



UNIVERSIDAD
INTERNACIONAL
DE LA RIOJA

Universidad Internacional de La Rioja (UNIR)

ESIT

Máster en Ingeniería Matemática y Computación

Modelo de Superficie de Respuesta para la reducción de emisiones y vibraciones en MCIA

Trabajo Fin de Máster

presentado por: García Tobar, Milton

Director/a: Prieto Rico, Ignacio

Ciudad: Cuenca

Fecha: 2020

Resumen

Este trabajo desarrolla un modelo matemático basado en la Superficie de Respuesta para la reducción de emisiones contaminantes y vibraciones en un Motor de Combustión Interna. Para ello, se realizó un diseño experimental mediante la Metodología de Superficie de Respuesta (MSR) con el fin de determinar la cronología de muestreo en base a la configuración de los niveles de las variables de entrada (desgaste, viscosidad del lubricante y tipo de combustibles) y las variables de salida (vibración y emisiones contaminantes). El procesamiento de señales vibratorias fue realizado mediante la Transformada Rápida de Fourier (FFT) para posteriormente ser analizadas mediante la Metodología de Superficie de Respuesta (MSR), en conjunto con las emisiones contaminantes. Los resultados obtenidos muestran como las variaciones en las emisiones contaminantes dependen directamente de la variación de las variables de entrada. Sin embargo, el aporte más significativo radica en la disminución del nivel de vibración del motor conforme avanza el desgaste del mismo por la fricción propia de sus elementos mecánicos. Se concluye que la viscosidad del aceite puede funcionar como sellante holguras. A mayor desgaste, mayor viscosidad del lubricante a utilizar.

Palabras Clave: superficie de respuesta, análisis de vibraciones, emisiones contaminantes, viscosidad.

Abstract

This work develops a mathematical model based on the Response Surface for the reduction of polluting emissions and vibrations in an Internal Combustion Engine. For this, an experimental design was carried out using the Response Surface Methodology (MSR) in order to determine the sampling chronology based on the configuration of the levels of the input variables (wear, lubricant viscosity and type of fuels) and the output variables (vibration and polluting emissions). The vibratory signal processing was performed using the Fast Fourier Transform (FFT) to later be analyzed using the Response Surface Methodology (MSR), together with the polluting emissions. The results obtained show how the variations in pollutant emissions depend directly on the variation of the input variables. However, the most significant contribution lies in the decrease in the vibration level of the engine as the wear progresses due to the friction of its mechanical elements. It is concluded that the viscosity of the oil can function as a gap sealant. The greater the wear, the higher the viscosity of the lubricant to be used.

Keywords: response surface, vibration analysis, polluting emissions, viscosity.

Dedicatoria

En estos momentos, no podrás leer estas palabras, pero en día en que lo consigas quiero que sepas lo que significas para mí, desde el momento mismo que supe que existías. Eres la razón por que quiera esforzarme cada día, hoy y siempre serás mi mayor motivación.

a Joaquín

Agradecimiento

Gracias a ti, que me alentaste cada día. A ti que tenías las palabras idóneas para levantarme cuando me sentía cansado y no podía más. Este logro no es solo mío, es también tuyo por todo el apoyo y paciencia que me tuviste, incluso con nuestro Joaco dentro de ti...

A ti, esposita mía

Gracias totales!!!!

Índice de Contenidos

Resumen.....	I
Abstract	II
Dedicatoria	III
Agradecimiento	III
Índice de Contenidos.....	IV
Índice de Figuras	V
Índice de Tablas.....	VII
1. INTRODUCCIÓN.....	8
1.1 Introducción.....	8
1.2 Planteamiento del Trabajo.....	9
1.3 Estructura de la Memoria.....	10
2. CONTEXTO Y ESTADO DEL ARTE.....	11
2.1 Tribología en MCIA	12
2.2 Sistema de distribución en MCIA	14
2.3 Combustibles, combustión y emisiones contaminantes.	16
2.4 Análisis de Vibraciones en MCIA	16
2.5 Modelos aplicados a MCIA: Metodología de la superficie de respuesta	18
3. OBJETIVOS Y METODOLOGÍA	22
3.1 Objetivo General	22
3.2 Objetivos Específicos.....	22
3.3 Metodología de trabajo	22
4. DESARROLLO DE LA CONTRIBUCIÓN	24
4.1 Diseño experimental	24
4.1.1 Modelo Experimental.....	24
4.1.2 Variables de entrada	26
4.1.2.1 Desgaste	26

4.1.2.2 Viscosidad del lubricante	27
4.1.2.3 Combustible.....	28
4.1.3 Diseño del experimento	29
4.1.4 Factores controlables	30
4.1.5 Variable de Respuesta	31
4.2 Instrumentación y adquisición de datos	31
4.2.1 Unidad Experimental.....	31
4.2.2 Adquisición de señales vibratorias.....	32
4.2.2.1 Cadena de Medida	34
4.2.3 Procesamiento de señales vibratorias.....	37
4.2.3.1 La serie de Fourier	37
4.2.3.2 Los coeficientes de Fourier	38
4.2.3.3 La Transformada Integral de Fourier	38
4.2.4 Adquisición de las Emisiones Contaminantes.....	39
4.3 Análisis de Resultados: Vibraciones	41
4.4 Obtención de los modelos matemáticos	47
4.4.1 Modelo para Hidrocarburos no Combustionados (HC)	47
4.4.2 Modelo para Monóxido de Carbono (CO).....	55
4.4.3 Modelo para Dióxido de Carbono (CO ₂)	60
4.4.4 Modelo para Vibraciones (RMS).....	66
5. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS	71
5.1 Analís de resultados	71
5.2 Conclusiones.....	73
5.1 Trabajos Futuros	74
6. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	75
Anexo I: Gráficas de Residuos.....	83
Anexo II: Gráficas de Efectos Principales	85

Índice de Figuras

Figura 1: Fases de un MCIA de 4 tiempos.....	11
Figura 2: Diagrama de la distribución típica de energía de un MCIA.....	12
Figura 3: (a) Motor de válvulas esféricas; (b) Motor de válvula de asiento; (c) Motor de válvulas cónicas.....	14
Figura 4: Válvula de un MCIA.....	15
Figura 5: (a) Dominio del tiempo, (b) dominio de la frecuencia.....	17
Figura 6: Representación geométrica del diseño Box-Behnken para tres factores.....	25
Figura 7: Esquema de las variables del experimento.....	25
Figura 8: Desgaste entre el vástagos y guía de la válvula.....	26
Figura 9: Motor Hyundai Accent.....	31
Figura 10: (a) escáner automotriz (b) datos en pantalla del escáner.....	32
Figura 11: Direcciones y puntos de medida para acelerómetros en MCIA.....	33
Figura 12: Posición del acelerómetro en el motor.	34
Figura 13: Cadena de medida de vibraciones.	34
Figura 14: Acelerómetro uniaxial ERBE SSD.	35
Figura 15: Analizador de señales ADASH ®	36
Figura 16: Procedimiento de adquisición de señales vibratorias.	36
Figura 17: Transformada de Fourier.	37
Figura 18: Analizador de gases QGA- 6000.	39
Figura 19: Esquema de la adquisición y procesamiento de datos del experimento.....	41
Figura 20: Comparación de espectros para un motor sin desgaste.....	42
Figura 21: Comparación de espectros para un motor con un desgaste de 0.075.....	43
Figura 22: Comparación de espectros para un motor con un desgaste de 0.15.....	44
Figura 23: Evolución del desgaste de un MCI determinado por análisis de vibraciones.....	45
Figura 24: Comparación de espectros de vibración para varios desgastes.	46
Figura 25: Amplitud de vibración en relación a la variación de la viscosidad.	47
Figura 26: Diagrama de Pareto de efectos estandarizados para HC.....	48
Figura 27: Gráficas de residuos para HC.....	48
Figura 28: Gráfica de efectos principales para HC	49
Figura 29: Gráfica de interacción para HC.....	51
Figura 30: Superficie de respuesta y contorno para HC: Viscosidad vs Desgaste.....	54
Figura 31: Superficie de respuesta y contorno para HC: Combustible vs Desgaste	54
Figura 32: Superficie de respuesta y contorno para HC: Combustible vs Viscosidad.....	55
Figura 33: Gráfica de interacción para CO.	56

Figura 34: Superficie de respuesta y contorno para CO: Viscosidad vs Desgaste.....	59
Figura 35: Superficie de respuesta y contorno para CO: Combustible vs Desgaste.....	59
Figura 36: Superficie de respuesta y contorno para CO: Combustible vs Viscosidad.....	60
Figura 37: Gráfica de interacción para CO ₂	61
Figura 38: Diagrama de Pareto de efectos estandarizados para CO ₂	62
Figura 39: Superficie de respuesta y contorno para CO ₂ : Viscosidad vs Desgaste	64
Figura 40: Superficie de respuesta y contorno para CO ₂ : Combustible vs Desgaste.	65
Figura 41: Superficie de respuesta y contorno para CO ₂ : Combustible vs Viscosidad	65
Figura 42: Gráfica de interacción para CO ₂	67
Figura 43: Diagrama de Pareto de efectos estandarizados para RMS	68
Figura 44: Superficie de respuesta y contorno para RMS: Viscosidad vs Desgaste.....	70

Índice de Tablas

Tabla 1: Datos técnicos de los aceites lubricantes	27
Tabla 2: Comparativa de las gasolinas según NTE INEN 935:99	28
Tabla 3: Variables de Entrada	29
Tabla 4: Corridas experimentales	30
Tabla 5: Factores controlables	30
Tabla 6: Especificaciones técnicas de motor experimental	32
Tabla 7: Direcciones y puntos de medida para acelerómetros en MCIA.....	33
Tabla 8: Características Técnicas Acelerómetro uniaxial ERBESSD ®	35
Tabla 9: Características técnicas equipo ADASH ®	36
Tabla 10: Especificaciones técnicas QROTECH QGA-6000	39
Tabla 11: Comparación de características temporales de un motor sin desgaste.....	42
Tabla 12: Comparación de características para un motor con un desgaste de 0.075	43
Tabla 13: Comparación de características para un motor con un desgaste de 0.15	44
Tabla 14: Emisiones contaminantes para varias viscosidades.....	46
Tabla 15: Análisis de Varianza para HC	50
Tabla 16: Modelo Secuencial Suma de cuadrados para HC	50
Tabla 17: ANOVA para el modelo cuadrático para HC	51
Tabla 18: Ajuste estadístico del modelo para HC	52
Tabla 19: Factores en términos de Factores Codificados para HC	53
Tabla 20: Análisis de Varianza para CO	55
Tabla 21: Modelo Secuencial Suma de cuadrados para CO	56
Tabla 22: ANOVA para el modelo cuadrático para CO	57
Tabla 23: Ajuste estadístico del modelo para CO	57
Tabla 24: Factores en términos de Factores Codificados para CO	58
Tabla 25: Análisis de Varianza para CO ₂	60
Tabla 26: Modelo Secuencial Suma de cuadrados para CO ₂	61
Tabla 27: ANOVA para el modelo cuadrático para CO ₂	62
Tabla 28: Ajuste estadístico del modelo para CO ₂	63
Tabla 29: Factores en términos de Factores Codificados para CO ₂	63
Tabla 30: Análisis de Varianza para RMS	66
Tabla 31: Modelo Secuencial Suma de cuadrados para RMS	66
Tabla 32: ANOVA para el modelo cuadrático para RMS	67
Tabla 33: Ajuste estadístico del modelo para RMS	68
Tabla 34: Factores en términos de Factores Codificados para RMS	69

Capítulo 1

INTRODUCCIÓN

1.1 Introducción

Los motores de combustión interna transforman la energía térmica contenida en el poder calorífico del combustible en energía mecánica a través de la combustión de la mezcla aire combustible [1]. Esta transformación es lograda mediante un proceso rotativo que se lleva a cabo en 4 tiempos, con dos vueltas del cigüeñal [2].

Una apreciación del comportamiento tribológico de los componentes móviles del motor es aquella que determina cómo el desgaste de los componentes afecta al rendimiento del mismo [3]. El aceite lubricante contribuye de cierta manera a una disminución del desgaste producido por la utilización de aditivos específicos [4].

Dentro del motor de combustión interna, existen tres principales fuentes de pérdida de energía por rozamiento. El ensamblaje pistón-cilindro con un 50 %, el tren de válvulas un 25%, y el 15% en los accesorios [5]. Las válvulas de un motor permiten a los fluidos (mezcla aire-combustible) moverse, ya sea dentro o fuera del cilindro. Debido al movimiento frecuente de estos componentes hace que sean susceptibles a fallas inesperadas, las cuales pueden ser atribuidas, entre otras, a una lubricación inapropiada [6]. Las holguras en las válvulas pueden ocasionar fugas en la compresión de la mezcla aire combustible que pueden variar entre en 1 y 2% de la cantidad de masa total del fluido [1]. Debido a este fenómeno, varios investigadores han realizado estudios sobre el desgaste de los componentes de las guías y válvulas del motor a través de mediciones de: temperatura [7, 8], presión y volumen [9], presión dinámica y velocidad angular instantánea [10, 11], vibraciones [12, 13] y emisiones acústicas [14].

1.2 Planteamiento del Trabajo

El desgaste de los componentes móviles de un motor de combustión interna es un fenómeno dependiente de varios factores que inciden directamente en su proceso. Sin embargo la degradación propia de los componentes de un motor provoca que la holgura entre las guías y válvulas del motor permitan el paso no solamente de la mezcla aire-combustible, sino además de partículas del aceite lubricante, provocando que estas sean quemadas en el interior del cilindro [1]. La combustión de combustibles fósiles es la fuente primaria para la producción de CO₂, frente al impacto del hombre en la forestación y uso del suelo [15], que es aproximadamente un sexto de lo lanzado por los combustibles fósiles [16]. La variación de emisiones contaminantes se ha visto incrementada en cierto punto por el tipo de combustible que se usa (regular o premium) [17]. Lamentablemente, el uso del tipo de combustible es un factor de decisión ligado directamente al factor económico [18].

Una manera de atenuar esta holgura provocada por el desgaste de los componentes mecánicos, es la variación de la viscosidad del aceite lubricante [19]. Una baja viscosidad permite un fácil bombeo del lubricante, mientras que una viscosidad alta causa un incremento en la carga de los componentes móviles. Por lo tanto, el uso de un aceite de motor adecuado conseguirá una mayor eficiencia y bajo consumo de combustible [20]. En respuesta a este fenómeno de desgaste, el motor presentará variaciones en las características vibratorias del mismo [21].

Con estos antecedentes, surge la problemática que enfrenta al desgaste por la degradación propia que sufre un motor de combustión interna, con el uso correcto de un lubricante apropiado, que, de cierta manera, reduzca el impacto que genera este fenómeno en el comportamiento del motor cuando se utilice o no una tipología de combustible catalogado como premium y regular en base al número de octanos contenidos en el mismo.

En respuesta a esta problemática, el presente trabajo pretende buscar la configuración idónea para que exista una sinergia entre la degradación del motor, la viscosidad apropiada del aceite lubricante y el tipo de combustible a utilizar, mediante el planteamiento de un modelo matemático. Para ello, se plantea aplicar la superficie de respuesta como metodología, analizando la correlación entre las variables que indicen directamente en la variabilidad de las emisiones contaminantes.

Las diferentes configuraciones posibles de las variables de entrada, afectarán al comportamiento del motor, y en respuesta, las emisiones contaminantes interactuarán con el comportamiento físico de los Motores de Combustión Interna (*MCIA*). Para la cuantificación de este fenómeno el estudio se complementa con una técnica de mantenimiento predictivo: *Análisis de vibraciones*, que consiste en adquirir una señal temporal, para luego, por medio de la Trasformada Rápida de Fourier (*FFT*), obtener espectros característicos de las vibraciones del motor en el dominio de la frecuencia.

1.3 Estructura de la Memoria

El presente trabajo está organizado en seis capítulos, descritos brevemente a continuación.

En el capítulo uno se presenta el contexto del estudio del modelamiento matemático aplicado a las emisiones contaminantes y vibraciones en motores de combustión interna. Luego se realiza el planteamiento del trabajo con los antecedentes representativos para abordar el trabajo.

En el capítulo dos se presenta la revisión de la literatura que fundamenta los argumentos matemáticos para la sustentación base del modelado, siendo esta línea de investigación escogida en el presente TFM. Se comparan los trabajos realizados con anterioridad con otros autores con el fin de buscar metodologías distintas a las ya realizadas.

El capítulo tres recoge los objetivos generales y específicos del trabajo junto a la metodología para el desarrollo matemático de este tipo de modelos aplicados a motores de combustión.

El capítulo cuatro presenta el desarrollo de la contribución realizada en el trabajo. Se parte del diseño experimental con la definición de las variables de estudio, así como los niveles de las mismas. Se detalla el proceso de adquisición de datos, así como la instrumentación utilizada para el posterior análisis. Por una parte, se analizan las señales vibratorias a través de la transformada de Fourier. Posteriormente se plantean los modelos matemáticos.

El capítulo cinco resume las conclusiones del trabajo en base al análisis de resultados.

El Capítulo seis recoge las referencias bibliográficas utilizadas.

Capítulo 2

CONTEXTO Y ESTADO DEL ARTE

Los motores de combustión interna alternativos (MCIA) representan la alternativa más utilizada en diversas aplicaciones de transporte por las relevantes ventajas que ofrece en relación a otros tipos de motores, entre las que se destacan el rendimiento, la potencia, los combustibles, características constructivas, entre otros [1]. En contraste con este notable beneficio, esta tecnología presenta algunas debilidades como la emisión de gases contaminantes [22].

