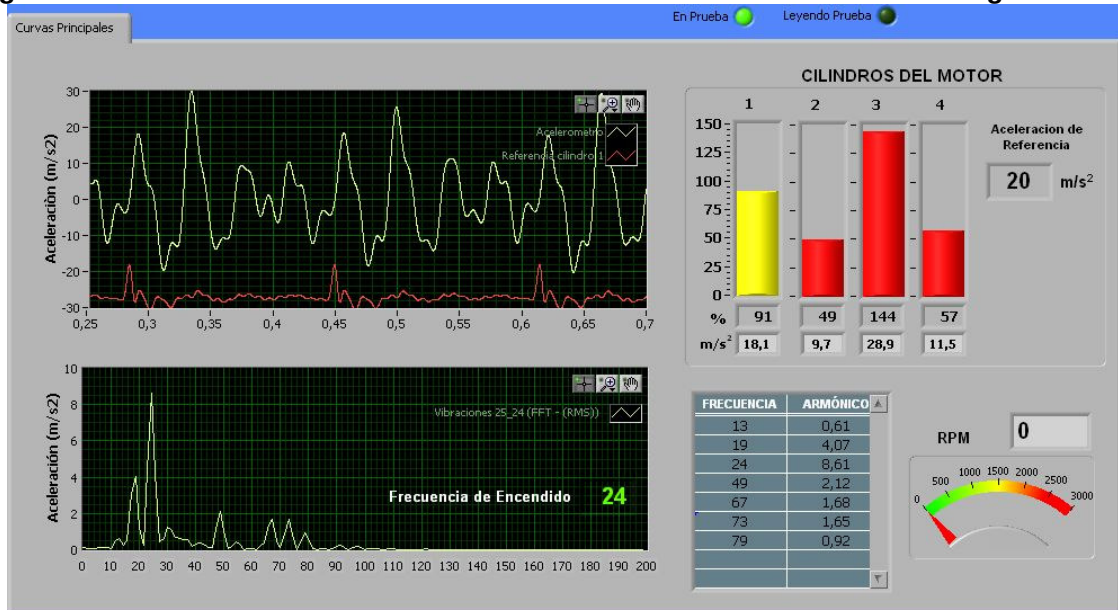
El inyector en donde se aflojó la tuerca fue la correspondiente al cilindro 1, el cual presenta más baja magnitud, como se observa en la Figura 77, este salto de aceleración del cilindro 1 disminuyó con respecto a su valor antes de provocar el fallo en el motor, los valores de los otros saltos de aceleración también disminuyen, pero el cilindro 1 muestra que presenta la peor condición. En cuanto al espectro de frecuencia, la frecuencia de encendido del motor se mantiene igual y comienza a pronunciarse más claramente el subarmónico a  $\frac{3}{4}$  de la frecuencia de encendido, para indicar una desigualdad más pronunciada entre los cilindros.

**Figura 78 Motor KIA con fallo de combustión en dos cilindros con encendido alternado**



En la Figura 78 se muestra el comportamiento con fallos provocados en dos cilindros de encendido alternado, los cilindros 1 y 4, cuyos valores de aceleración bajaron considerablemente de los iniciales, sin fallos, y con respecto a los otros dos cilindros se puede apreciar muy bien la diferencia de magnitudes. De nuevo se observa claramente que los cilindros que presentan la peor condición tienen el menor salto de aceleración. En cuanto al espectro en frecuencia, la frecuencia de encendido del motor comienza a afectarse y se aprecia un subarmónico a  $\frac{1}{2}$  de la frecuencia de encendido, ya que hay dos cilindros fallando.

**Figura 79 Motor KIA con fallo de combustión en dos cilindros con encendido seguido**



El comportamiento de la aceleración con fallo provocado en dos cilindros con encendido seguido 2 y 4, se muestra en la Figura 79. Los cilindros en los que se presento el fallo tuvieron una aceleración considerablemente menor que sin fallos, pero a su vez afectaron los saltos de aceleración de los otros dos cilindros, ya que estos aumentaron sus amplitudes en mayor proporción que en los fallos anteriores. En el espectro de frecuencia la frecuencia de encendido disminuyó y el subarmónico que aumento su amplitud es el correspondiente a  $\frac{3}{4}$  de la frecuencia de encendido.

## 7.2 PRUEBAS EN CAMPO

Para realizar el análisis de la combustión y compresión del motor Diesel, se realizaron pruebas en Codiesel y Campesa, que son los distribuidores de los motores NPR de Chevrolet los cuales se identificaron como los motores representativos del transporte automotor de la ciudad de Bucaramanga y se tomaron en un motor NKR utilizado para camiones y microbuses (Figura 80).

**Figura 80 Motores en que se realizaron pruebas de campo.**



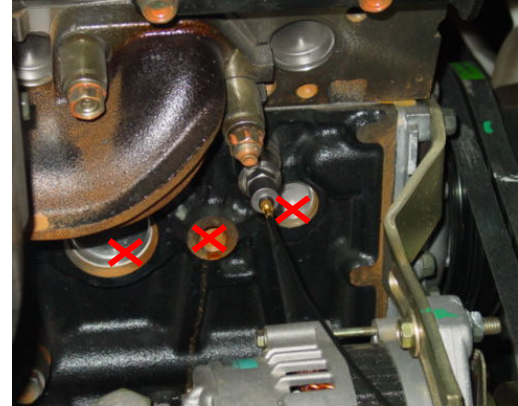
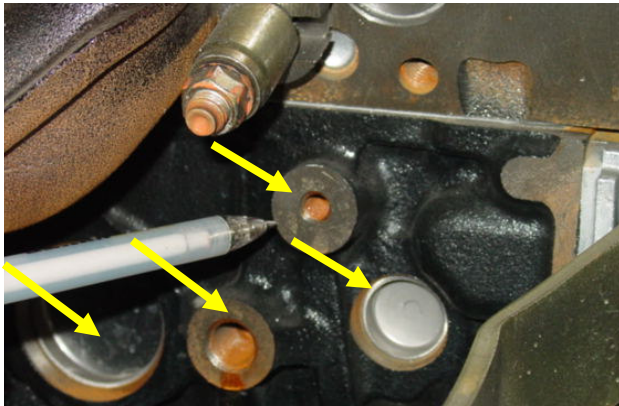
**a) NPR 4HG1T**



**b) NKR 4JB1**

La prueba se realizó de acuerdo a la metodología que se había estipulado en el capítulo 6.

**Figura 81 Colocación del acelerómetro en el bloque.**



Se colocó el acelerómetro en un lugar del bloque lo más alejado posible del cigüeñal, con una superficie lisa que permitía una mejor adherencia del imán (Figura 81), pero teniendo cuidado en que no fuesen superficies que vibren a una frecuencia diferente a la del bloque y enmascaren la señal de aceleración del bloque.