La característica principal, que define el funcionamiento termodinámico del motor es su ciclo de trabajo, comprendido en dos vueltas del cigüeñal que dan paso a las 4 fases que se representan en la Figura 1.

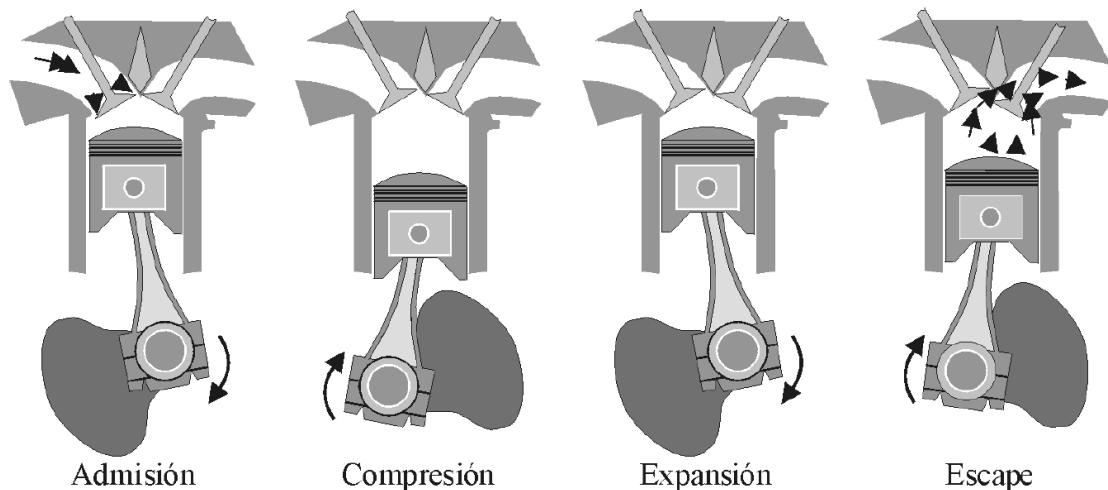


Figura 1: Fases de un MCIA de 4 tiempos.

Fuente: Payri, 2011.

Para que el ciclo de cuatro tiempos mencionado se lleve a cabo, el motor debe cumplir:

- ✓ Admisión de la carga en el cilindro: Mezcla de aire combustible.
- ✓ Compresión de la carga.
- ✓ Combustión y expansión.
- ✓ Escape de los productos de combustión

2.1 Tribología en MCIA

Como parte del desarrollo tribológico de los MCIA, uno de los temas más relevantes ha sido la mejora de la eficiencia del motor. En un inicio se pensaba solamente en mejorar su rendimiento, pero en la actualidad, la investigación se basa en minimizar el consumo de combustible y por ende, reducir el impacto negativo de los gases contaminantes hacia el medio ambiente [19]. Este trabajo de desarrollo ha sido llevado a cabo desde dos diferentes puntos de vista [1]; el primero, basado en la optimización de los procesos termodinámicos y mecánica de fluidos para aumentar la potencia indicada (por ejemplo, la tasa de transferencia de trabajo del gas dentro del cilindro al pistón [2]), y el segundo, basado en incrementar la eficiencia mecánica del motor al reducir pérdidas mecánicas.

En general, para vehículos que se encuentran bajo condiciones normales de trabajo, el porcentaje de energía transmitida desde el combustible a las ruedas es de apenas del 15-20% [23], como se esquematiza en la Figura 2.

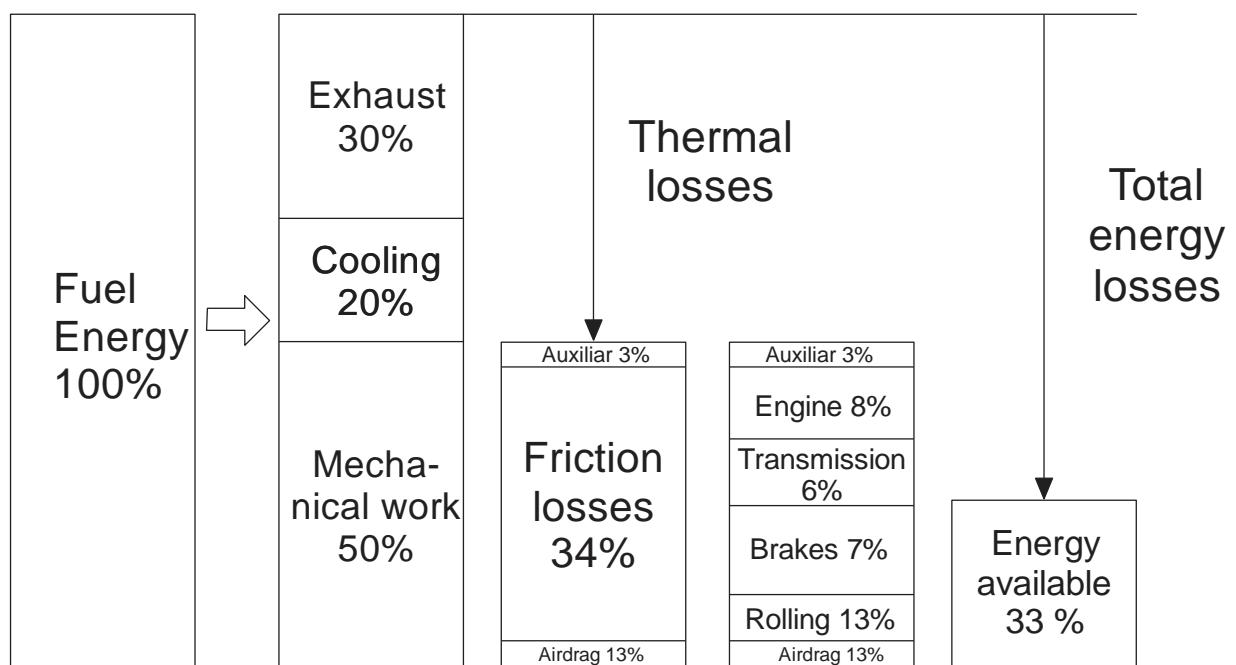


Figura 2: Diagrama de la distribución típica de energía de un MCIA.

Fuente: Adaptado de Holmberg, 2014.

Son varias las estrategias que se han desarrollado para reducir las pérdidas mecánicas en los MCIA, como el diseño y manufactura de autopartes más livianos [24], mejoras en recubrimientos superficiales [25], reducción del tamaño del motor [26] y el uso de aceites de baja viscosidad [27, 28].

El uso de aceites de baja viscosidad data desde hace 40 años [29] para la reducción de pérdidas por fricción. El promedio de reducción en el consumo de combustible oscila entre el 1% y el 4% dependiendo de diferentes factores como la operación del motor, formulación del aceite utilizado, temperatura del lubricante, entre otros [30, 31]. Esta reducción en el consumo, se debe a que el espesor de la película del lubricante en el motor es controlado por la viscosidad del aceite. Cualquier cambio significativo en la viscosidad del aceite que no sea detectado puede conducir a una fatiga innecesaria y desgaste, reduciendo la vida operativa del motor [32] por lo que resulta imprescindible su medición.

Actualmente, la mayoría de los sistemas de medida lo hacen a través de la viscosidad cinemática, que es proporcional a la densidad y a la viscosidad dinámica.

Existen varios sistemas utilizados en la actualidad para la medición de la viscosidad, como el viscosímetro rotacional, capaz de medir la viscosidad dinámica [33]. Estos instrumentos son de un tamaño considerable y pueden ser utilizados únicamente en un entorno controlado, de laboratorio. Etchart et al. [34] presentó un sistema de medida de viscosidad utilizando un haz fijo vibratorio accionado electromagnéticamente para medir la viscosidad dinámica del aceite a temperatura ambiente. Sin embargo, en este caso, las mediciones se tomaron con un vibrómetro de láser doppler y un amplificador de bloqueo que no se puede implementar en un vehículo.

Varias investigaciones proponen el método de medición usando materiales piezoelectricos [35-40]. Principalmente, los resultados de sus estudios muestran que el cambio en la frecuencia resonante de una onda que viaja por una superficie o en la carga de un cristal piezoelectrico es proporcional a la densidad y la viscosidad dinámica del fluido. Wilson et al. presentó una viga en voladizo de vidrio con una capa piezoelectrica para medir propiedades viscosas de agua mezclada con glicerina [41]. Esta investigación presenta un sensor de viscosidad dinámica para lubricantes de motores de combustión interna, con mediciones dinámicas a temperaturas de funcionamiento sobre los 60 °C.

Es notable ver como las investigaciones actuales utilizan sensores piezoelectricos para la medición de la viscosidad del aceite lubricante, por su precisión y fiabilidad. Es por ello, que el presente trabajo, utiliza esta tecnología para la estimación de la misma.

2.2 Sistema de distribución en MCIA

El sistema de distribución de un MCIA está expuesto a soportar altas cargas a lo largo de todos sus regímenes de funcionamiento. Las cargas que actúan en el motor a bajas revoluciones son a causa de fuerzas elásticas del muelle, contrario a altas velocidades, donde son las fuerzas de inercia dependientes de las masas de los componentes las que dominan los esfuerzos [1].

En los vehículos modernos el encendido y el abastecimiento de combustible están totalmente controlados por la unidad de control del motor. Sin embargo el accionamiento de las válvulas está controlado en gran medida de forma mecánica por el árbol de levas, que a su vez es impulsado por un cigüeñal, a través de una correa de distribución [42].

A lo largo del tiempo las válvulas de asiento han sido las preferidas por los fabricantes de motores, por las ventajas que ofrecen de diseño y rendimiento [43, 44].

Un típico motor de válvulas de asiento tiene un sistema de árbol de levas que controla la apertura y cierre de las válvulas. El propio árbol de levas está sincronizado con un cigüeñal a través de una cadena o correa de distribución. De la Figura 3b, se puede ver que las válvulas se abren en la cámara de combustión y se cierran presionando contra su asiento. Por lo tanto, la presión generada por la compresión y explosión en el cilindro solo ayuda a que la válvula selle mejor. No se puede decir lo mismo sobre los motores de válvulas esféricas de la Figura 3a o de las válvulas cónicas de la Figura 3c.

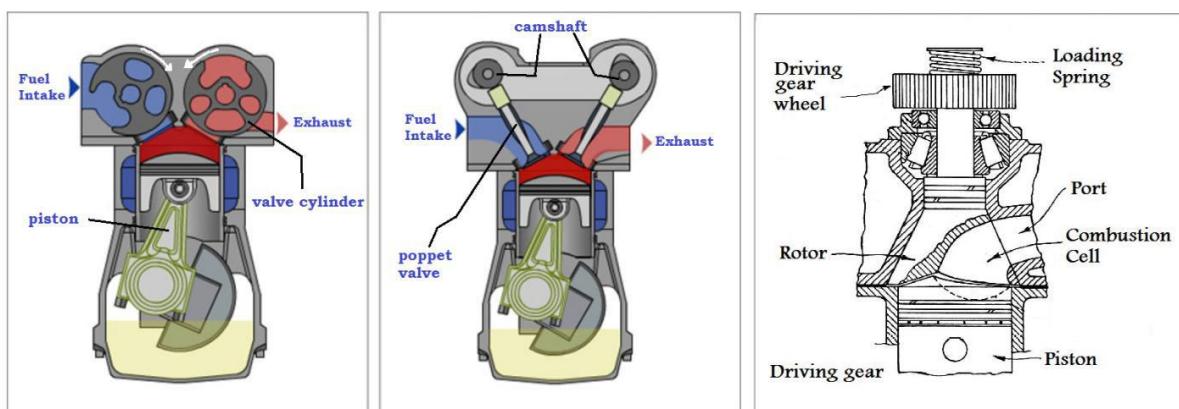


Figura 3: (a) Motor de válvulas esféricas; (b) Motor de válvula de asiento; (c) Motor de válvulas cónicas.

Fuente: Zibani, 2017[42].

La Figura 4 esquematiza un sistema típico de los componentes de una válvula de un motor de combustión interna. Este trabajo, presenta particular interés en el vástago y guía de la válvula (*steam* y *Guide load*).

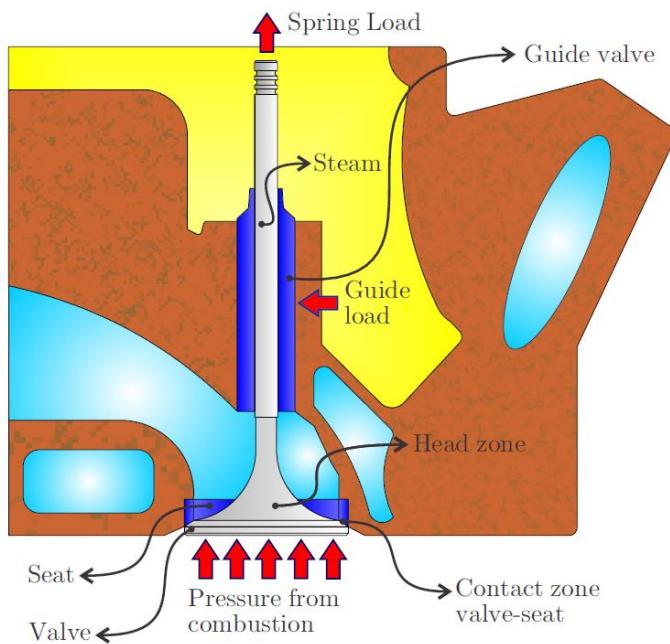


Figura 4: Válvula de un MCIA.

Fuente: Cavalieri, 2016.

Típicamente, las válvulas de admisión operan a temperaturas que oscilan entre los 350 °C, y las de escape entorno a los 550 °C [45]. El impacto periódico del conjunto asiento-válvula se acompaña de un contacto deslizante de corta distancia lo que lleva a un desgaste localizado [46].

Y es este desgaste en las válvulas del motor de combustión interna lo que en la actualidad representa un grave problema para los diseñadores y fabricantes [47]. En este ámbito, el desgaste adhesivo es el que comúnmente se encuentra en los motores, el cual se asemeja a un proceso de soldado microscópico [48]. Éste fenómeno sucede cuando se tienen condiciones de contacto no lubricado, producto de la disminución del consumo de combustible y generación de gases contaminantes, sumado a esto las elevadas presiones y temperaturas propias del proceso de combustión. Todos estos factores, generan una reducción en la cantidad de lubricante, lo que ocasiona una aceleración en el proceso de desgaste.

De igual forma, el plomo ha sido un elemento que se adicionaba al combustible con el fin de generar una eficiencia energética, lo que provocaba un incremento en la potencia del motor y reducción en su consumo [49]. Sin embargo, la normativa medioambiental que rige las emisiones contaminantes en USA y Europa, restringen notablemente las emisiones de NOx,

eliminando el uso del plomo en combustibles para motores de combustión interna desde 1993 [50].

2.3 Combustibles, combustión y emisiones contaminantes.

Con las crecientes preocupaciones sobre el calentamiento global, la grave contaminación ambiental y gran consumo de combustibles fósiles, los investigadores se están centrando en proponer tecnologías avanzadas de combustión e introducir nuevas alternativas de combustibles para aumentar la eficiencia termodinámica y reducir las emisiones nocivas de los motores de combustión interna [51, 52]. El gas natural se considera uno de los combustibles alternativos más prometedores para reducir emisiones tóxicas como el monóxido de carbón (CO), dióxido de carbono (CO₂), y óxido de nitrógeno (NO_x), así como la formación de hollín [53]. Muchos estudios han llevado a cabo una intensa investigación sobre los combustibles a base de alcohol, siendo los más estudiados el metanol, etanol y butanol [54, 55].

Las emisiones contaminantes, que se producen en el cilindro del MCI, podría clasificarse en dos grupos; el primero: las emisiones regulares que contienen CO, HC, dióxido de carbono (CO₂), óxidos de nitrógeno (NO_x) [56] y material particulado MP [57]. El segundo grupo clasifica las emisiones regulares que incluyen al formaldehído [58], acetaldehído y los hidrocarburos aromáticos policíclicos (HAP) [59].

Sin embargo, la fracción de CO, HC, NO_x y MP puede variar con los parámetros de funcionamiento del motor (velocidad y carga), tiempo de encendido y tipo de combustible utilizado [60].

En nuestro medio, son escasos los estudios que comparan combustibles por su calidad, representada por el octanaje del mismo. Uno de ellos es el realizado por [61], el cual basa su estudio en la comparación de los gases contaminantes, utilizando varios combustibles de la comunidad andina. En su investigación utiliza naftas de Bolivia (92 octanos), Colombia (92 octanos), Ecuador (92 octanos) y Perú (95 octanos). Al final concluye que, a mayor calidad del combustible (mayor número de octanos) las emisiones contaminantes serán menores debido a las características detonantes de las mismas.

2.4 Análisis de Vibraciones en MCIA

El análisis de vibraciones es una técnica que tiene un amplio rango de aplicaciones por la cantidad de información contenida en la señal temporal. Sin embargo, esta señal tiene varias limitantes propias del análisis de la forma de onda (Figura 5a), por lo que el análisis se lleva al dominio de la frecuencia (Figura 5b).

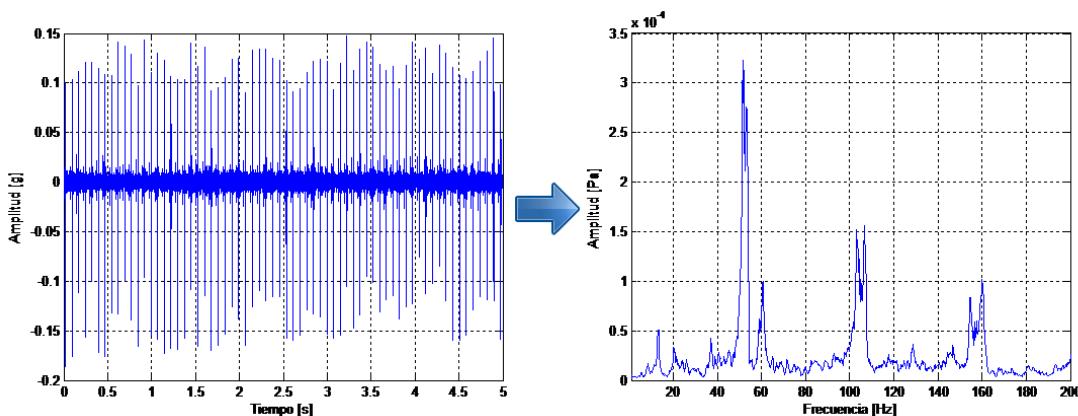


Figura 5: (a) Dominio del tiempo, (b) dominio de la frecuencia

Fuente: Elaboración propia.

La presión de combustión contiene abundante información acerca del proceso completo de combustión, la cual ha sido ampliamente utilizada en MCI para pruebas de rendimiento y mantenimiento basado en condición [62].

Chiavola et al. estudia la relación entre las señales de vibración del bloque y el proceso de combustión, cuyos resultados muestran que la fase de combustión y la presión máxima podrían predecirse de la señal de vibración tanto en la operación estacionaria [63] como en la operación transitoria [64].

Han sido varios los investigadores que han estudiado las características de vibración de un MCIA con diferentes combustibles. How et al. investigó el efecto del biodiesel de coco en las características vibratorias del motor [65]. Nguyen y Mikami estudiaron las características del ruido de combustión con adición de H₂ en el aire de admisión de un motor de encendido por compresión [66]. Taghizadeh-Alisaraei et al. evaluaron la característica de vibración de un motor de encendido por compresión alimentado con una mezcla de diesel y biodiésel [67]. Gravalos et al. mezclaron metanol y etanol con gasolina para investigar el comportamiento vibratorio de un motor de encendido por chispa [68] y Redel-Macias et al. evaluaron la calidad del sonido dentro de la cabina de un tractor cuando su motor fue alimentado con una mezcla de biodiesel-diesel [69].

Se han aplicado diferentes técnicas de análisis de señal para extraer información de combustión de las señales de vibración de la superficie del motor, como la transformación compleja de Cepstrum [70], redes de funciones de base radial [71], descomposición en modo empírico [72], Escalograma de Morlet (MSC) [73] y así sucesivamente.

Además de los métodos mencionados anteriormente, el análisis de dominio de frecuencia, normalmente calculado por la Transformada Rápida de Fourier (FFT) es la que se ha utilizado

ampliamente para revelar la relación entre la superficie de vibración y el proceso de combustión.

Delvecchio et al. [74] propuso que la FFT puede usarse tanto para el monitoreo de condición como para el análisis de localización de la fuente de vibración. La FFT también ha sido adoptada para identificar y describir las fuentes principales de vibración en un motor diésel de 4 cilindros [75] y de un motor de gasolina con inyección directa [76]. Farag et al. [77] comparó el nivel de vibración de un solo cilindro de un motor diésel tradicional y un motor de combustible dual utilizando la FFT cuyos resultados mostraron que el nivel de vibración del último motor era más bajo. Carlucci et al. [78] llevó a cabo una prueba sobre un motor diésel de 4 cilindros y encontró que el componente de frecuencia de la superficie de vibración podría reflejar el proceso de combustión del cilindro. Cristian et al. [79] realizó una investigación con un motor de 4 cilindros y el resultado de la FFT mostró que el rango de frecuencia de la vibración excitada por la combustión se centró principalmente por debajo de 2000 Hz. Arnone et al. [80] indicó que la banda de frecuencia de la señal de vibración de 500 Hz a 1100 Hz estaba altamente relacionada con la presión del cilindro. Lee et al. [81] concluyó que la amplitud de vibración medida en su estudio tenía una fuerte correlación con la tasa máxima de calor liberado y el rango de frecuencia de 300 Hz a 1500 Hz se vieron afectados por la variación de tasa de liberación de calor. Como conclusión de los estudios presentados se pudo ver que la FFT es ampliamente utilizada para el análisis de ubicación de la fuente de vibración, así como el análisis de correlación entre el proceso de combustión y la señal de la fuente de vibración.

2.5 Modelos aplicados a MCIA: Metodología de la superficie de respuesta

La Metodología de Superficie de Respuesta (MSR), [82], radica en varias metodologías matemáticas y estadísticas que son utilizadas para el desarrollo de una relación funcional idónea entre una variable de respuesta de interés (y), y ciertas variables de control (entrada) denotadas por x_1, x_2, \dots, x_k . Comúnmente, esta mencionada relación no se la conoce, pero se puede aproximar por un modelo polinómico de grado inferior como la expresada en la Ecuación 1:

$$y = f'(X)\beta + \varepsilon \quad \text{Ecuación 1}$$

donde $x = (x_1, x_2, \dots, x_k)'$, $f(x)$ representa una función vectorial de p elementos conformada por potencias y productos cruzados de potencias de x_1, x_2, \dots, x_k hasta alcanzar un cierto grado denotado por $d (> 1)$, β es un vector de p coeficientes que son constantes y

desconocidos que se les asigna el nombre de parámetros, y ε es el error experimental aleatorio, suponiéndose que tiene una media cero.

Esto está condicionado a la idea de que el modelo de la Ecuación 1, proporciona una representación adecuada de la respuesta. En este caso, la cantidad $f'(X)\beta$ representa la respuesta media, es decir, el valor esperado de y , y se denota por $\mu(x)$. Habitualmente la metodología de superficie de respuesta, utiliza dos modelos importantes. Estos son casos especiales del modelo planteado en la Ecuación 1, La Ecuación 2, plantea el modelo polinomial de primer grado ($d = 1$):

$$y = \beta_0 + \sum_{i=1}^k \beta_i X_i + \varepsilon \quad \text{Ecuación 2}$$

La Ecuación 3, plantea el modelo de segundo grado ($d = 2$):

$$y = \beta_0 + \sum_{i=1}^k \beta_i x_i + \sum_{i=1}^k \sum_{j \geq 1}^k \beta_{ij} x_i x_j + \sum_{i=1}^k \beta_{ii} x_i^2 + \varepsilon \quad \text{Ecuación 3}$$

Donde k es el número de variables, para el caso de este estudio ($k = 3$), x_i , x_j y x_i^2 representan estas variables. β_0 son los términos constantes, β_i los coeficientes de los términos lineales x_i , β_{ii} los coeficientes de los términos cuadráticos x_i^2 y β_{ij} los coeficientes de la interacción de los términos x_{ij} . ε es el residuo asociado al experimento.

Son tres los propósitos que llevan a considerar el modelo de la Ecuación 3:

1. Para establecer una relación, aunque aproximada, entre y y x_1, x_2, \dots, x_k que puede usarse para predecir valores de respuesta para diferentes configuraciones de las variables de entrada o control.
2. Determinar, a través de pruebas de hipótesis, la significancia de los factores cuyos niveles están representados por x_1, x_2, \dots, x_k .
3. Para determinar las configuraciones óptimas de x_1, x_2, \dots, x_k que resulten en la respuesta mínima (o máxima) sobre una determinada región de interés.

La MSR generalmente se aplica a regiones de variación relativamente pequeña de las variables de entrada. El método de mínimos cuadrados es el que generalmente se usa con el fin de ajustar estos coeficientes del modelo polinomial, para que la superficie de respuesta ajustada represente una estimación de la superficie real de la salida [83, 84].

La MSR ha sido ampliamente utilizada para la optimización de MCI. Se ha aplicado por ejemplo para encontrar una configuración ideal entre variables de entrada para lograr una combustión parcialmente premezclada en un motor diésel [85]. En este estudio de d'Ambrosio

(2016), aplica esta técnica a un motor diésel estándar para encontrar la zona de trabajo óptima para conseguir una combustión mediante el encendido de compresión de carga premezclada, en términos de consumo de combustible y emisiones.

Singh et al. [86] investigaron los efectos de algunos parámetros de motores diésel funcionando con mezclas de biodiesel de pongamia/diésel como la carga del motor, presión de inyección y tiempo de inyección orientados a optimizar su rendimiento y la reducción de emisiones de escape, utilizando la metodología de superficie de respuesta. Según sus resultados de optimización, se determinaron los parámetros operativos óptimo como 15° antes del tiempo de pulverización de combustible en el punto muerto superior, presión de pulverización de combustible de 196,36 bar, 40% de mezcla de biodiesel, y 53% de carga del motor. Al final del estudio, encontraron que los porcentajes de error son inferiores al 5% y, por lo tanto, creen que la MSR puede optimizar los parámetros del motor diésel con una buena fiabilidad.

Sakthivel et al. [87] planteó un modelo MSR para apuntar a encontrar los factores óptimos de funcionamiento en un motor diésel alimentado con aceite de pirolisis de biomasa residual. En el modelo se seleccionaron la relación de compresión, la mezcla de combustible y la carga del motor como parámetros de entrada mientras que la eficiencia térmica, el consumo de combustible específico y las emisiones de escape como NO_x, hidrocarburos, óxidos de carbono y humo se seleccionaron como respuestas. Encontraron que los parámetros óptimos (con menos del 5% de error) para la relación de compresión es de 18:1, 20% de mezcla de combustible y 100% de carga del motor.

Krishnamoorthi et al. [88] completaron varias pruebas con diferentes presiones y tiempos de pulverización, con varias relaciones de compresión en un motor diesel alimentado con mezclas de combustible diesel / biodiesel / éter dietílico. Utilizando los resultados experimentales se realizó una optimización con la MSR, tomando los parámetros de entrada. presión de inyección, relación de compresión y tiempo de inyección. Según los resultados de la optimización, la relación de compresión de 18:1, el tiempo de inyección de 21° antes del punto muerto superior y la presión de inyección de 250 bar se encontraron como factores operativos óptimos.

Singh et al. [89] tenían como objetivo optimizar los factores de respuesta responsables del rendimiento y emisiones de un motor diésel de inyección directa alimentado con mezclas de cassia tora / biodiesel utilizando la técnica de optimización MSR. La carga del motor, el tiempo de inyección, la presión de inyección y el porcentaje de mezcla se seleccionan como parámetros de entrada. Al término del trabajo, concluyen que se encontraron parámetros óptimos de funcionamiento del motor: avance de inyección de 15° antes del punto muerto superior, 221 bar de presión de inyección, relación de mezcla del 40% y 47% de carga del

motor. Afirman que la MSR dio resultados exitosos con una tasa de error aceptable cuando compararon los resultados obtenidos con la optimización con los resultados experimentales.

Otra aplicación de la metodología de superficie de respuesta es la desarrollada Parida et al. [90] para el modelado de la eficiencia térmica, consumo de combustible y emisiones contaminantes en base a la variación de la carga del motor, relación de compresión y mezcla de combustible. Lograron una interacción entre las variables de entrada, tal que se optimizó la eficiencia térmica en un 26.77%, mientras que el consumo de combustible se lo hizo en un 0.284 kg / kWh. En cuanto a las emisiones contaminantes, el CO, HC y NOx se obtuvieron los valores de 0059%, 114.84 ppm y 905.6 ppm respectivamente, con un margen de error por debajo del 5%.

Yusri et al. [91] utilizó el método de optimización RSM para indicar la relación de mezcla óptima para las mezclas de gasolina y butanol a diferentes velocidades del motor. Los resultados obtenidos en su estudio, mostraron la relación de mezcla óptima de gasolina-butanol con respecto al rendimiento y la emisión del motor de encendido por chispa con un 85% de gasolina + 15% de butanol a 3205 rpm.

En el estudio realizado por Najafi et al. [82], los parámetros de funcionamiento del motor se optimizaron utilizando el enfoque metodológico de la superficie de respuesta. Caracterizan una combinación E10 (90% de gasolina + 10% de etanol) como mezcla óptima de gasolina-etanol para una velocidad del motor a 3000 rpm. Los resultados de este estudio muestran que los parámetros de entrada óptimos se establecen en: par motor 103.66 Nm, la potencia de frenado 35.26 kW, consumo específico del combustible 0.25 kg / kW h. En cuanto a las emisiones contaminantes, el CO₂, CO, NOx y HC, serían el 12.8%, 3.5%, 1300 ppm y 136.6 ppm respectivamente.

Varios de los estudios [86, 87, 89, 90, 92, 93] mencionados al término de sus investigaciones, determinan que el error del modelo obtenido por la metodología de la superficie de respuesta es menor o igual al 5%.

Para la evaluación del modelo, se utiliza, entre otras, el análisis de la varianza. Los modelos ANOVA se emplean para el análisis de datos multivariantes que se obtienen mediante diseños que incluyan ciertas variables independientes con carácter cualitativos. Este análisis ofrece una validación numérica de la información estadística para el planteamiento del modelo [88].

El parámetro más importante en los resultados de ANOVA es el valor **p**. El valor **p** máximo debe ser 0.05. Si el modelo con valor **p** es más de 0.05 se cree que no es importante [94]. Si el valor **p** de un factor es inferior a 0,05, significa que el factor tiene un alto efecto en el modelo que se está desarrollando [95].

Capítulo 3

OBJETIVOS Y METODOLOGÍA

3.1 Objetivo General

Desarrollar un modelo matemático para la disminución de emisiones contaminantes y vibraciones en un Motor de Combustión Interna mediante la Metodología de la Superficie de Respuesta (MSR)

3.2 Objetivos Específicos

- ✓ Identificar las variables dependientes e independientes que afectan al estudio.
- ✓ Plantear un diseño experimental del tipo Box-Behnken
- ✓ Seleccionar y extraer las características más significativas de la señal temporal.
- ✓ Obtener un modelo matemático que reduzca las emisiones contaminantes y vibraciones de un Motor de Combustión Interna ajustado a la correlación de las variables en estudio.

3.3 Metodología de trabajo

El estudio consiste en generar un modelo matemático que permita determinar la combinación óptima de combustible (calidad), aceite lubricante (viscosidad) para un estado de desgaste específico de un motor, con el objetivo de reducir sus emisiones contaminantes. Para esto, se desarrolló la siguiente metodología de trabajo:

- 1 Revisión del estado del arte:** En este apartado se realiza una compilación de los resultados más relevantes de investigaciones de otros autores que apliquen la metodología de la superficie de respuesta para la optimización en la reducción de emisiones contaminantes en motores de combustión interna. Estos resultados serán conclusivos, con el objetivo de no repetir trabajos y resultados ya obtenidos, dándole el enfoque necesario para que el presente trabajo marque una sesgada diferencia.
- 2 Diseño del plan experimental:** En este caso, se pretende establecer un diseño de experimentos basado en la Metodología de la Superficie de Respuesta (MSR). Para

ello se utiliza el modelo Box-Behnken. Se definen también las variables de entrada y salida, con sus respectivos niveles. De igual forma, se establecen las variables controlables y no controlables que afecten directamente al proceso de combustión, y, por ende, la emisión de gases contaminantes.

- 3 Selección de la instrumentación para la adquisición de datos:** Los datos se adquieren sobre un motor de combustión interna, en la cámara semianecoica de la Universidad Politécnica Salesiana, Cuenca, Ecuador. Este motor se encuentra sobre un banco de pruebas controlado. Es vital que la configuración del mismo esté acorde a lo definido por las variables de entrada, así como los factores controlables del mismo y los no controlables, que afectan al entorno de la cámara. Para establecer el rango de los parámetros de variación de la operación del motor, se hará a través de un escáner automotriz. Para los datos de vibración se usará un acelerómetro piezoelectrónico uniaxial, para finalmente cuantificar la emisión de gases contaminantes a través de un medidor de gases, mismo que cuenta con el análisis de 4 de ellos (HC, O₂, CO₂ y CO).
- 4 Adquisición y tratamiento de datos:** La adquisición de datos obedece al diseño de experimentos obtenido para garantizar la aleatoriedad de los mismos. Los datos de vibración del acelerómetro serán procesados en un equipo analizador de señales acústicas ADASH. Los valores de emisiones contaminantes no requieren tratamiento.
- 5 Análisis de resultados:** Los valores de vibración del motor serán analizados a través del procesamiento de las señales temporales obtenidas del equipo ADASH. Se elaborará un algoritmo en el software Matlab para convertir la señal temporal al dominio de la frecuencia a través de la Transformada Rápida de Fourier. Un análisis de la varianza ANOVA permitirá reducir el modelo para eliminar los términos que no son significativos.
- 6 Planteamiento del modelo matemático:** Para el planteamiento del modelo matemático se analizará la correlación que tienen las variables de entrada con la variable de salida. En primera instancia se determinará la normalidad de los datos y la aleatoriedad de los mismos. Una vez definidos los términos de significancia para el modelo, se analizan las gráficas de la superficie de respuesta, así como las gráficas de contorno, con el objetivo de optimizar las emisiones contaminantes. En el caso específico de este estudio, reducir las mismas.