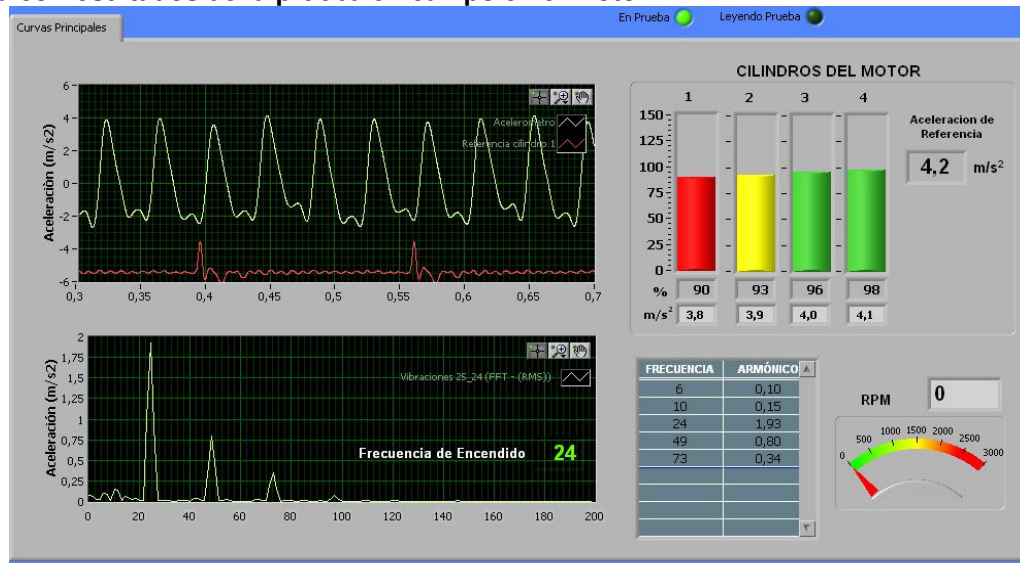
**Figura 82 Colocación de la pinza piezoeléctrica en uno de los tubos de inyección de combustible para referencia**



La pinza piezoeléctrica se colocó en uno de los tubos de inyección, como se muestra en la Figura 82. Después de tomar la señal durante 30 segundos, el software del equipo toma las medidas de los picos de aceleración y hace la comprobación de la medida con el valor de un motor nuevo, pero en este caso tomamos el valor de la aceleración de este motor como patrón, para hacer la evaluación de otros motores.

En este motor se observa que el valor de referencia de  $4.2 \text{ m/s}^2$  es menor que el del KIA a pesar de tener mayor potencia, pero como ya se había mencionado en la sección 6.1.1 este valor depende del montaje del motor.

**Figura 83 Resultados de la prueba en campo en el motor NPR**



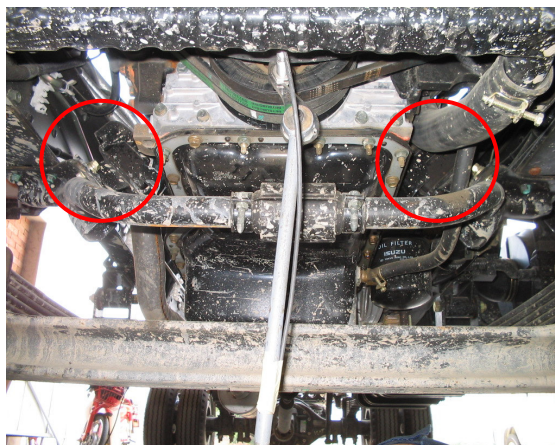
**Figura 84 Montaje del motor NPR 4HG1T en el chasis.**



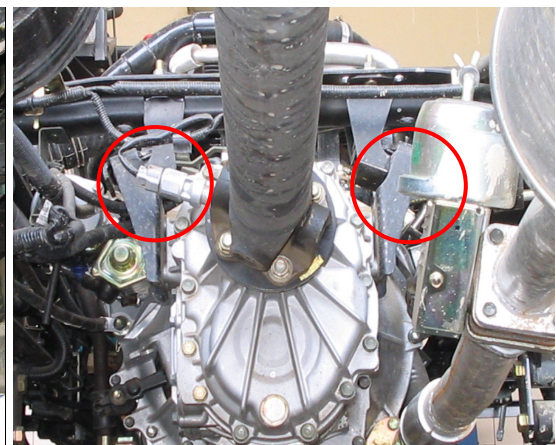
Soporte



Barra de amortiguación entre soportes delanteros



Soporte a cada lado del motor



Soporte a cada lado de la transmisión

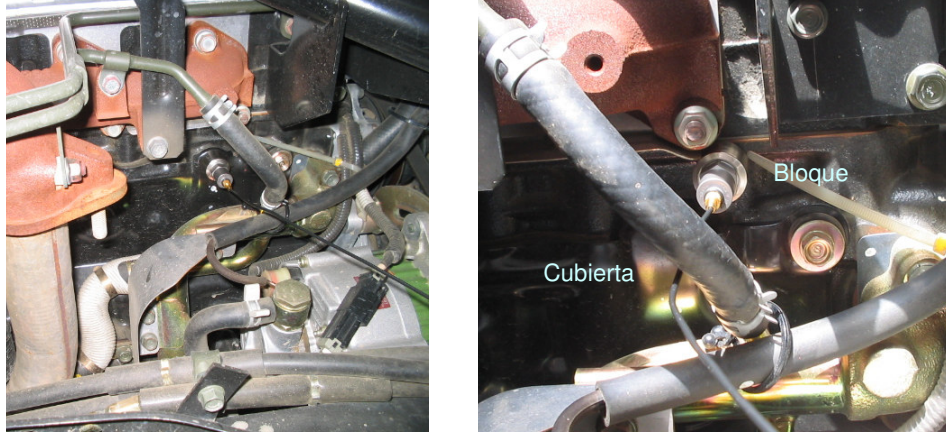
En la

Figura 84 se observan los soportes que tiene el motor en el chasis, 2 a cada lado del motor, 2 a cada lado de la transmisión, y una barra de amortiguación entre los dos soportes delanteros. Todos ellos crean un par de reacción que se opone a la oscilación del motor, por esto la aceleración del motor es menor a pesar de tener una mayor potencia.

Se realizaron pruebas en un motor NKR 4JB1 utilizando la misma metodología

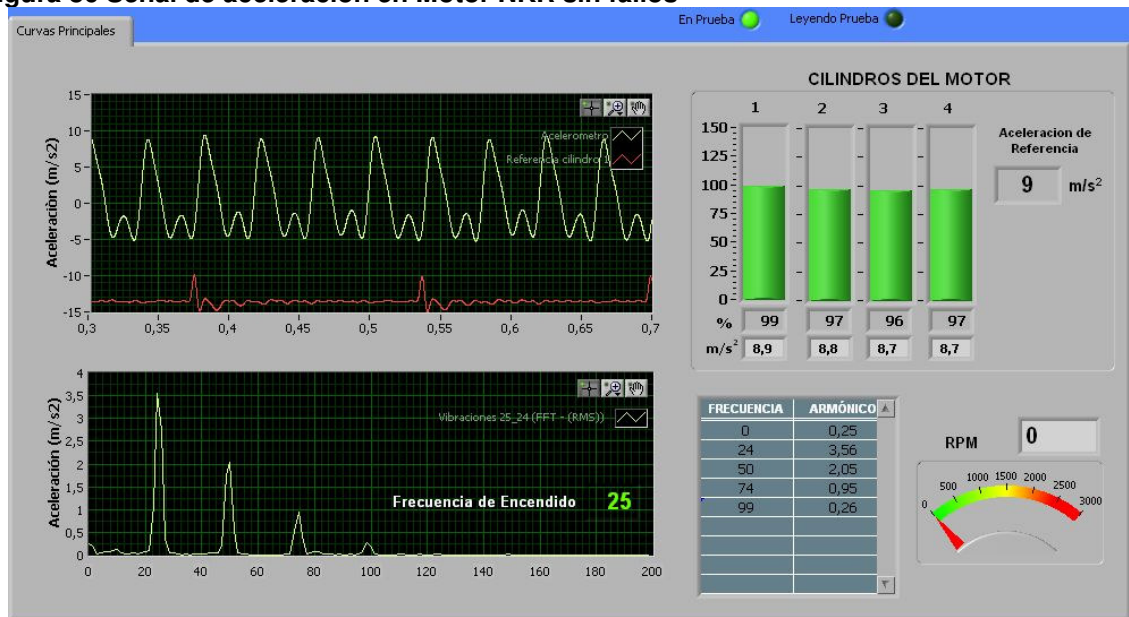
descrita en el capítulo 6.