Capítulo 4

DESARROLLO DE LA CONTRIBUCIÓN

En este capítulo se pretende plantear el modelo matemático, que permita definir la correcta combinación de combustible y aceite lubricante para diferentes estados vehiculares (nuevo, uso medio, desgaste avanzado) para la reducción de emisiones contaminantes.

Para ello, se adquieren las señales temporales del MCI, así como los valores de emisiones contaminantes. Este análisis se realiza mediante un análisis de superficie de respuesta, en conjunto con un análisis de residuos para determinar la normalidad de los datos si estos tienen varianza constante, valores atípicos, valores influyentes, simetría de los datos y la aleatorización de la corrida experimental. Se complementa con un análisis de efectos principales, para observar el comportamiento de las variables de respuesta según el comportamiento de los factores de entrada. Finalmente, el análisis de interacciones que permite observar la correlación entre variables.

Una vez determinada la correlación entre variables que influyen en la variable de salida (vibraciones), se lleva a cabo el planteamiento del modelo, el cual presentará una contribución importante en el uso adecuado de combustibles y lubricantes de motor para diferentes estados de desgaste de los MCI, a fin de reducir la emisión de gases contaminantes del mismo.

4.1 Diseño experimental

Para el presente estudio, se establece un protocolo de adquisición de datos mediante un diseño de experimentos a través del método de superficie de respuesta, la cual permitirá analizar de forma visual el resultado promedio para cierta área de los niveles de los factores o variables de entrada y valorando así la sensibilidad de la variable de salida ante dichos cambios.

4.1.1 Modelo Experimental

Para la obtención del modelo matemático, se emplea el método de superficie de respuesta, con el diseño de segundo orden Box – Benken. Este diseño tiene una aplicabilidad ideal

cuando se tienen tres factores, por la eficiencia que presentan respecto al número de corridas. Geométricamente, la representación de este modelo se muestra en la Figura 6.

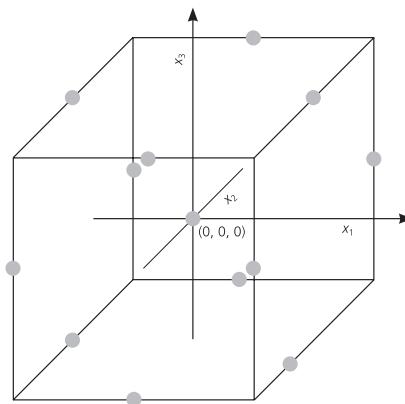


Figura 6: Representación geométrica del diseño Box-Behnken para tres factores.

Fuente: Gutiérrez, 2008.

Se aprecia, que los puntos del diseño se encuentran en medio de las aristas, no incluyendo el tratamiento de los puntos en los vértices. Con esta disposición de los puntos, se consigue que los tratamientos del diseño Box-Behnken tengan al menos uno de los factores fijados en la mitad de su rango de prueba tengan, resultando en menos extremos que los de un factorial 3^2 .

Con el objeto de establecer el modelo, se definen las variables inmersas en el proceso a ejecutar, esquematizadas en la Figura 7, y que influyen directamente en el proceso de combustión, y, por ende, en las emisiones contaminantes.

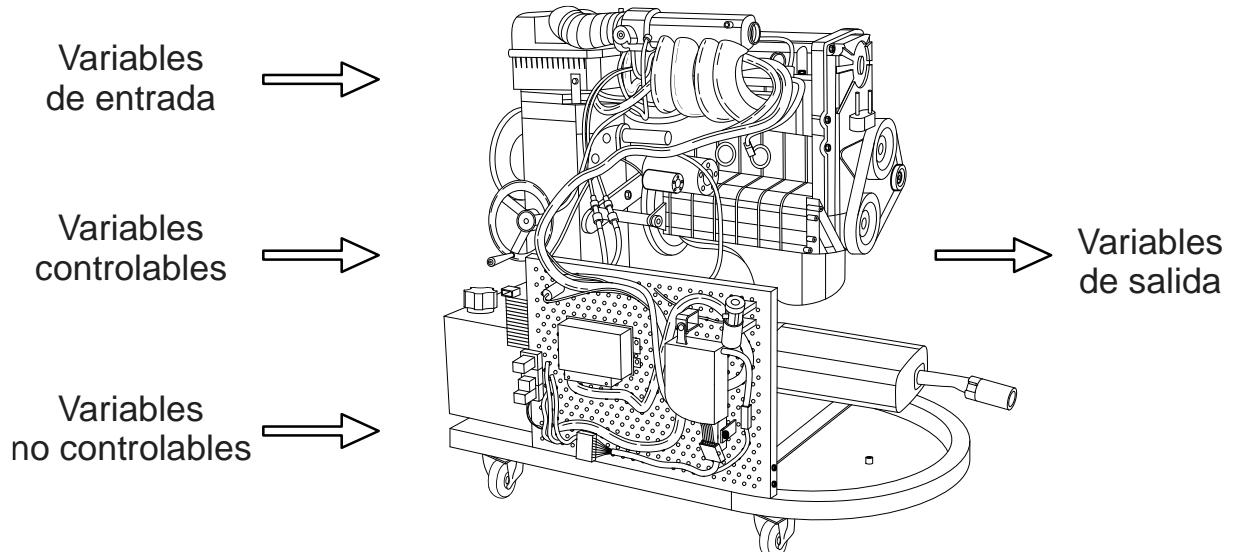


Figura 7: Esquema de las variables del experimento.

Fuente: Elaboración propia.

4.1.2 Variables de entrada

Las variables de entrada, son los factores que, de forma independiente, actúan sobre una respuesta, conocida como variable de salida.

El presente estudio pretende establecer un modelo matemático para la disminución de las emisiones contaminantes (variable de salida), las cuales dependerán de cierta configuración inicial que tengan las variables de entrada: *desgaste del motor, viscosidad del aceite lubricante y calidad del combustible*.

4.1.2.1 Desgaste

El desgaste de las válvulas del motor, entre su guía y vástago, ocasiona que el lubricante pueda llegar a la cámara de combustión. Este aceite puede carbonizarse o generar barnices, lo que, en conjunto con la combustión, genera un incremento notable en la emisión de gases contaminantes. Esta holgura, producto del desgaste, generará una oscilación mayor en el motor, pudiendo ser percibida por señales de vibración.

Para conseguir los tres factores de la variable de entrada *desgaste* se mecaniza el vástago, como se indica en la Figura 8 hasta obtener el juego máximo permisible de 0.15 mm (nivel superior). El nivel inferior, será el equivalente a un vehículo nuevo, con una holgura igual a cero.

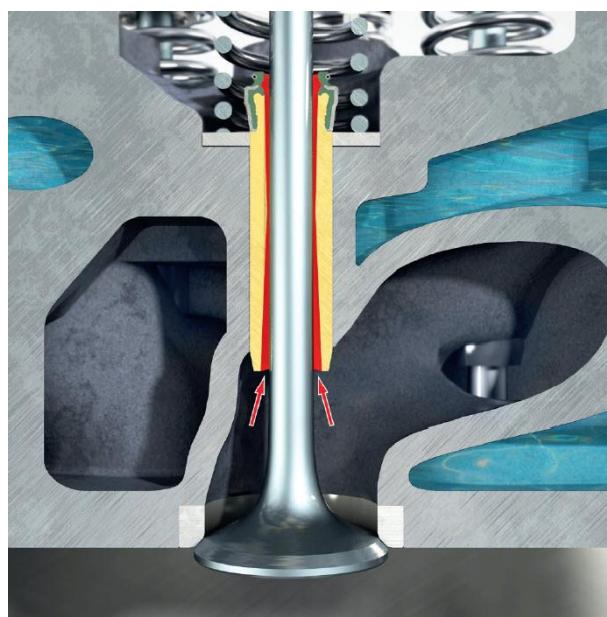


Figura 8: Desgaste entre el vástago y guía de la válvula.

Fuente: Payri, 2011.

4.1.2.2 Viscosidad del lubricante

La segunda variable de entrada es el aceite lubricante. La viscosidad de este, juega un papel relevante en el comportamiento dinámico del motor. Por una parte, se tiene que, si el juego entre el vástago y la guía de las válvulas aumenta, un incremento de la viscosidad del lubricante ocasionará que el motor presente menos oscilaciones, sin embargo, esto genera mayor consumo de combustible y, por lo tanto, un añadido en la emisión de gases contaminantes.

En el presente experimento, se utilizan tres aceites lubricantes, pertenecientes a la misma casa comercial, con compuestos similares, y cuyas especificaciones técnicas se recogen en la Tabla 1:

Tabla 1: Datos técnicos de los aceites lubricantes.

Grado SAE	5W30	10W30	20W50
Gravedad específica @ 60°F	0.866	0.869	0.881
Densidad. lbs/gal @ 60°F	7.21	7.24	7.33
Color, ASTM D1500	3	3	3
Punto de inflamación (COC), °C (°F)	229 (444)	227 (440)	230 (446)
Punto de fluidez, °C (°F)	- 39 (-38)	- 39 (-38)	- 30 (-22)
Viscosidad, Cinemática:			
cSt @ 40°C	65.7	106	176
cSt @ 100°C	10.5	15.8	19.6
Índice de viscosidad	148	150	128
Viscosidad para rotación en frío, cP:	4550	6200	7200
@ (°C)	(-25)	(-25)	(-15)
Alta Temp/Alta viscosidad, cP @150°C	3	3.8	4.9
Ceniza sulfatada, ASTM D874, wt %	0.96	0.96	0.96
Número base total (TBN), ASTM D2856	8	8	8

Fuente: Elaboración propia.

Los niveles de esta variable se caracterizan a través de su viscosidad cinemática medida en cSt @ 100°C como:

- ✓ *Nivel inferior:* Aceite grado SAE 5W30, 10.5 cSt @ 100°C
- ✓ *Nivel medio:* Grado SAE 10W30; 15.8 cSt @ 100°C
- ✓ *Nivel superior:* Grado SAE 20W50; 19.6 cSt @ 100°C

4.1.2.3 Combustible

Localmente, el parámetro más importante de comercialización del combustible es el número de octanos. Actualmente en Ecuador se comercian dos tipos de gasolinas:

- ✓ Gasolina Ecopáis: 87 Octanos
- ✓ Gasolina súper: 92 Octanos

La gasolina Ecopais se formula en base a una combinación que oscila entre 200 a 300 hidrocarburos, que resultan de varios procesos de refinación del petróleo. Este combustible está pensado para uso en vehículos que dispongan de motores con una moderada relación de compresión. Al tener una compresión mayor en el cilindro, el pistón incrementa la temperatura de la mezcla aire combustible, generando la ruptura de la estructura molecular de los hidrocarburos parafínicos lineales. Esto ocasiona que nuevos radicales libres aparezcan y para explosionar de forma agresiva, produciendo el fenómeno de detonación en el cilindro.

Por otra parte, la gasolina súper se utiliza en motores con una relación de compresión elevada. Se compone de varios hidrocarburos, entre los que destacan los isoparafínicos y aromáticos, lo que hace que resista presiones y temperaturas elevadas sin que se rompan sus moléculas.

En respuesta a las medidas medioambientales globales, se ha sustituido al plomo del combustible por fracciones mayores de varios hidrocarburos como los aromáticos, isoparafinas y compuestos oxigenados, cuyo excedente recircula en el motor a través de la válvula EGR o se transforma en el catalizador. Así, al usar un tipo de combustible libre de plomo en un motor que no esté provisto de estos dispositivos, se incrementará la producción de hidrocarburos sin quemar para ser liberados a la atmósfera por el tubo de escape.

La norma NTE INEN 935:99 establece los requisitos que deben cumplir las gasolinas para motores de combustión interna con encendido por chispa para el Ecuador. La Tabla 2 recoge la comparativa de parámetros de las gasolinas Ecopais y súper.

Tabla 2: Comparativa de las gasolinas según NTE INEN 935:99

Parámetros	Gasolina (Ecuador)	
	Ecopáis	Súper
Número Octano Research (RON)	87	92
Presión de Vapor reíd [kpa]	Max 56	Max 56
Contenido de plomo orgánico [g/l]	Max + 0.013	Max + 0.013
Residuo [% vol]	Max 2	Max 2
Estabilidad a la oxidación [min]	Min > 240	Min 240
Contenido de benceno [% vol]	Max 1	Max 2

Contenido azufre [ppm]	<i>Max</i> 0.2	<i>Max</i> 0.2
Contenido de aromáticos [% vol]	<i>Max</i> 20	<i>Max</i> 30
Contenido de olefinas [% vol]	<i>Max</i> 20	<i>Max</i> 25
Contenido de gomas [mg/100 ml]	<i>Max</i> 4	<i>Max</i> 4

Fuente: *Elaboración Propia*

Para conseguir un incremento en el octanaje del combustible, se opta por el uso de sustancias químicas que mejoran las propiedades del carburante. Esta aditivación representa una alternativa económica, rápida en cuanto a tiempo, siempre y cuando la dosificación sea la adecuada.

En nuestro país se comercializan varios tipos de aditivos que prometen un incremento en el número de octanos, con una facilidad para conseguirlos, relativamente sencilla. Basta con hacerse con uno de ellos en una estación de servicio.

En el estudio realizado por Encalada et al. [97], determina que el aditivo más utilizado en la Ciudad de Cuenca, Ecuador es el de origen órgano metálico en estado líquido. Para el presente estudio, se determina que el incremento de octanaje en la gasolina eco, es de 7 octanos.

De esta manera, se establecen los tres niveles de la variable *combustible*, de la siguiente manera:

- ✓ *Nivel inferior:* Gasolina ecopáis
- ✓ *Nivel medio:* Gasolina súper
- ✓ *Nivel Superior:* Gasolina extra con aditivo

4.1.3 Diseño del experimento

Una vez que se han establecido las variables y sus diferentes niveles, resumidos en la Tabla 3, se establece el diseño experimental mediante el modelo de superficie de tipo Box-Behnken. Esta metodología permitirá obtener el orden y combinación de variables para la adquisición de las muestras de emisiones contaminantes y vibraciones. El presente diseño consta de 15 corridas base las mismas que se detallan en la Tabla 4. El diseño ha sido generado en el Software Design Expert ®.

Tabla 3: Variables de Entrada

Variable	Unidad	Nivel inferior	Nivel medio	Nivel superior
Desgaste	[mm]	0	0,075	0,15
Viscosidad	[sCt]	10,5	15,8	19,6

Combustible	[Octanos]	0	0,5	1
-------------	-----------	---	-----	---

Fuente: Elaboración Propia

Tabla 4: Corridas experimentales

Std	Run	Factor 1 A: Desgaste [mm]	Factor 2 B: Viscosidad [sCt]	Factor 3 C: Combustible [# Octanos]
4	1	0,15	19,6	0,5
5	2	0	15,8	0
2	3	0,15	10,5	0,5
13	4	0,075	15,8	0,5
12	5	0,075	19,6	1
1	6	0	10,5	0,5
8	7	0,15	15,8	1
7	8	0	15,8	1
10	9	0,075	19,6	0
9	10	0,075	10,5	0
11	11	0,075	10,5	1
3	12	0	19,6	0,5
15	13	0,075	15,8	0,5
6	14	0,15	15,8	0
14	15	0,075	15,8	0,5

Fuente: Elaboración propia.

4.1.4 Factores controlables

Los factores controlables dentro de un procedimiento experimental son esas características que pueden ser fijados en un nivel dado, los cuales se controlan a lo largo de la operación normal del proceso.

Para la ejecución del presente experimento se tomaron en cuenta aquellos factores que pueden incidir en la variable de respuesta y que se pueden controlar en un rango fijo. Estas variables son: *velocidad de giro, temperatura del refrigerante y la temperatura de ingreso del aire*. El rango de variación de estos factores, se recogen en la Tabla 5:

Tabla 5: Factores controlables

Factor	Unidad	Rango
Velocidad	[rpm]	1560

Temp. Refrigerante	[°C]	83 – 85
Temp. Aire de ingreso	[°C]	41 - 45

Fuente: Elaboración Propia

4.1.5 Variable de Respuesta

A través de las características de esta variable se puede conocer los resultados de cada prueba experimental. En este caso, se pretende reducir la emisión de gases contaminantes y la amplitud de vibración mediante una configuración apropiada de las variables de entrada detalladas en la Tabla 3.

4.2 Instrumentación y adquisición de datos

4.2.1 Unidad Experimental

La unidad experimental, consta de un motor de combustión interna marca Hyundai. La representación del motor se muestra en la Figura 6, cuyas especificaciones técnicas, se detallan en la Tabla 1:

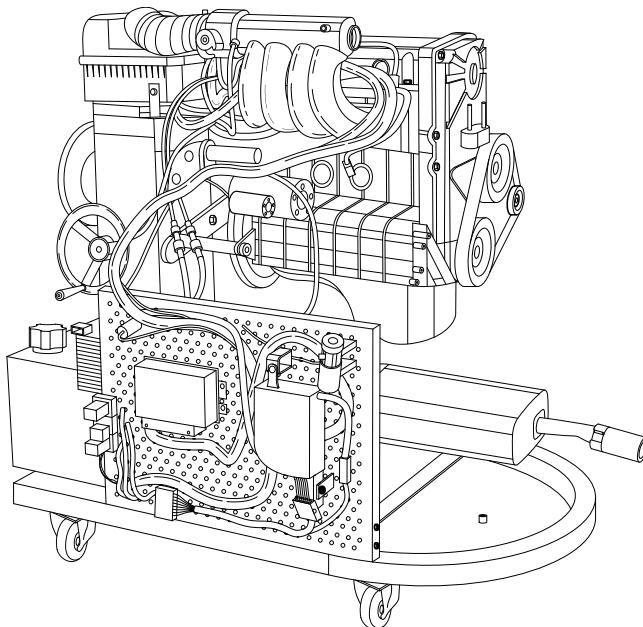


Figura 9: Motor Hyundai Accent.