**Figura 85 Posición del acelerómetro en el motor NKR 4JB1**



Para la realización de la prueba en el motor NKR 4JB1 la colocación del acelerómetro resultó mas complicada por la presencia de una cubierta que tapa casi todo el bloque y que las partes planas eran muy reducidas ( Figura 85), por lo que se tenía que inspeccionar que el imán del acelerómetro no se torciera o bajase de su posición.

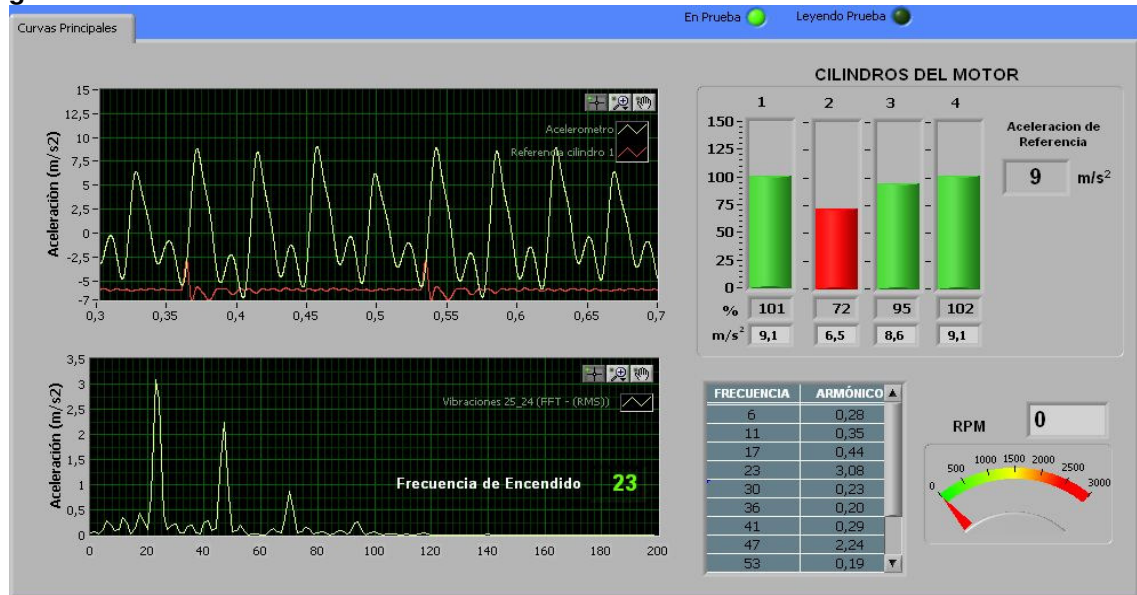
**Figura 86 Señal de aceleración en Motor NKR sin fallos**



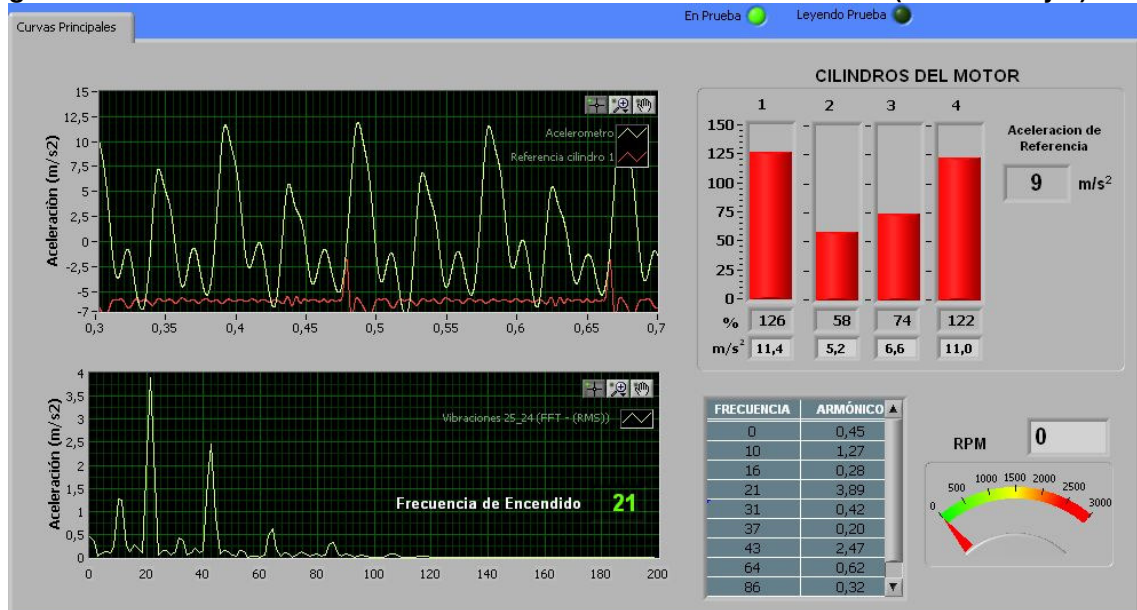
El motor NKR de la prueba se encontraba en óptimas condiciones de funcionamiento, como se puede observar en la Figura 86 no hay diferencia

considerable de funcionamiento entre sus cilindros.

**Figura 87 Motor NKR con fallo en el cilindro 2**



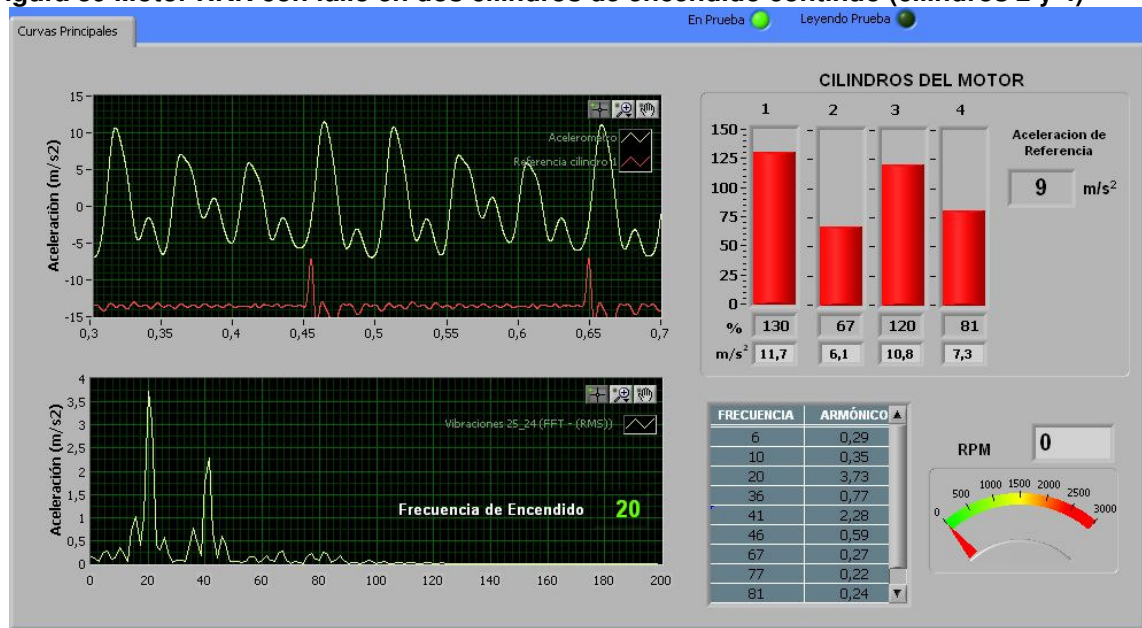
**Figura 88 Motor NKR con fallo en dos cilindros de encendido alternado (cilindros 2 y 3)**



También se hicieron simulaciones de fallos de combustión al motor NKR donde se aprecian las fallas de manera más visible. Los valores de aceleración de los cilindros con fallo disminuyen su valor absoluto de aceleración, como se puede observar en la Figura 87, la Figura 88 y la Figura 89, aunque no se mantienen los

valores de los cilindros en buenas condiciones.

**Figura 89 Motor NKR con fallo en dos cilindros de encendido continuo (cilindros 2 y 4)**



Esto se debe a que los motores Diesel tienen un funcionamiento inestable aún si se inyecta una cantidad de combustible fija por cilindro y por ciclo, y si trabajan en vacío, en efecto, al tener muy poco trabajo de bombeo (el trabajo que el motor debe realizar para renovar la carga de aire en los cilindros) es muy difícil de mantener un régimen estable y no es suficiente para que el motor encuentre un régimen de equilibrio. Para salvar el problema de inestabilidad, los motores Diesel tienen sistemas reguladores de velocidad adosados a su bomba inyectora, estos suelen tener una serie de mecanismos gobernados por un sistema de contrapesos centrífugos que se encargan de que la bomba inyectora inyecte más combustible cuando el régimen aumenta. Como al presentarse el fallo la velocidad angular del motor tiene una pendiente ascendente y esta cae al ocurrir el fallo, el regulador de la bomba responde a la orden de inyectar menos combustible al cilindro posterior al fallo ya que el tiempo de respuesta de la bomba de inyección no es tan alto. Esto hace que haya diferencia de cantidad de combustible inyectado por cilindro para mantener la velocidad que se requiere del motor y la aceleración por el pico de combustión entonces varía.

En la Figura 88 y la Figura 89 se simularon algunos fallos aflojando dos inyectores en la figura 81 en dos cilindros con orden de encendido alternado, el cilindro 2 y 3 y en la figura 82 con orden de encendido consecutivo, el cilindro 2 y 4. En ambos casos los cilindros que presentaron fallas disminuyeron su valor de aceleración y los que estaban en buen estado aumentaron su valor, notándose que los cilindros en peores condiciones siempre tienen su valor de aceleración por debajo del valor de referencia.

En este motor la aceleración de referencia que se encontró es mayor que en el caso del NPR y menor que en el del KIA, sabiendo que el motor NPR es el de mayor potencia y el KIA el de más baja potencia. Esta diferencia se los motores tienen diferentes montajes, lo cual influye en la magnitud de la aceleración del bloque.

### **7.3 Límites de alerta y alarma para un motor representativo Diesel**

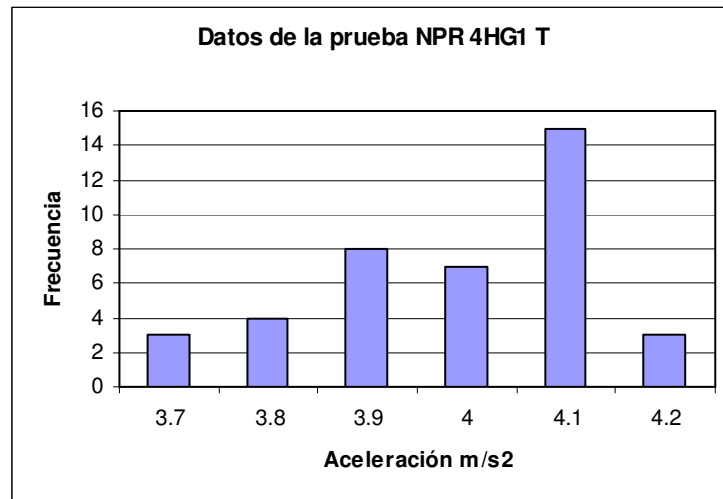
La evaluación de la combustión y compresión del motor se realiza por medio de niveles que nos indican cuando los saltos de aceleración se salen de sus magnitudes normales, que como hemos visto en las pruebas anteriores, los cilindros en los que se presenta la falla, disminuyen en mayor escala su amplitud comparado con los demás cilindros a los que no se les ha modificado su funcionamiento.

**Figura 90 Posición del acelerómetro en el motor NPR**



Para la determinación de los límites de alerta y alarma de un motor representativo, se tomaron las pruebas realizadas al motor NPR, de donde se halló la aceleración máxima que presentaban los saltos de aceleración en el régimen ralentí (750 rpm), este valor al cual se ha venido llamando aceleración de referencia, debe ser el valor de aceleración que todos los cilindros deben tener si el motor se encuentra en buen estado. Para el caso del NPR se colocó el acelerómetro lo más alejado posible del cigüeñal como se observa en la Figura 90, lo cual se debe tener en cuenta para realizar las mediciones de este mismo motor en otros automotores.