Fuente: Elaboración propia.

La disposición del motor al inicio del experimento pretende eliminar las variables de ruido que puedan afectar al motor, ligados directamente a su mantenimiento. Para ello se parte de una configuración igualitaria para todas las muestras, considerando el mismo estado de partida de bujías, filtros de aire, aceite y combustible.

Tabla 6: Especificaciones técnicas de motor experimental

Motor	Alpha II
Modelo	G4FK
Cilindrada	1.5 L
Potencia Máxima	74 kW @ 600 rpm
Par máximo	134 Nm @ 400rpm
Relación de Compresión	9.5:1
Distribución	DOHC

Fuente: Elaboración Propia

En la Tabla 5 se recogen los rangos de variación de los factores controlables del experimento. Estos parámetros son monitorizados por el escáner automotriz mostrado en la Figura 10 (a). Los datos que se obtienen de este equipo detallan en la Figura 10 (b).



Figura 10: (a) escáner automotriz

CURRENT DATA		28/ 31
MAP SENSOR.....	19.8	kPa
INTAKE AIR TEMP.SENSOR.	41.3	°C
COOLANT TEMP.SENSOR....	84.0	°C
THROTTLE POSITION SNSR.	663	mV
ENGINE SPEED.....	1523	rpm
IGNITION TIMING.....	31	°
INJECTOR DURATION-BANK1	2.4	mS
INJECTOR DURATION-BANK2	0.7	mS
INJECTOR DURATION-BANK3	2.4	mS
INJECTOR DURATION-BANK4	2.4	mS
EVAP.PURGE VALUE.....	5.9	%
FUEL PUMP RELAY.....	ON	
1: Graph		ENTER: Fix

(b) datos en pantalla del escáner

Fuente: Elaboración propia.

4.2.2 Adquisición de señales vibratorias.

La norma ISO 10816-6:1995 brinda directrices y procedimientos para la medición y clasificación de vibraciones mecánicas de máquinas con movimiento alternativo (recíprocantes). De esta forma se asegura que las mediciones para una posterior comparación entre señales sea lo más congruente y fiable.

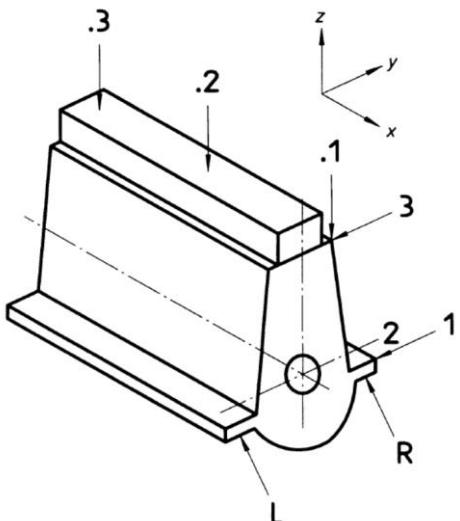
La Tabla 7 estandariza las posiciones y direcciones del acelerómetro según la norma, que de forma gráfica se muestran en la Figura 11.

Tabla 7: Direcciones y puntos de medida para acelerómetros en MCIA

Lado de medida	L	Lado izquierdo de frente al motor
	R	Lado derecho de frente al motor
Niveles de medida	1	Borde inferior de la bancada
	2	Nivel del cigüeñal
	3	Nivel del cabezote
Puntos de medida en relación a la longitud de la máquina	.1	Lado de acople
	.2	Mitad de la máquina
	.3	Lado libre

Fuente: Elaboración Propia

CILINDROS EN LÍNEA VERTICAL



CILINDROS EN V

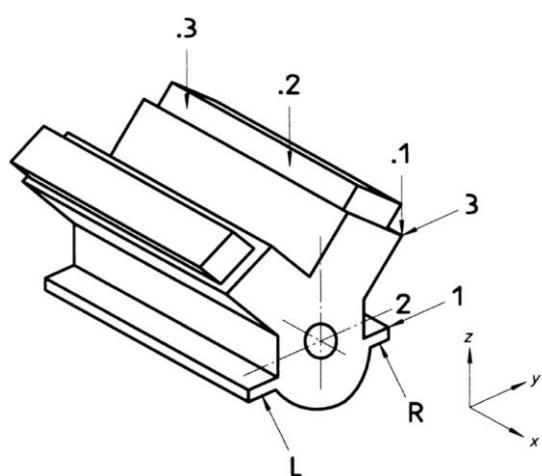


Figura 11: Direcciones y puntos de medida para acelerómetros en MCIA.

Fuente: ISO 1081 – 6, 1995.

En atención a la Tabla 7 y Figura 11, se determina que la posición del acelerómetro se debe ubicar de forma perpendicular y lo más cercano posible al objeto a analizar. Esto es en el lado derecho de frente al motor (**R**), en el nivel del cabezote (**3**), en el lado de acople (**.1**). La Figura 12, muestra la posición del acelerómetro imantado en el motor.

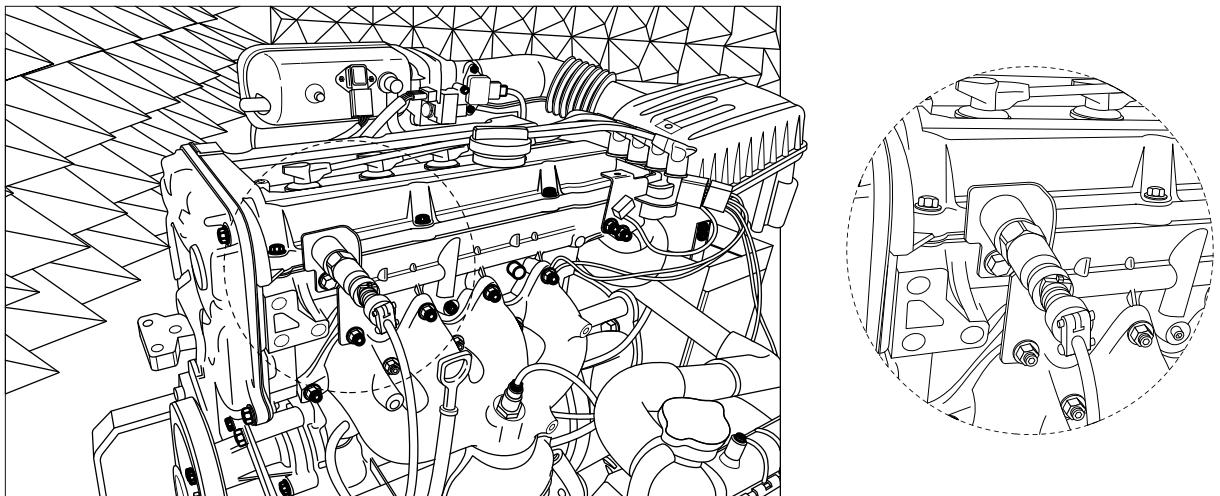


Figura 12: Posición del acelerómetro en el motor.

Fuente: Elaboración propia.

El nivel de vibración puede medirse en términos de aceleración (g), velocidad (mm/s) o desplazamiento (μm).

4.2.2.1 Cadena de Medida

Un Sistema de Adquisición de datos (SAD), constituye la interfaz entre lo analógico y digital empleada en la toma de datos para la monitorización de vibraciones de una maquinaria. Esta cadena de medida se muestra en la Figura 13

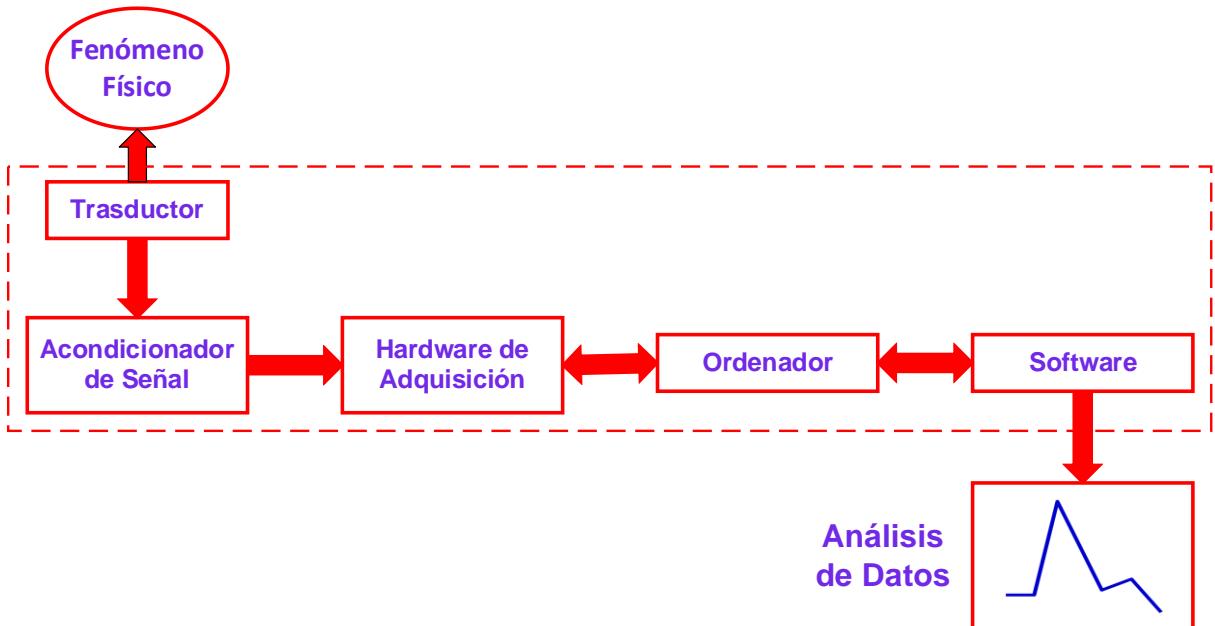


Figura 13: Cadena de medida de vibraciones.

Fuente: Elaboración propia.

El primer eslabón en trasformar el fenómeno físico (vibración) en una señal de tipo eléctrica. Para ello se emplean los transductores (acelerómetros, sensores de desplazamiento y velocidad). La señal que generan estos sensores suele ser muy baja, es por ello que se requieren acondicionarlas. Una vez que la señal ha sido amplificada puede ser ya visualizada, registrada y/o analizada.

El transductor a ser utilizado en el presente estudio, es un acelerómetro uniaxial de tipo piezoelectrónico, ilustrado en la Figura 14. La Tabla 8 resume las especificaciones técnicas de dicho sensor.



Figura 14: Acelerómetro uniaxial ERBE SSD.

Fuente: ERBE SSD.

Tabla 8: Características Técnicas
Acelerómetro uniaxial ERBE SSD ®

Descripción	Características
Marca	ACS
Modelo	3411LN
Sensibilidad	330 mV/g
Grado de Protección	IP67
Rango	1 – 15000 Hz
Integración con un acelerómetro unidireccional con regulador de voltaje, amplificador y un filtro que limpia la señal analógica digital de 5000 Hz	

Fuente: ERBE SSD

La señal adquirida por el transductor es posteriormente procesada por el analizador de señales acústicas ADASH ® de la Figura 15, cuyas especificaciones técnicas se detallan en la Tabla 9. Finalmente, estas señales son almacenadas en un formato .wav (Figura 16), para su posterior procesamiento, análisis y extracción de características estadísticas.

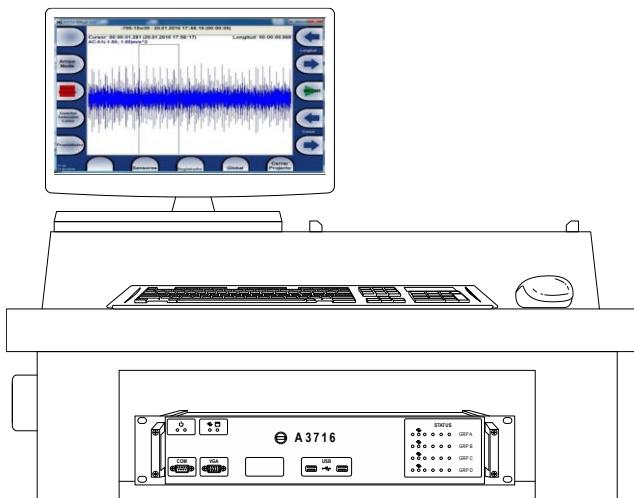


Figura 15: Analizador de señales ADASH ®

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 9: Características técnicas equipo ADASH ®

Descripción	Características
Marca	ADASH
Modelo	A3716 2U
Serie	624971
Canales AC	16
Canales DC	16
Integración de Software	SI

Fuente: Manual de usuario ADASH

La Figura 16, resume todo el proceso para la adquisición de las señales vibraciones, desde la configuración del motor de combustión interna MCI hasta la extracción de las características propias de la señal, así como los espectros en dominio de la frecuencia.

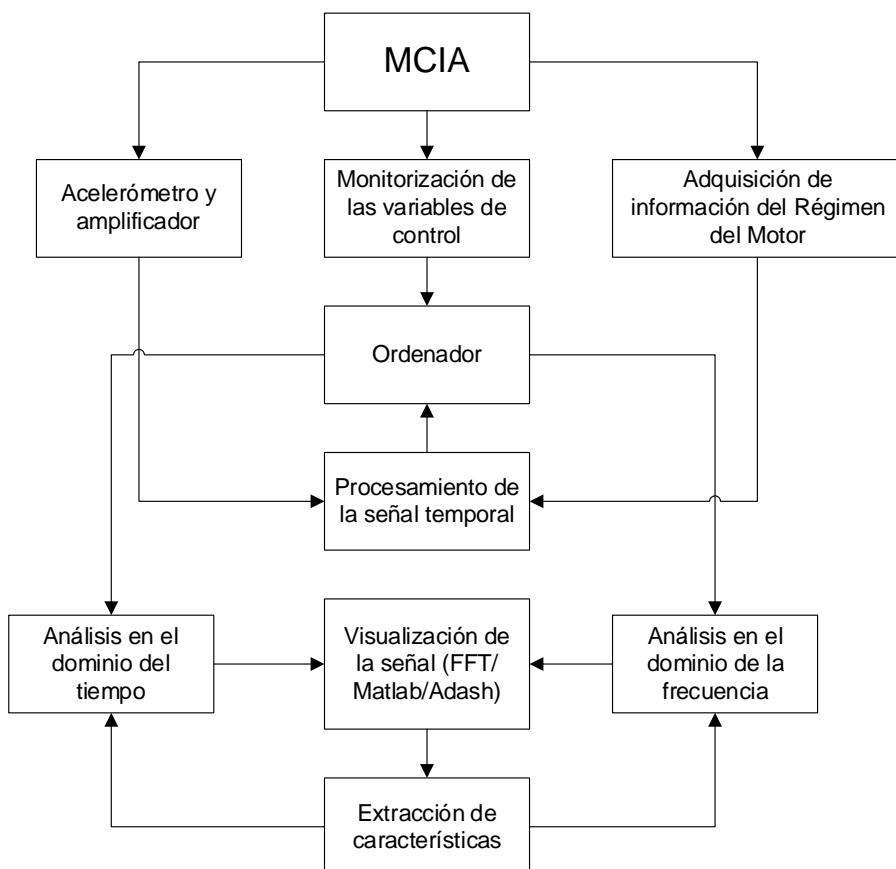


Figura 16: Procedimiento de adquisición de señales vibratorias.

Fuente: Elaboración propia.

4.2.3 Procesamiento de señales vibratorias

El análisis espectral se define como la transformación de una señal del dominio del tiempo, al dominio de la frecuencia. Esto se consigue a través de la Transformada rápida de Fourier, cuyas cuatro formas fundamentales, se definen en las tres siguientes secciones:

4.2.3.1 La serie de Fourier

La fundamentación matemática de la Serie de Fourier trata de una señal de temporal periódica, es decir, que se repite una cantidad infinita de veces. En su tiempo, Fourier demostró que esta señal temporal periódica puede ser representada como una suma de funciones seno y coseno (Figura 17) cuyas frecuencias resultan como el múltiplo del recíproco de la señal temporal, las cuáles se pueden representar como la sumatoria de una serie de componentes armónicos, donde la frecuencia fundamental de la serie es igual a 1 entre la longitud de onda. La amplitud de algunos de estos armónicos se denominan *Coeficientes de Fourier*.