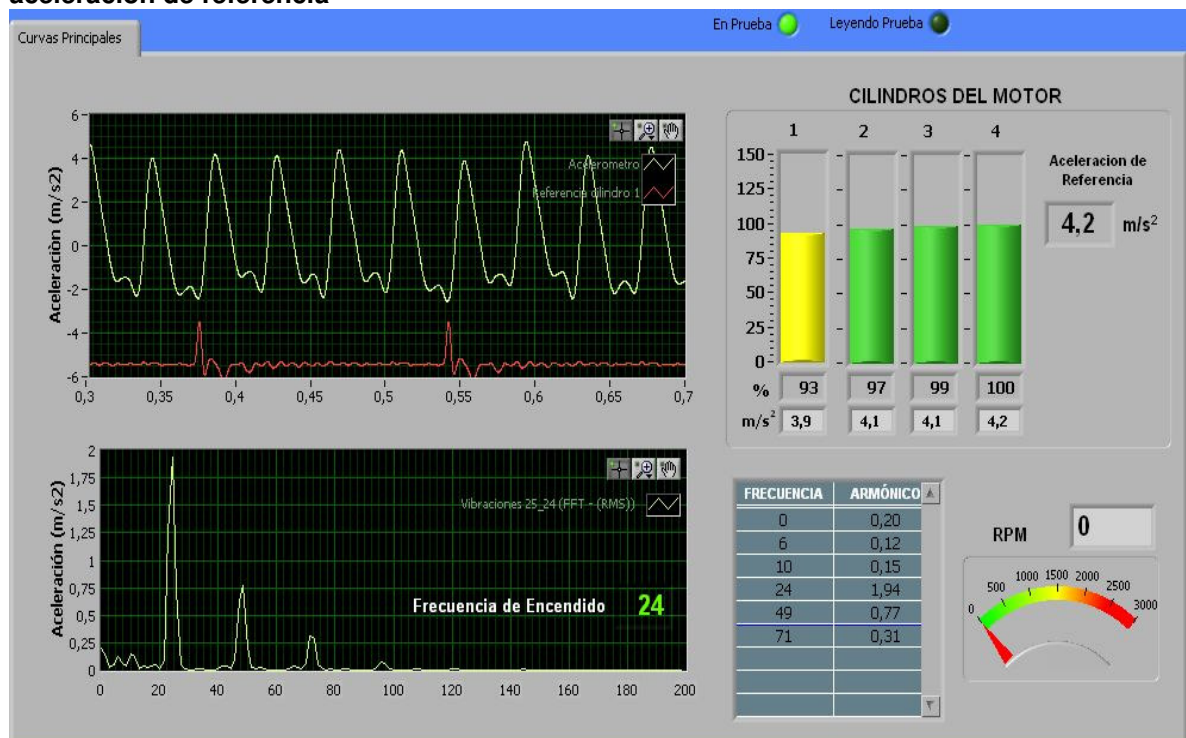
**Figura 91 Datos obtenidos para la determinación de la aceleración de referencia**



El máximo valor de aceleración promedio que tuvo el motor fue 4.2 m/s<sup>2</sup>, como se observa en los datos recopilados a las pruebas hechas al NPR 4HG1T, como se

ve en la Figura 91, esta es entonces la aceleración de referencia para este tipo de motores para realizar la evaluación a automotores con este mismo motor.

**Figura 92 Valores de aceleración que se obtuvieron del motor NPR para determinar la aceleración de referencia**

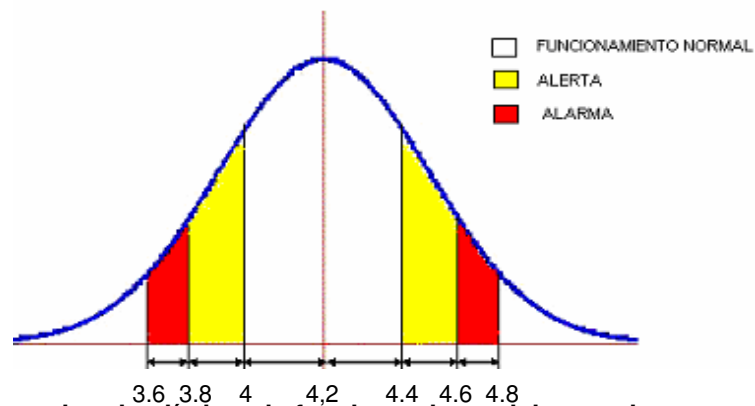


La prueba realizada al motor NPR en las instalaciones de Codiesel se muestran en la Figura 92 en donde se los resultados de la aceleración promedio que presenta cada cilindro del motor.

Debido a que las condiciones de fallo del motor se hicieron aflojando el acople del tubo de inyección, y no se contó con ningún equipo que pudiera cuantificar la

cantidad de combustible fugado y determinar la gravedad de la falla, se tomaron características subjetivas como, la percepción visual de la cantidad de combustible fugado, el ruido que producía el motor, las vueltas dadas al acople del tubo del inyector para dar unos límites de las condiciones de alerta y alarma del motor.

**Figura 93 Límites de alerta y alarma para el motor NPR 4HG1T**



**El rango para determinar los límites de funcionamiento del motor lo tomaremos como de 5% con respecto a la máxima condición del motor (durante este rango el color de la columna aparecerá verde). Para la condición en que el motor comienza a fallar (límites de alerta) se considerará el rango entre un 5-10% por debajo de la aceleración de referencia del motor y de un 10% en adelante el motor se considera en condiciones críticas (límite de alarma). En la**

Figura 93 se muestran los valores de los límites de alerta y alarma para el motor NPR 4HG1T.

Para hacer una determinación de límites de alerta y alarma más confiables, se deben realizar pruebas adicionales a motores del mismo modelo, en conjunto con otra técnica de medición de la condición del motor para determinar en que valores

de aceleración el motor cambia de condiciones aceptables, de alerta y alarmantes.

## 8. AJUSTE DEL MODELO DE SIMULACIÓN Y COMPARACIÓN CON LOS ENSAYOS EXPERIMENTALES

Figura 94 Datos de ajuste del motor NKR 4JB1

MOTOR		NKR 4JB1	
RADIO DEL CIGUEÑAL	5.1 cm	LONGITUD DE LA BIELA	20 cm
CILINDRADA UNITARIA	692 cm <sup>3</sup>	RELACION DE COMPRESION	18.2
MASA DEL PISTON	0.3 Kg	MASA DE LA BIELA	0.3 Kg
MOMENTO DE INERCIA BARICENTRICO DE LA BIELA	4e-3 Kg m <sup>2</sup>	DISTANCIA DESDE EL CENTRO DE GRAVEDAD HASTA EL PASADOR DEL PISTON	12.5 cm
VELOCIDAD ANGULAR	750 rpm	INCREMENTO ANGULAR	4 °
HUMERO DE CILINDROS	4	CONSTANTE DE AMORTIGUAMIENTO DEL ANCLAJE	100 $\frac{H\ m}{r/s}$
MOMENTO DE INERCIA DEL BLOQUE	50 Kg m <sup>2</sup>	PRESION ATMOSFERICA	1 bar
CONSTANTES ELASTICAS DE RESORTE DE ANCLAJE	1500 $\frac{H\ m}{r}$	HUMERO DE VUELTAS	60
	0 $\frac{H\ m}{r^3}$		

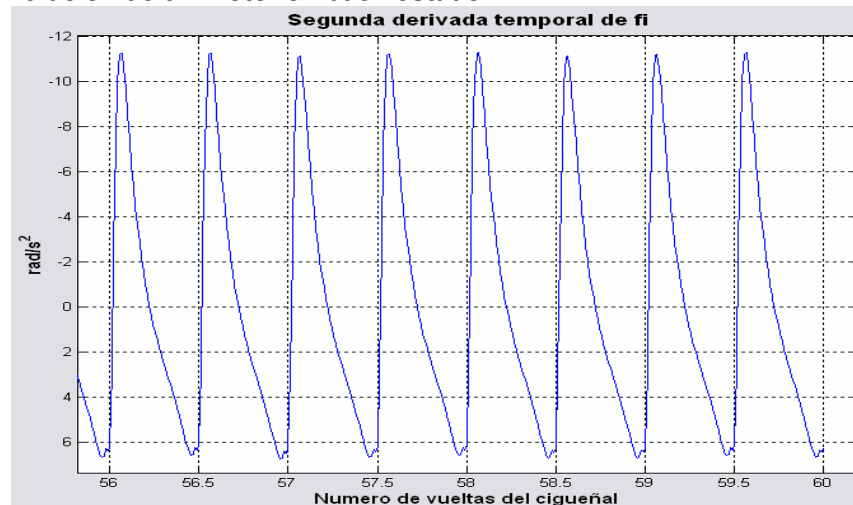
CILINDRO 4	
COMBUSTIBLE	Diesel Liviano
	C <sub>10</sub> H <sub>18</sub>
TEMPERATURA DE ADMISION	303 K
RETRASO AL CIERRE DE LA ADMISION	55 °
AVANCE DE LA IGHIION	14 °
DOSADO RELATIVO	69 %
PRESION DE ADMISION	0.8 bar
PRESION DE ESCAPE	1.2 bar
ANGULO DE COMBUSTION	30 °

Los datos del motor NKR para realizar la simulación teórica de las vibraciones del bloque, se muestran en la Figura 94 los cuales se tomaron de las hoja de especificación del manual del taller del motor NKR 4JB1 que se encuentra en el Anexo A. Los datos que no se encontraron en esta hoja se tomaron valores típicos de los motores, como son la dimensiones y masa de la biela, masa del pistón,

momento de inercia del bloque o sus dimensiones, el ángulo de combustión y el dosado relativo en el régimen de ralentí. Además la constante elástica de los soportes y el factor de amortiguamiento.

Debido a esto los valores de la aceleración no se mostrarán igual y se realizará una comparación cualitativa.

**Figura 95 Simulación de un motor en buen estado**

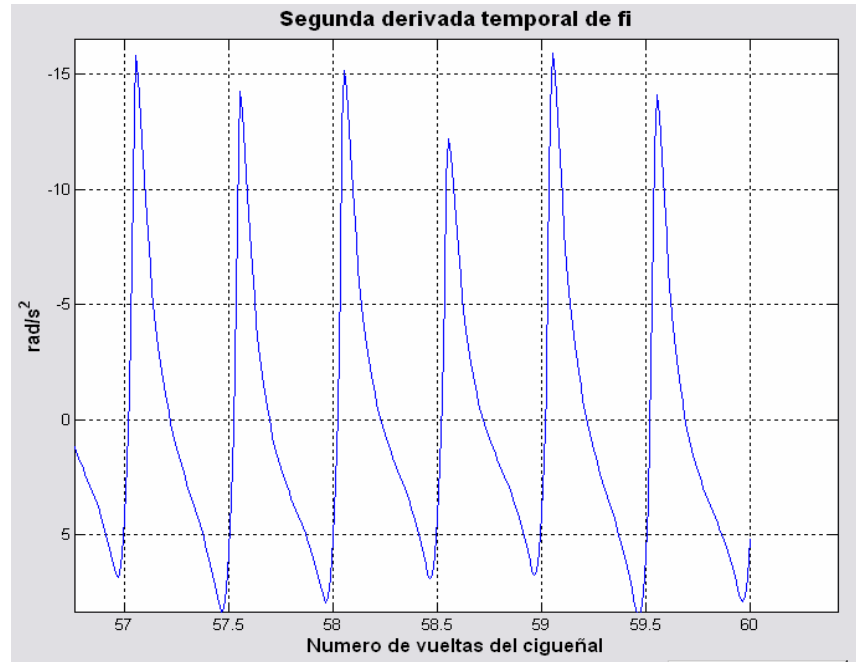


Como se puede observar en la Figura 95 la aceleración de un motor en buenas condiciones es una señal periódica, sin diferencias de magnitudes entre sus cilindros, esta última observación es muy difícil de obtener en cualquier motor por que la cantidad de combustible que se entrega a cada cilindro no es exactamente igual y produce diferencias como las vistas en la Figura 89 de un motor NKR, cuyas diferencias de magnitudes de aceleración son considerables. En cuanto a la forma de la señal en las obtenidas en la NKR como en el KIA se presentan picos de aceleración subsecuentes al de la combustión del cilindro correspondiente, esto se debe a la disposición de los soportes y sus constantes elásticas, y el momento de inercia del bloque, con los cuales no se pudo ajustar el modelo teórico con los datos reales. Pero en cuanto a forma y relación de magnitudes entre cada pico de aceleración de los cilindros son parecidas al modelo teórico.

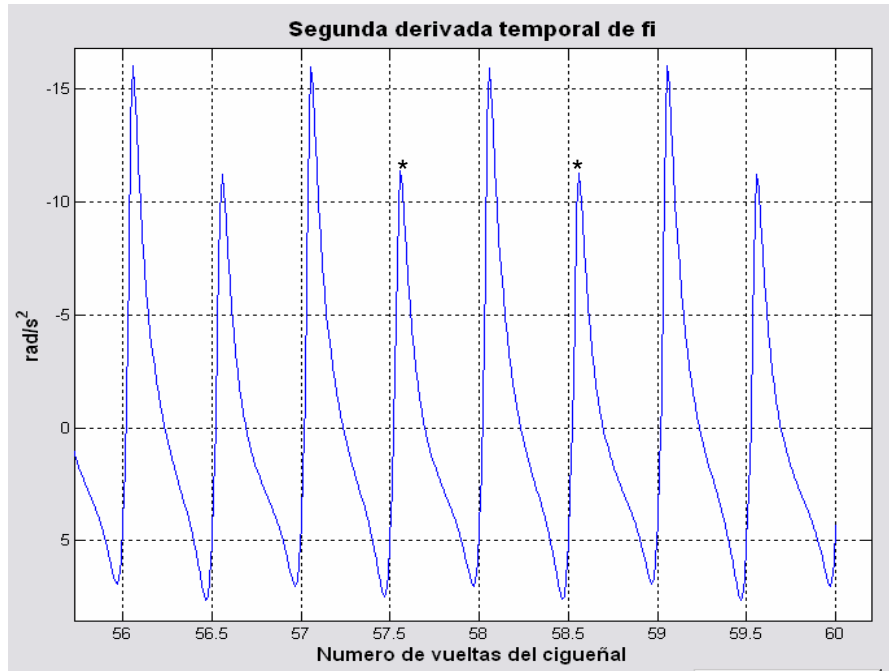
Los fallos de combustión de los cilindros en la simulación se realizan

disminuyendo el dosado relativo de combustible en la pantalla de ingreso de los datos de cilindro, esto quiere decir que se le disminuye la cantidad de combustible que ingresa al cilindro para hacer la combustión.

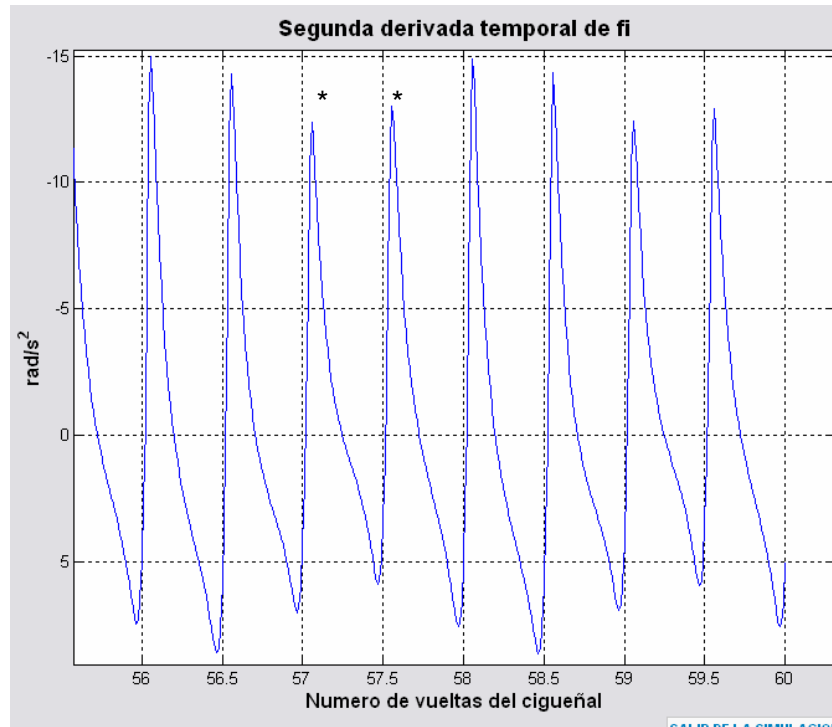
**Figura 96 Simulación de fallo de combustión en un cilindro**