La Serie de Fourier de una función periódica $s(t)$ de período T , está determinada por la Ecuación 4 [98].

$$F(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} [a_n \cos(n\omega_T t) + b_n \sin(n\omega_T t)] ; \quad \omega_T = \frac{2\pi}{T} \quad \text{Ecuación 4}$$

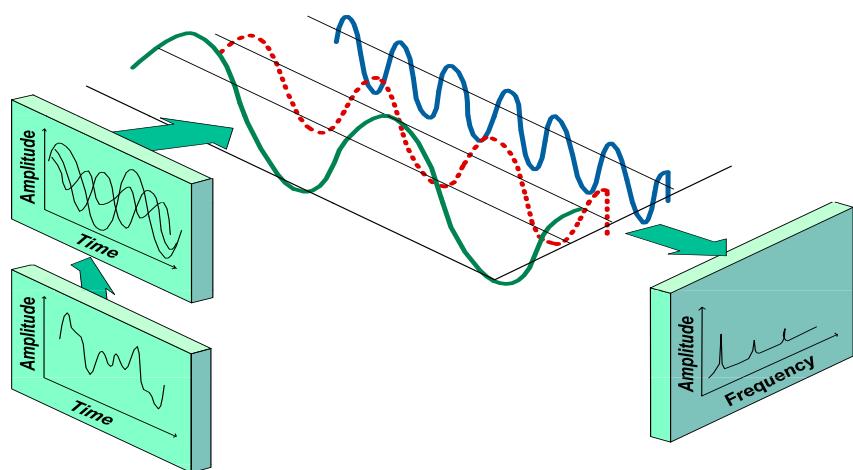


Figura 17: Transformada de Fourier.

Fuente: White, 2010.

4.2.3.2 Los coeficientes de Fourier

Una serie temporal puede representarse en el dominio de la frecuencia cuando los coeficientes de Fourier han sido determinados. Un elemento importante de esta serie es la reversibilidad que se tiene a partir de los coeficientes de frecuencia, lo que permitiría volver al dominio del tiempo sin perder información de la señal. La Ecuación 5, determina la frecuencia fundamental, mientras que las Ecuaciones 6, 7 y 8, permiten calcular los coeficientes de la serie:

$$\omega_T = \frac{2\pi}{T} \quad \text{Ecuación 5}$$

$$a_0 = \frac{2}{T} \int_0^T F(t) dt \quad \text{Ecuación 6}$$

$$a_n = \frac{2}{T} \int_0^T F(t) \cos(n\omega_T t) dt ; \quad n = 1, 2, \dots \quad \text{Ecuación 7}$$

$$b_n = \frac{2}{T} \int_0^T F(t) \sin(n\omega_T t) dt ; \quad n = 1, 2, \dots \quad \text{Ecuación 8}$$

4.2.3.3 La Transformada Integral de Fourier

La Transformada Integral de Fourier, es la extensión de la Serie de Fourier para contener señales temporales de una infinita longitud. Esta integración logrará una transformación de cualquier señal continua en el tiempo, en un espectro continuo con una extensión de frecuencias infinitas.

La Transformada de Fourier se encuentra representada por las Ecuaciones 9, 10, 11, 12.

$$F(t) = \frac{1}{2T} \int_0^T f(t) dt + \frac{1}{T} \sum_{n=1}^{\infty} \int_0^T f(t) [\cos(n\omega_0 t) \cdot \cos(n\omega_0 x) + \sin(n\omega_0 t) \cdot \sin(n\omega_0 x)] dt \quad \text{Ecuación 9}$$

$$F(t) = \frac{1}{2T} \int_0^T f(t) dt + \frac{1}{T} \sum_{n=1}^{\infty} \int_0^T f(t) \cdot \cos(n\omega_0 t - n\omega_0 x) dt \quad \text{Ecuación 10}$$

$$F(t) = \frac{1}{2T} \int_0^T f(t) dt + \frac{1}{T} \sum_{n=1}^{\infty} \int_0^T f(t) \cdot \cos(n\omega_0(t-x)) dt \quad \text{Ecuación 11}$$

$$F(t) = \frac{1}{2T} \int_0^T f(t) dt + \frac{1}{\pi} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\pi}{T} \int_0^T f(t) \cdot \cos(n\omega_0(t-x)) dt \quad \text{Ecuación 12}$$

Finalmente, la Ecuación 13 denota la expresión de la Transformada Integral de Fourier.

$$F(t) = \frac{1}{2T} \int_0^T f(t) dt + \frac{1}{\pi} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\pi}{T} F_T(n\omega_0) dt$$

Ecuación 13

4.2.4 Adquisición de las Emisiones Contaminantes

Para la adquisición de los gases contaminantes producidos por la unidad experimental, se utilizó el analizador de gases de la marca QROTECH, modelo QGA-6000 mostrado en la Figura 18. La configuración del equipo se la realiza atendiendo al método Non Dispersive Infra-red (NDIR), el cual se usa para analizar CO , HC y CO_2 . Para el análisis de O_2 y NO_x se aplica el método electroquímico.

Este analizador está configurado para realizar una medición aplicando el

La Tabla 10, recoge las principales especificaciones técnicas del analizador de gases.

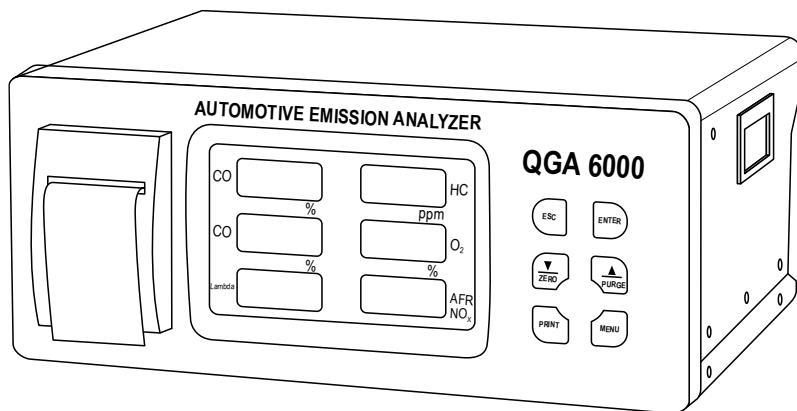


Figura 18: Analizador de gases QGA-6000.

Fuente: Elaboración Propia

Tabla 10: Especificaciones técnicas QROTECH QGA-6000

Medición	CO, HC, CO ₂ , O ₂ , Lambda, AFR, NOX (opcional)			
Método de medición	CO, HC, CO ₂ : Método NDIR O ₂ , NOx: Célula Electroquímica			
Rango de medición	0.00 ~ 9.99%		0 ~ 9999 ppm	
Resolución	CO	0.01%	HC	1 ppm
Display	4 dígitos LED		4 ó 5 dígitos LED	
Rango de medición	0.0 ~ 20.0%		0.00 ~ 25.00 %	
Resolución	CO ₂	0.1%	O ₂	0.01 %
Display	4 dígitos LED		4 dígitos LED	
Rango de medición	Lambda	0 ~ 2.000	AFR	0.0 ~ 99.0

Resolución	0,001	0.1
Display	4 dígitos LED	4 dígitos LED
Rango de medición	0-5000 ppm	
Resolución	Nox (Opcional)	1 ppm
Display		4 dígitos LED
Repetibilidad		Menos de $\pm 2\%$ FS
Tiempo de respuesta		Dentro de 10 segundos (más de 90%)
Tiempo calentamiento		Aproximadamente 2 ~ 8 minutos
Cantidad de muestra recogida		4 ~ 6 L/min
Alimentación		220V CA o 110V CA $\pm 10\%$ 50 o 60Hz

Fuente: Manual de usuario QROTECH QGA-6000

Finalmente, la Figura 19 presenta de forma esquemática y secuencial el procedimiento para la adquisición de datos, tanto de vibración como emisiones contaminantes. Se parte del diseño experimental en el software Design Expert (**a**). Luego, sobre el motor (**b**) se controlan las variables de entrada, así como las controlables a través de un escanear automotriz (**c**). Las señales vibratorias se adquieren mediante el acelerómetro (**d**) y se procesan en el equipo ADASH (**e**) para obtener los espectros y características específicas de la señal mediante el software Matlab (**g**). Las emisiones contaminantes son analizadas por el equipo QROTECH (**f**). Con todos los datos obtenidos, en el software Design Expert, se procesa la información para plantear el modelo matemático a través de la superficie de respuesta (**h**).

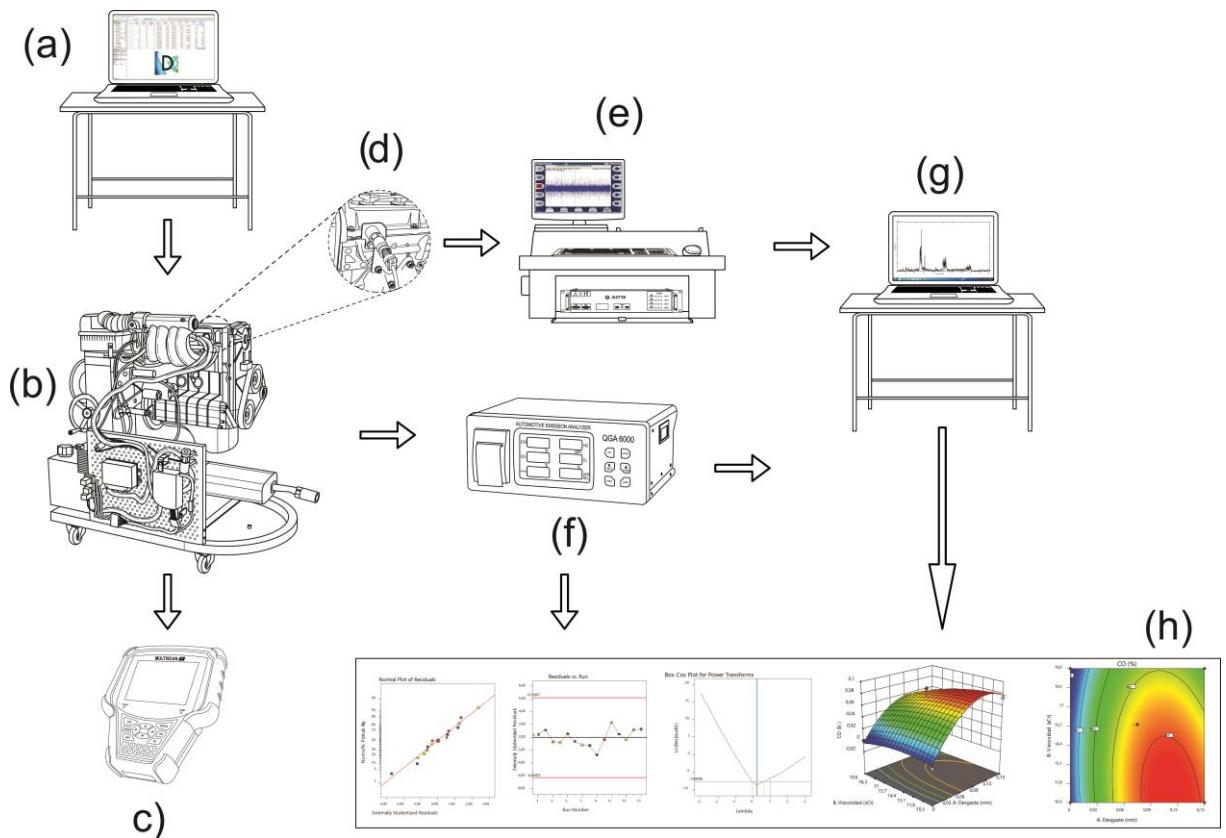


Figura 19: Esquema de la adquisición y procesamiento de datos del experimento.

Fuente: Elaboración propia

4.3 Análisis de Resultados: Vibraciones

El análisis de vibraciones del presente estudio se basa en la observación espectral del comportamiento del motor en el dominio de la frecuencia. Para ello se determina un espectro base o espectro patrón. El espectro patrón se calcula al obtener la media aritmética de la señal temporal, perteneciente a cada configuración de interacción de las variables.

A continuación, la Figura 20 representa el comportamiento del motor que no tiene desgaste. Se aprecia de forma evolutiva el comportamiento del mismo cuando la viscosidad del aceite lubricante aumenta. Esto resulta lógico, pues al existir mayor fricción a vencer, la potencia requerida presentará cierto incremento. La Tabla 11 detalla que las características que mayormente sufren variaciones con la curtosis y el valor eficaz RMS.

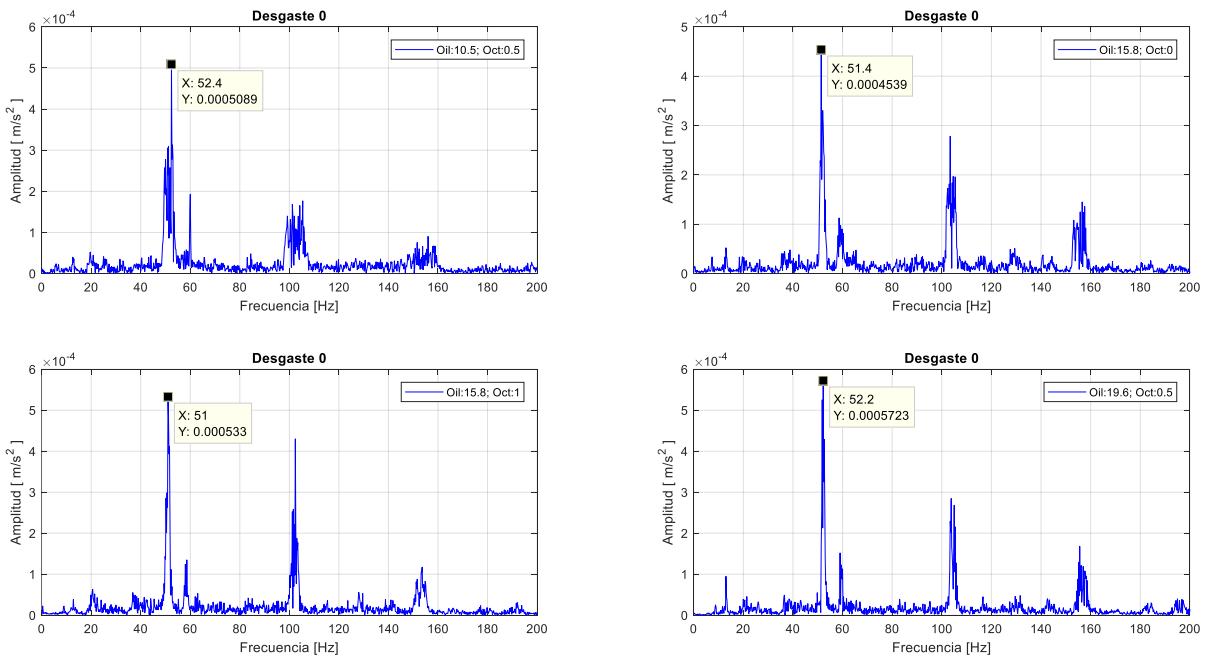


Figura 20: Comparación de espectros para un motor sin desgaste.

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 11: Comparación de características temporales de un motor sin desgaste

Muestra	M 0.5 - 05	M 15.8 – 0	M 15.8 - 1	M 19.6 – 0.5
Amplitud 1x	5,09E-04	4,54E-04	5,33E-04	5,72E-04
Media	1,83E-05	1,60E-05	1,35E-05	1,68E-05
Varianza	5,19E-10	6,35E-10	4,63E-10	5,67E-10
D. Estándar	2,28E-05	2,52E-05	2,15E-05	2,38E-05
Potencia	8,56E-07	8,92E-07	6,46E-07	8,49E-07
Energía	2,14E-09	2,23E-09	1,61E-09	2,12E-09
Curtosis	2,15E+01	5,26E+01	6,42E+01	2,16E+01
Asimetría	3,38E+00	5,22E+00	6,00E+00	3,43E+00
RMS	2,93E-05	2,99E-05	2,54E-05	2,91E-05
V. Pico	5,09E-04	6,06E-04	5,99E-04	5,72E-04
F. Cresta	17,40	20,31	23,55	19,64

Fuente: Elaboración propia.

Por otra parte, cuando el desgaste del motor aumenta a 0.075 mm, se aprecia como la amplitud de vibración también se ve incrementada (Figura 21). Este incremento se origina por la holgura entre el vástagos y guía de la válvula. Esta variación resulta más clara, al comparar las características estadísticas extraídas de la señal temporal y recogidas en la Tabla 12

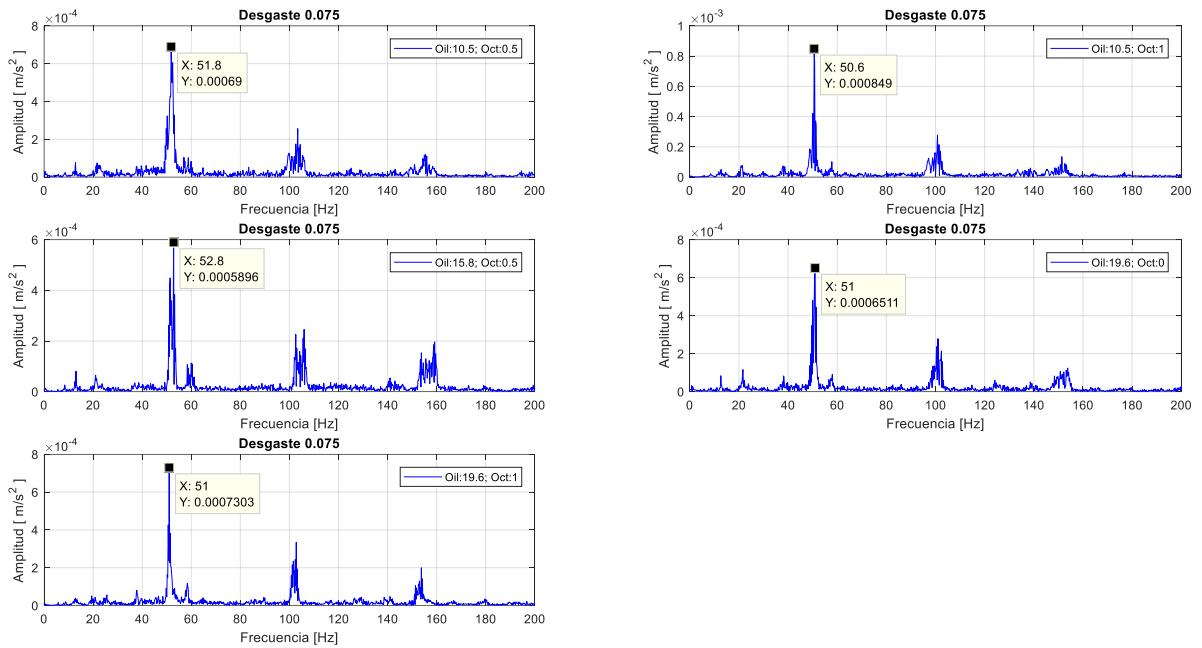


Figura 21: Comparación de espectros para un motor con un desgaste de 0.075.