**Figura 97 Simulación con fallo en dos cilindros con encendido alternado**



**Figura 98 Simulación de fallo de combustión en dos cilindros con orden de encendido consecutivo.**



Como podemos observar en la simulación de los fallos de dos cilindros de orden de encendido alternado, cilindros 1 y 4 (Figura 97) y de orden de encendido consecutivo, cilindros 1 y 3 (Figura 98), el valor de la aceleración de los cilindros con fallos, disminuyeron con respecto a sus valores iniciales, al igual que en las pruebas a los motores KIA y NKR, pero no se ven afectados los cilindros en buen estado ya que el modelo no simula la regulación de la cantidad de combustible que tiene la bomba inyectora y otras perturbaciones que pueda recibir el motor en su funcionamiento.

## 9. PROTOTIPO DIAGMA D-100 FASE I

El objetivo general de el proyecto de investigación DIAGMA D100 es el diseño y construcción de un prototipo que permita la valoración del estado real de operación de máquinas térmicas alternativas mediante técnicas no intrusivas de uso sencillo y relativamente bajo costo, que ayuden en la disminución de los niveles de emisión de contaminantes de estos motores y simultáneamente aumenten los índices de productividad del sector de transporte de pasajeros.

### **Figura 99 Esquema propuesto para el diagnóstico del motor**

¡Error! No se pueden crear objetos modificando códigos de campo. El diagrama general de diagnóstico permite esquematizar la jerarquía existente entre las distintas técnicas que soportan la metodología de inspección y mantenimiento, como se muestra en la Figura 99.

Dicho diagrama o esquema de diagnóstico correspondiente al equipo en desarrollo, se ha estructurado en una pirámide de tres niveles, de acuerdo con el grado de precisión en los resultados que se obtienen en cada técnica de diagnóstico.

La base del diagrama de la Figura 99 es el nivel básico de diagnóstico en donde se pueden conocer indicativos del estado del motor, como son la potencia y la opacidad de los gases de escape del motor, el nivel de diagnóstico por encima del nivel anterior, está conformado por aquellas técnicas que ofrecen diagnósticos del motor indicando en que cilindro ocurre el fallo.

La técnica que se presenta en este proyecto es la primera fase, donde se evalúa la combustión y compresión de los cilindros del motor la cual ayuda a dar un diagnóstico con la ayuda de técnicas del mismo nivel o superiores.

La base del diagrama de la Figura 99 es el nivel básico de diagnóstico en donde

se pueden conocer indicativos del estado del motor, como son la potencia y la opacidad de los gases de escape del motor, el nivel de diagnóstico por encima del nivel anterior, está conformado por aquellas técnicas que ofrecen diagnósticos del motor indicando en que cilindro ocurre el fallo.

La técnica que se presenta en este proyecto es la primera fase, donde se evalúa la combustión y compresión de los cilindros del motor la cual ayuda a dar un diagnóstico con la ayuda de técnicas del mismo nivel o superiores.

## 10. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Como resultado de este trabajo de grado de investigación podemos señalar:

- La metodología para obtener las vibraciones del bloque, es una forma rápida y fácil de realizar una evaluación de la combustión y compresión de un motor Diesel debido a su carácter no intrusivo, que permite ahorrar tiempo y dinero al dueño del automotor, realizando una evaluación de la combustión mediante la comparación de los valores de aceleración del bloque.
- No se provocaron fallos de compresión en los motores pero de acuerdo a la simulación del modelo teórico la forma en que afecta el comportamiento de la señal con respecto a un fallo de combustión no muestra diferencias, sólo indica el cilindro que esta fallando. Se hace necesario entonces la utilización de otras técnicas adicionales para determinar cual de los dos fallos esta ocurriendo. Con esta misma técnica se pueden hacer la diferencia entre los dos fallos realizando una prueba adicional con el motor arrastrado, es decir arrancarlo con la bomba de inyección desconectada, y como en ese momento no ocurre combustión pero el aire se comprime, el bloque tendrá picos de aceleración de igual forma que cuando esta en ralentí, sólo que con menor amplitud y se detectará el cilindro con fallo de combustión por que tendrá un pico de menor amplitud que los otros.
- La determinación de los límites de alerta y alarma fueron determinados asumiendo un porcentaje conservador para la aceleración de referencia que se tomó en el motor NPR 4HG1T, el cual es el motor representativo del transporte automotor en el área metropolitana de Bucaramanga. Estas pruebas se deben realizar en varios motores nuevos para encontrar la

aceleración de referencia y en algunos motores que presenten daños y se conozca dentro de que límites de trabajo están funcionando (en buenas condiciones, alerta, alarma), y poder hallar entonces un porcentaje más adecuado. La realización de estas pruebas se esperan realizar en la segunda fase del proyecto Diagma D100.

- Aunque sólo estamos evaluando globalmente la combustión y compresión del motor, mediante los valores de aceleración esta técnica puede utilizarse para medir el par que cada cilindro aporta, mediante la conversión de la señal de aceleración, se debe entonces realizar pruebas para determinar de constantes elásticas del anclaje, factores de amortiguación y distancia del eje del cigüeñal hasta el lugar en donde se colocó el acelerómetro para tomar la medida. Ya que por los resultados obtenidos la proporcionalidad de la aceleración del bloque con respecto a la potencia varía con el montaje del motor.
- En esta etapa del desarrollo del proyecto, no se puede dar una eficiencia de combustión que presente el cilindro ya que los porcentajes que mostramos no aíslan los fallos de combustión, los valores de aceleración de los picos con fallos tienen un menor valor que el de referencia, por lo que al menos podemos conocer cual es el cilindro que se encuentra funcionando peor.
- Se deben realizar pruebas adicionales para hacer estudios de trazabilidad con equipos de referencia o patrones internacionales.