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 12: Comparación de características para un motor con un desgaste de 0.075

Muestra	10.5 – 0.5	10.5 - 1	15.8 – 0.5	19.6 – 0	19.6 - 1
Amplitud 1x	6,90E-04	8,49E-04	5,90E-04	6,51E-04	7,30E-04
Media	1,56E-04	2,84E-05	7,03E-05	6,68E-06	3,06E-05
Varianza	1,12E-04	1,58E-05	1,10E-04	4,97E-06	2,91E-05
D. Estándar	1,57E-05	1,47E-05	1,22E-05	1,46E-05	1,43E-05
Potencia	5,60E-10	3,38E-10	3,34E-10	5,42E-10	4,87E-10
Energía	2,37E-05	1,84E-05	1,83E-05	2,33E-05	2,21E-05
Curtosis	8,41E-06	8,87E-06	6,40E-06	7,19E-06	6,91E-06
Asimetría	7,94E-04	8,49E-04	6,20E-04	6,51E-04	7,30E-04
RMS	5,28E-09	1,11E-08	4,49E-09	1,22E-08	2,64E-09
V. Pico	8,06E-07	5,55E-07	4,83E-07	7,54E-07	6,93E-07
F. Cresta	2,02E-09	1,39E-09	1,21E-09	1,89E-09	1,73E-09
Muestra	8,81E+01	6,14E+01	1,43E+02	3,29E+01	4,50E+01
Amplitud 1x	6,34E+00	4,10E+00	7,83E+00	4,31E+00	4,50E+00
Media	2,84E-05	2,35E-05	2,20E-05	2,75E-05	2,63E-05
Varianza	7,94E-04	8,49E-04	6,20E-04	6,51E-04	7,30E-04
D. Estándar	27,98	36,05	28,23	23,70	27,75

Fuente: Elaboración propia.

Finalmente, la Figura 22, en conclusión con las anteriores, demuestra como la variable de desgaste del motor, puede ser cuantificada a través del análisis de vibraciones. Esto permitirá aplicar el modelo matemático a motores que se encuentren fuera de un laboratorio. La Tabla 13, recoge las características temporales de la señal.

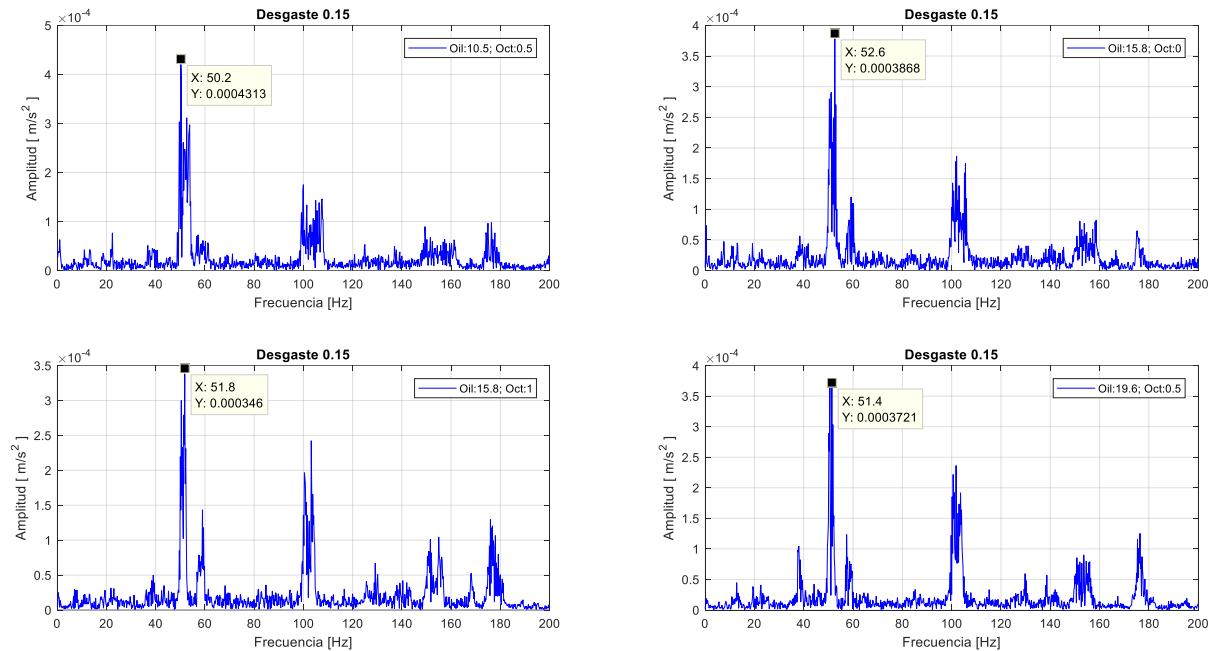


Figura 22: Comparación de espectros para un motor con un desgaste de 0.15.

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 13: Comparación de características para un motor con un desgaste de 0.15

Muestra	10.5 - 05	15.8 – 0	15.8 – 1	19.6 – 0.5
Amplitud 1x	4,31E-04	3,87E-04	3,46E-04	3,72E-04
Media	1,22E-04	5,05E-05	1,23E-04	1,63E-04
Varianza	2,29E-05	2,40E-05	7,14E-05	7,90E-05
D. Estándar	2,19E-05	2,01E-05	1,61E-05	1,90E-05
Potencia	8,05E-10	1,13E-09	5,89E-10	6,16E-10
Energía	2,84E-05	3,37E-05	2,43E-05	2,48E-05
Curtosis	1,20E-05	9,40E-06	9,02E-06	1,02E-05
Asimetría	3,84E-04	9,12E-04	1,00E-03	3,86E-04
RMS	1,61E-08	1,40E-08	1,22E-08	1,16E-08
V. Pico	1,28E-06	1,54E-06	8,49E-07	9,78E-07
F. Cresta	3,21E-09	3,84E-09	2,12E-09	2,44E-09
Muestra	1,60E+01	5,63E+01	1,40E+02	1,68E+01
Amplitud 1x	3,05E+00	5,41E+00	7,88E+00	3,04E+00
Media	3,58E-05	3,92E-05	2,91E-05	3,13E-05

Varianza	3,84E-04	9,12E-04	1,00E-03	3,86E-04
D. Estándar	10,72	23,27	34,35	12,36

Fuente: Elaboración propia.

En las Figuras 23 y 24, se representan de forma detallada, cómo la amplitud de la frecuencia de encendido aumenta según se incrementa el desgaste en el mismo. La comparación se realiza con la misma viscosidad y combustible de similares características.

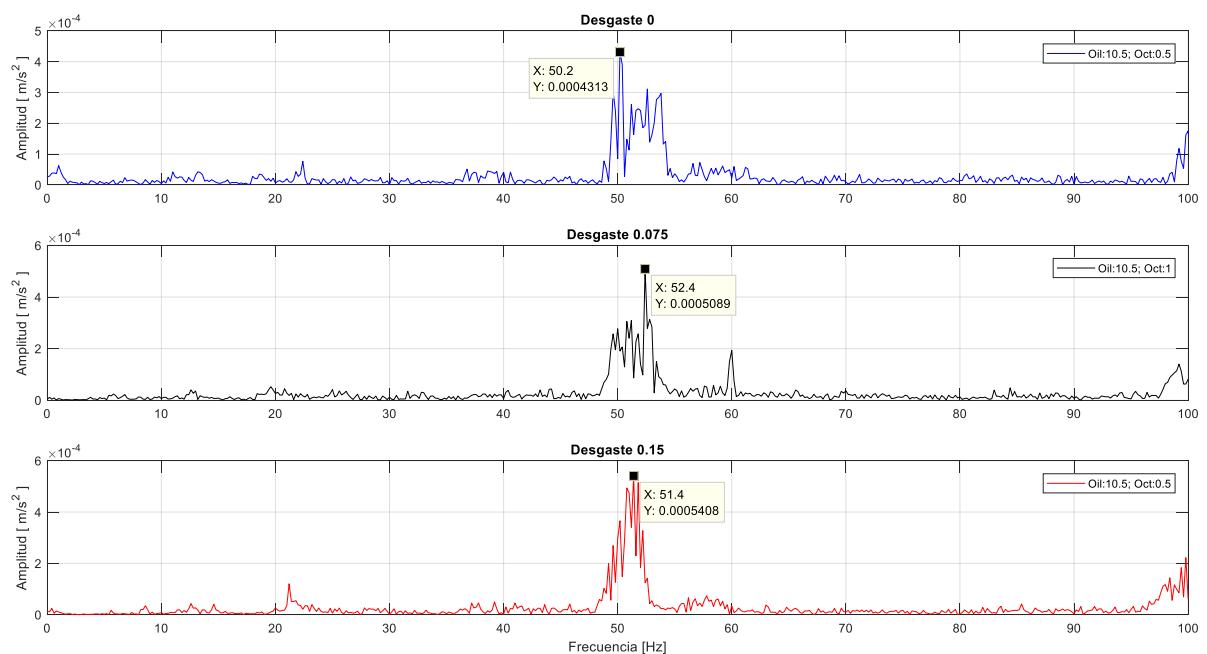


Figura 23: Evolución del desgaste de un MCI determinado por análisis de vibraciones.

Fuente: Elaboración propia.

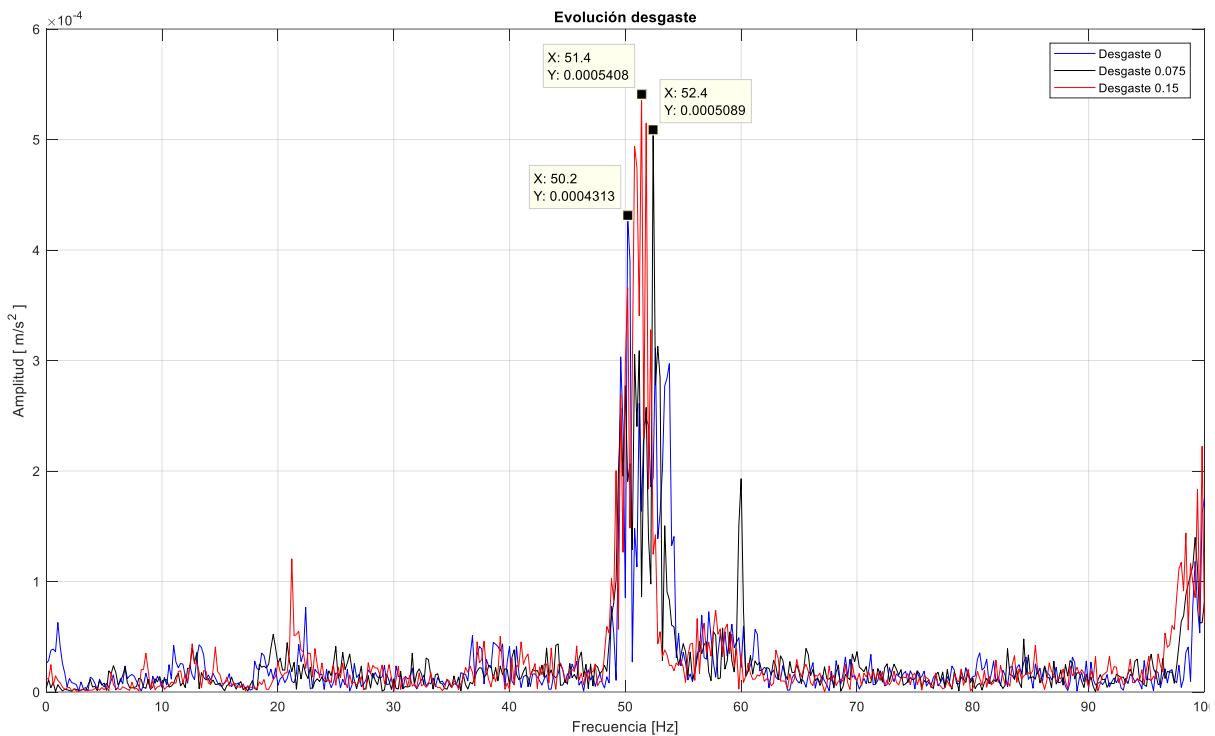


Figura 24: Comparación de espectros de vibración para varios desgastes.

Fuente: Elaboración propia.

Una de las soluciones sociales para la mitigación de este incremento en las vibraciones del motor es el uso de aceites con viscosidades más elevadas. En la Figura 25, se evidencia que efectivamente el uso de aceites más viscosos reduce la amplitud de vibración del pico de frecuencia correspondiente a la frecuencia de encendido f_e . Lamentablemente, esto ocasiona el incremento de las emisiones contaminantes emitidas a la atmósfera, tal y como se observa en la Tabla 14, la cual recoge el análisis de gases contaminantes para un motor con un desgaste de 0.15 mm entre el vástago y guía de válvula.

Tabla 14: Emisiones contaminantes para varias viscosidades

Viscosidad	HC	CO	CO2	O2	LAMBDA	AFR
10.5	36	0,06	17,8	0,24	1,006	14,7
15.8	41	0,08	17,7	0,68	1,022	15
19.6	49	0,06	17,9	0,51	1,016	14,9

Fuente: Elaboración propia.

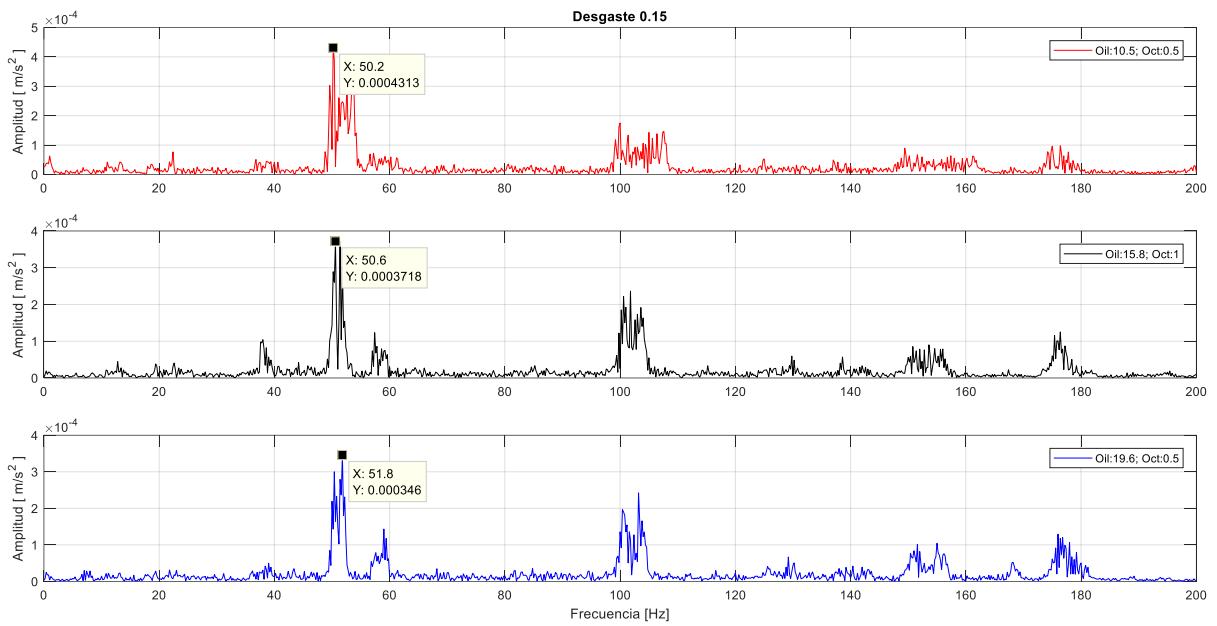


Figura 25: Amplitud de vibración en relación a la variación de la viscosidad.

Fuente: Elaboración propia.

4.4 Obtención de los modelos matemáticos

El presente trabajo, busca plantear modelos matemáticos que permitan reducir las emisiones contaminantes y vibraciones de un motor de combustión interna a través de la interacción de los factores que interfieren de forma directa sobre el mismo. Las emisiones contaminantes que se modelan son los Hidrocarburos no Combustionados (HC), Monóxido de Carbono (CO) y Dióxido de Carbono (CO₂). Por otra parte, la reducción de vibraciones se la modela a través del análisis del Valor eficaz (RMS) de la señal temporal adquirida.