## 11. BIBLIOGRAFÍA

- [1] BÁRILA, Daniel y MACIÁN, Vicente. Contribución al diagnóstico de averías en motores de combustión interna Diesel. Madrid, España. Publicaciones Universidad Politécnica de Valencia: 1998. p. 105 – 155
- [2] CHACÓN, J. L.; MACIÁN, Vicente; TORMOS, B. y OLMEDA, P. Diagnóstico de motores de combustión interna alternativos mediante el análisis de las oscilaciones del bloque. En: Revista de Ingenierías Fisicomecánicas. 2002
- [3] CULTURAL S.A. Manual del Automóvil, Reparación y mantenimiento: El motor Diesel. España. Cultural S.A. 1999. p 8-13.
- [4] HEYWOOD, J.B. Internal combustion engine fundamentals. Estados Unidos. McGraw Hill: 1988. p 491-493, 858-869
- [5] MIRALLES, Juan. Funcionamiento y Estructura del Motor Diesel. Ediciones CEAC. 1984.
- [6] TAYLOR. The Internal Combustion Engine in Theory and Practice. Vol 1 y 2. 1.977. The MIT Press.
- [7] MAY, Ed. Mecanica para Motores Diesel: Teoría, Mantenimiento y Reparación. Tomo I. México. Mac Graw Hill. 1988. p 34-35.
- [8] Journal of Sound and vibration (2002) 255(2), 229}242 S.-H. CHO, S.-T. AHN AND Y.-H. KIM
- [9] Center for Noise and vibration Control (NOVIC), Department of Mechanical Engineering, Korea Advanced Institute of Science and Technology (KAIST), Science Town, Daejon 305-701, Korea.

[10] ANALOG DEVICES. Practical design techniques for sensor signal conditioning. Estados Unidos. Analog Devices. 1999. p 5.26-5.28

[11] Product Data: accelerometer Brüel & Kjær

[12] [www.dliengineering.com.htm](http://www.dliengineering.com.htm)

[13] <http://termica.uc3m.es/alumn/MT/>.

## **ANEXO A**

# **HOJAS DE ESPECIFICACIONES DE LOS MOTORES KIA BESTA 2200 Y NKR 4JB1**

## NKR JB1

### DATOS PRINCIPALES Y ESPECIFICACIONES

#### DATOS PRINCIPALES Y ESPECIFICACIONES

Item	Modelo de motor	4JB1	4JG2
Tipo de motor		Motor de 4 tiempos, válvula en la culata, enfriado por de agua.	
Tipo de cámara de combustión		Inyección directa	Inyección indirecta
Camisa interior del cilindro		Tipo seco, enchapado en cromo, tubo de acero inoxidable.	
Sistema de distribución del encendido		Accionado por engranaje	Accionado por la correa y el engranaje
Número de cilindros - Calibre x carrera mm (pulg.)		4 - 93 x 102 (3,66 x 4,02)	4 - 95.4 x 107 (3,76 x 4,21)
Número de anillos de pistones		Anillos de compresión:	
Cilindrada total cms. cúbicos		2.771 (169,0)	3.059 (186,6)
Radio de compresión (a 1)		18,2	20,1
Compresión		31 (441 / 3.038)	34 (483.8 / 3.334)
Peso del motor (seco)		Aproximadamente 229(505)	Aproximadamente 245 (540)
Orden de la inyección de combustible		1 - 3 - 4 - 2	
Regulador de inyección de combustible		BTDC 14 (Excepto Suiza)	ATDC 1 (Transmisión por la correa)
			ATDC 2 (Transmisión por el engranaje)
Tipo de combustible especificado		SAE N°2 Combustible diesel	
Velocidad del ralentí		750 - 790	700 - 740
Juego de las válvulas (En frío): Admisión		0,40 (0,016)	
Escape		0,40 (0,016)	
Juego de las válvulas (en caliente)		0,45 (0,018)	
Admisión		0,45 (0,018)	
Escape		0,45 (0,018)	
Válvulas de admisión			
Abiertas en (Antes del punto muerto superior) grados		24	
Cerradas en (Después del punto muerto inferior) grados		55	
Válvulas de escape			
Abiertas en (Antes del punto muerto superior) grados		54	
Cerradas en (Después del punto muerto inferior) grados		26	
Sistema de lubricación			
Método de lubricación		Circulación presurizada	
Aceite del motor especificado (Grado API)		CC o DD	
Tipo de bomba de aceite		Engranaje	
Tipo de filtro de aceite		Cartucho desechable (Giro sin avance) Elemento de papel	
Capacidad de aceite (incluyendo el filtro de aceite)		6,6 - 7,1 (1,74 - 1,87/2,62 - 2,82)	
o de radiador de aceite		Enfriado por agua.	

# KIA besta 2200

## 1. ENGINE

Item	Engine model	HW
Type		Diesel, four-cycle
Number and arrangement of cylinders		Four cylinders, in-line
Type of combustion chamber		Swirl floor type
Bore and Stroke	mm x mm (in x in)	86 x 94 (3.39 x 3.70)
Total piston displacement	cc (cu-in)	2184
Compression ratio		22.9 : 1
Valve system		Direct drive, OHC

### Valve timing

Intake valve	Open (BTDC)	10°
	Closes (ABDC)	42°
Exhaust valve	Open (BBDC)	57°
	Closes (ATDC)	11°
Firing order		1-3-4-2
Idling speed		725 ± 25

### Drive belt

Deflection	mm (in)	Alternator	New	11 - 12 (0.44 - 0.47)
			Used	12 - 14 (0.47 - 0.55)
	Air-conditioner	New	4 - 5 (0.16 - 0.20)	
		Used	5 - 6 (0.20 - 0.24)	

### Cylinder head

Valve clearance	mm (in)	Intake	0.20 - 0.30 (0.008 - 0.012)
		Exhaust	0.30 - 0.40 (0.012 - 0.016)
Cylinder head distortion limit	mm (in)		0.10 (0.0040)
Length of cylinder head bolt below head	mm (in)	Standard	112.7 - 113.3 (4.437 - 4.460)
		Limit	114.5 (4.508)

### Valve seat

Seat sinking	mm (in)	Intake	Standard	0.75 - 1.05 (0.030 - 0.041)
			Wear limit	2.55 (0.100)
	Exhaust	Standard	0.75 - 1.05 (0.030 - 0.041)	
		Wear limit	2.55 (0.100)	
Seat angle	(°)	Intake	45°	
		Exhaust	45°	
Seat width	mm (in)	Intake	2.0 ± 0.3 - 2.3 (0.067 - 0.091)	
		Exhaust	2.0 ± 0.3 - 2.3 (0.067 - 0.091)	
Standard valve stem diameter		Intake	7.970 - 7.985 (0.3138 - 0.3144)	
		Exhaust	7.965 - 7.980 (0.3136 - 0.3142)	
Valve stem to guide clearance limit	mm (in)	Intake	0.10 (0.004)	
		Exhaust	0.10 (0.004)	

### Tappet

Standard outer diameter	mm (in)	34.96 - 34.98 (3.3763 - 1.3771)	
Standard tappet hole diameter	mm (in)	34.99 - 35.02 (1.3776 - 1.3787)	
Clearance between tappet hole and outer	mm (in)	Standard	0.02 - 0.06 (0.0008 - 0.0024)
		Limit	0.10 (0.0040)

### Camshaft

Cam height	mm (in)	Intake	Standard	44.85 (1.766)
			Wear limit	44.45 (1.750)
	Exhaust	Standard	45.30 (1.783)	
		Wear limit	44.90 (1.768)	
Journal	mm (in)	Elliptical limit	0.05 (0.002)	
		Diameter	Standard	31.96 - 31.98 (1.258 - 1.259)
			Limit	31.86 (1.254)
Camshaft deflection limit	mm (in)		0.10 (0.0040)	
Camshaft end play	mm (in)	Standard	0.02 - 0.15 (0.00079 - 0.0059)	
		Limit	0.20 (0.0079)	