4.4.1 Modelo para Hidrocarburos no Combustionados (HC)

Resulta vital una correcta interpretación de resultados para el análisis del diseño de superficie de respuesta. En primera instancia, se determinan cuáles son los términos que contribuyen de forma más significativa a la variabilidad en la respuesta. Para ello, se utiliza el diagrama de Pareto de los efectos principales, cuadrados y de interacción de la Figura 26. La línea de referencia, ubicada en 2.571, con un nivel de significancia del 0.05 indica cuáles de los efectos son significativos. En los resultados obtenidos, se aprecia que el efecto más significativo es el desgaste, así como la interacción entre la viscosidad y el combustible. Por otra parte, el combustible es el factor más pequeño y que menos se extiende.

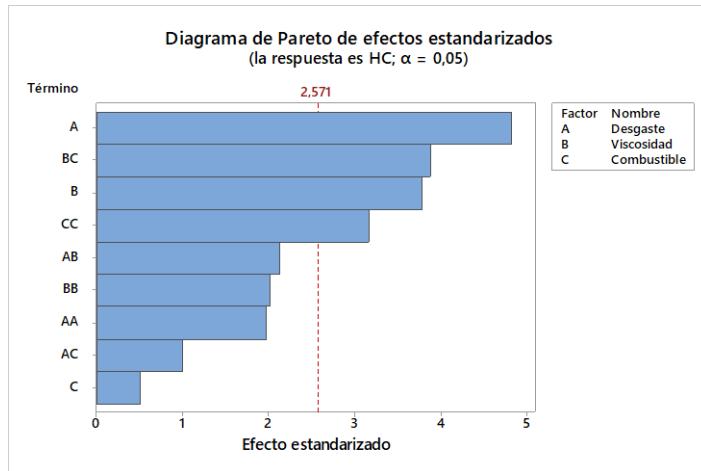


Figura 26: Diagrama de Pareto de efectos estandarizados para HC

Fuente: Elaboración Propia

Simultáneamente se analiza la gráfica de residuos (Figura 27), en donde la figura de probabilidad normal muestra cómo los residuos se ajustan a una recta, cumpliendo el supuesto de normalidad de los datos, siendo corroborado por el histograma que presente una simetría sin valores atípicos. En la gráfica de residuos vs ajustes se aprecia que los residuos están distribuidos de forma aleatoria y, por ende, tienen una varianza constante. La figura de residuos vs orden, esquematizan los residuos en el orden que se adquirieron los datos, fluctuando alrededor del cero. Esto indica en conclusión, que la adquisición de datos es correcta, garantizando la aleatoriedad obtenida en el diseño experimental.

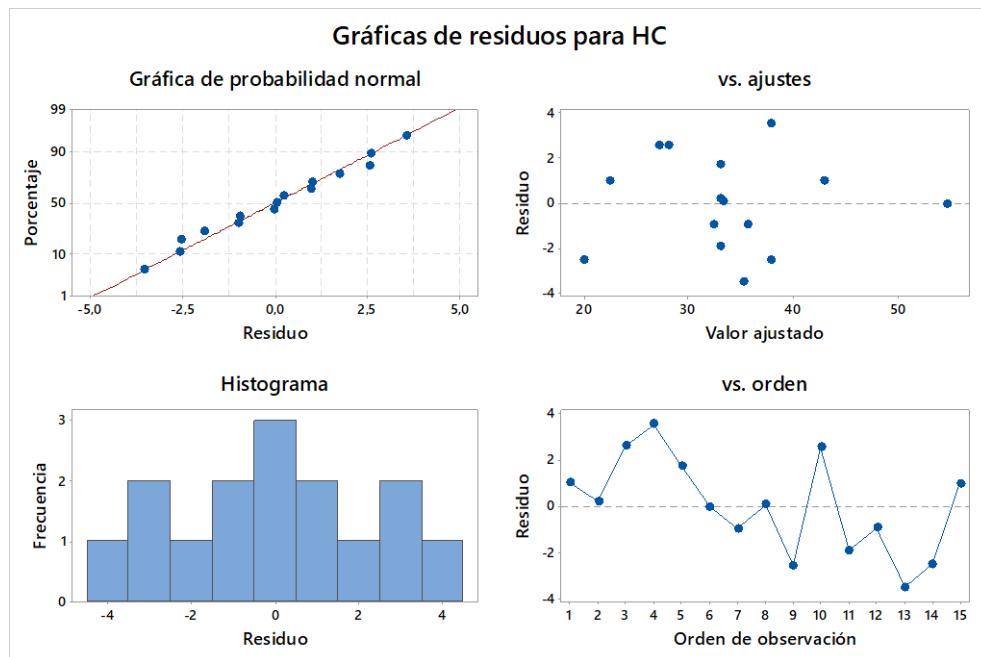


Figura 27: Gráficas de residuos para HC

Fuente: Elaboración Propia

El análisis de las gráficas de residuos de los modelos siguientes (CO, CO₂, RMS), cumplen con la aleatoriedad de los datos, cuyos resultados se representan en el Anexo I.

La gráfica de efectos principales de la Figura 28 evalúa la relación entre la respuesta y los predictores. Se aprecia que el desgaste y la viscosidad se comportan de manera convexa asimétrica, cada uno dentro de su rango mínimo y máximo. En relación al combustible, (cóncavo) se define que tiene un valor máximo y mínimo de afectación. En conclusión, al no tener líneas horizontales, la respuesta se ve afectada por los efectos principales de cada factor.

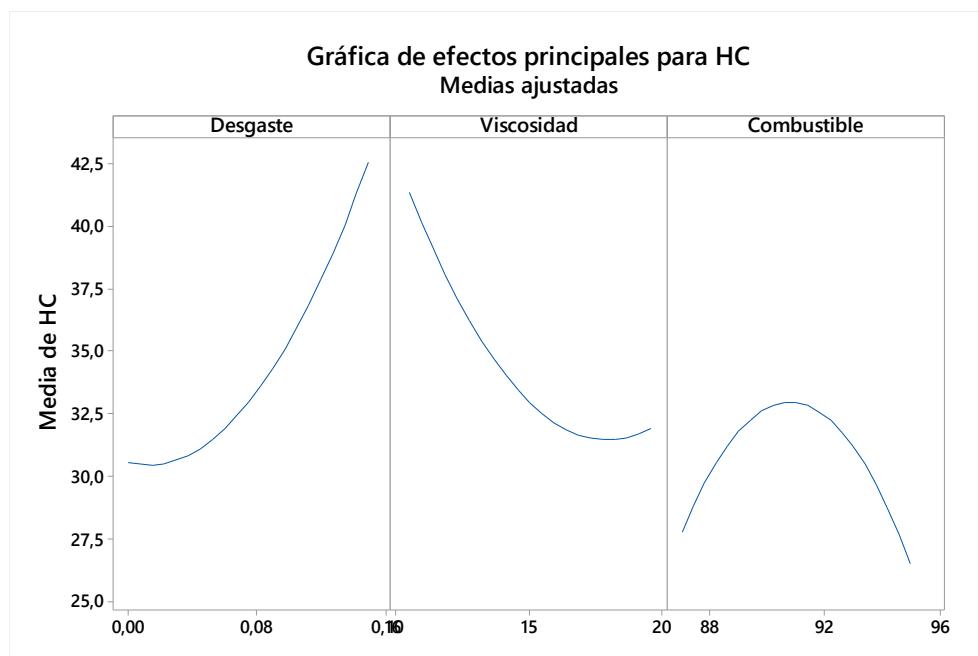


Figura 28: Gráfica de efectos principales para HC

Fuente: Elaboración Propia

En el Anexo II, se aprecian las gráficas de efectos principales para CO, CO₂, RMS, en donde de igual forma, no existen líneas paralelas por lo que la relación entre las variables de entrada y salida se ven claramente afectados

El planteamiento del modelo matemático que permite estimar la emisión de Hidrocarburos no Combustionados inicia con la recopilación de los valores estadísticos más importantes utilizados para seleccionar el punto de partida correcto para el modelo final. Estos estadísticos se recogen en la Tabla 15.

Tabla 15: Análisis de Varianza para HC

	Desviación Estándar	P - Valor secuencial	Falta de ajuste p - valor	R ²	R ² Ajustado	R ² Previsto
Lineal	6,99	0,0599	0,0555	0,4763	0,3334	-0,0997
2FI	5,96	0,1448	0,0700	0,7236	0,5162	-0,2913
Cuadrática	3,56	0,0439	0,1563	0,9383	0,8273	0,0802
Cúbica	1,84	0,1563		0,9934	0,9537	

Fuente: Elaboración propia

La Tabla 16 recoge la Suma de cuadrados del modelo secuencial. Se evidencia la selección del polinomio de orden superior (cuadrático) validando la significancia de los términos adicionales para que el modelo no tenga un alias. Un modelo con alias se da en modelos con diseños típicos factoriales fraccionados puesto que no se incluyen todas las combinaciones de niveles de factores.

Tabla 16: Modelo Secuencial Suma de cuadrados para HC

	Suma de cuadrados	df	Media cuadrática	F-valor	p-valor
Media vs Total	17078,71	1	17078,71		
Lineal vs Media	489,00	3	163,00	3,33	0,0599
2FI vs Lineal	253,92	3	84,64	2,39	0,1448
Cuadrática vs 2FI	220,48	3	73,49	5,80	0,0439
Cúbica vs Cuadrática	56,56	3	18,85	5,56	0,1563
Residual	6,79	2	3,39		
Total	18105,45	15	1207,03		

Fuente: Elaboración Propia

La Figura 29 representa el análisis de interacciones para los Hidrocarburos no combustionados (HC) donde se evidencia la interacción que tienen los factores *viscosidad * holgura* y *viscosidad * aditivo*, lo cual se comprueba con el *p - valor*, del análisis de la varianza ANOVA para el modelo cuadrático de la Tabla 17. Este valor estadístico se utiliza para cuantificar la significancia de un factor, teniendo que ser menor al valor de significancia ($\alpha = 0.005$).

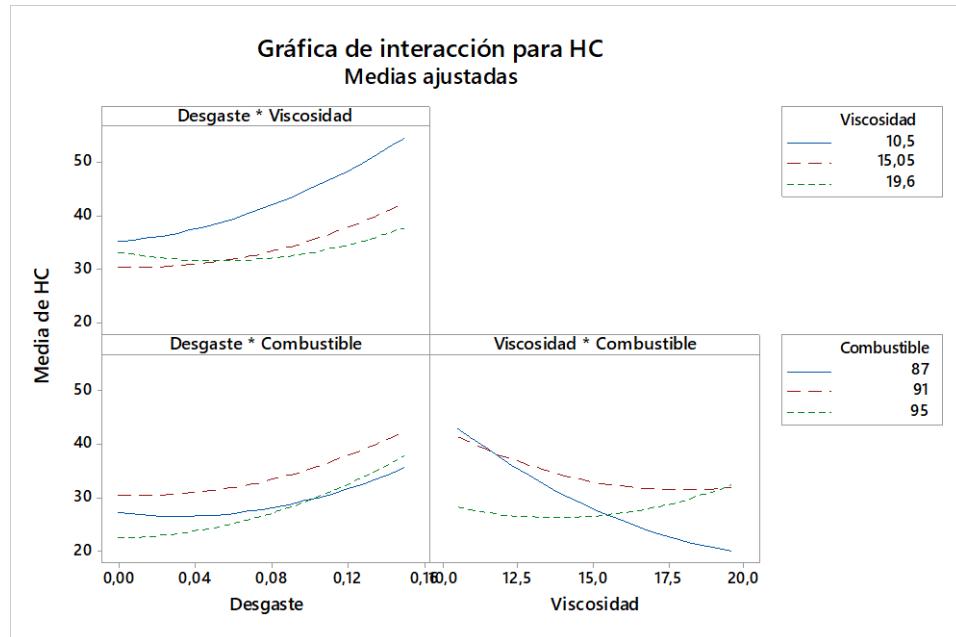


Figura 29: Gráfica de interacción para HC

Fuente: Elaboración Propia

Tabla 17: ANOVA para el modelo cuadrático para HC

	Suma de cuadrados	df	Media cuadrática	F-valor	p-valor	
Modelo	963,40	9	107,04	8,45	0,0151	significante
A-Desgaste	316,15	1	316,15	24,96	0,0041	
B-Viscosidad	177,35	1	177,35	14,00	0,0134	
C-Combustible	10,81	1	10,81	0,8530	0,3981	
<i>AB</i>	64,36	1	64,36	5,08	0,0739	
<i>AC</i>	12,25	1	12,25	0,9670	0,3706	
<i>BC</i>	177,30	1	177,30	14,00	0,0134	
<i>A</i> ²	48,25	1	48,25	3,81	0,1084	
<i>B</i> ²	31,14	1	31,14	2,46	0,1777	
<i>C</i> ²	124,28	1	124,28	9,81	0,0259	
Residual	63,34	5	12,67			
Falta de ajuste	56,56	3	18,85	5,56	0,1563	No significante
Error Puro	6,79	2	3,39			

Fuente: Elaboración Propia

El **F – valor** de 8,45 del modelo indica que el modelo tiene una alta significancia. Se tiene una probabilidad de 1,51% de que un F - valor elevado pueda darse debido a un ruido externo.

Por otra parte, el estadístico **p - valor** con valores inferiores a 0,0500 revelan que cada uno de los términos del modelo son representativos. Tal es el caso que los de los valores **A, B, BC, C²**. Por otro lado, si los valores son superiores a 0.1000 indican que no son significativos. En el caso que hubiere muchos términos insignificantes para el modelo, se preferiría reducir el orden del mismo.

La **falta de ajuste** del **F - valor** de 5,56 determina que, en relación con el error puro, esta falta de ajuste no es significativa con un 15,63% de posibilidades de falta de ajuste por cualquier ruido externo durante el muestreo, por lo que esta falta de ajuste no significativa resulta apropiada: se desea que el modelo se ajuste.

La Tabla 18 muestra el ajuste estadístico del modelo. El **R² previsto** de 0,0802 no está tan cerca del **R² ajustado** de 0,8273 como uno podría esperar normalmente; es decir, la diferencia es mayor a 0.2. Esto puede indicar un posible problema con el modelo y / o datos. Los factores a tener en cuenta son la reducción del modelo, la transformación de la respuesta, los valores atípicos, etc.

Tabla 18: Ajuste estadístico del modelo para HC

Desv. Estándar	3,56	R²	0,9383
Media	33,74	R² Ajustado	0,8273
Coef. Var. %	10,55	R² Previsto	0,0802

Fuente: Elaboración Propia

La evaluación de los coeficientes representa la variación de la variable de salida según se varíen los valores en las variables de entrada. En un diseño de tipo ortogonal, la intercepción de los factores representa la respuesta promedio después de ejecutadas todas las corridas experimentales. La estimación de los coeficientes del modelo se los realiza mediante ajustes alrededor de este promedio. El estadístico indicador de este ajuste es el **factor de inflación de la varianza (FIV)**, el cual pondera la intensidad de la multicolinealidad que aparece tras una regresión por mínimos cuadrados. Este indicador facilita una relación que cuantifica hasta qué punto la varianza de un coeficiente aumenta a causa de la colinealidad. Para el caso de los factores ortogonales, los FIV son 1. Valores superiores a 1 muestran multicolinealidad. Mientras más alto sea el FIV, más fuerte resultará la correlación entre factores. La Tabla 19 recoge los factores codificados, se aprecia que los valores VIF son superiores a 1.

Tabla 19: Factores en términos de Factores Codificados para HC

Factor	Estimación del Coeficiente	df	Error estándar	VIF
Intercepción	33,63	1	2,09	
A-Desgaste	6,33	1	1,27	1,01
B-Viscosidad	-4,71	1	1,26	1,01
C-Combustible	-1,17	1	1,27	1,01
<i>AB</i>	-3,98	1	1,77	1,01
<i>AC</i>	1,75	1	1,78	1,00
<i>BC</i>	6,61	1	1,77	1,01
<i>A</i> ²	3,62	1	1,85	1,01
<i>B</i> ²	3,00	1	1,92	1,02
<i>C</i> ²	-5,80	1	1,85	1,01

Fuente: Elaboración Propia

En base a los coeficientes determinados, se plantea el modelo matemático de la Ecuación 14 en términos de factores codificados, que modeliza la emisión de hidrocarburos no Combustionados (HC), en unidades de partículas por millón [ppm]. Esta ecuación matemática se puede usar para modelar la respuesta para niveles especificados de cada factor, resultando ventajoso para medir el impacto relativo de los factores cuando se comparan los coeficientes de los mismos.

$$HC = 33,63 + 6,33A - 4,71B - 1,17C - 3,98AB + 1,75AC + 6,61BC \\ + 3,62A^2 + 3,00B^2 - 5,80C^2$$

Ecuación 14

Donde:

A : Desgaste

B : Viscosidad

C : Combustible

Finalmente, la optimización de la variable de respuesta (HC), se la establece con las gráficas de contorno y superficie de respuesta. Lo que se busca es determinar la combinación idónea de combustible y viscosidad del lubricante para minimizar la emisión de hidrocarburos no combustionados, para diferentes estados de un motor de combustión interna. La Figura 30 muestra el comportamiento de los HC según la variación del desgaste vs viscosidad. Se

aprecia que el valor de salida mínimo para un motor con un desgaste medio (0.075 mm) ocurre cuando se utiliza un lubricante SAE 10W30 (15.8 cSt).

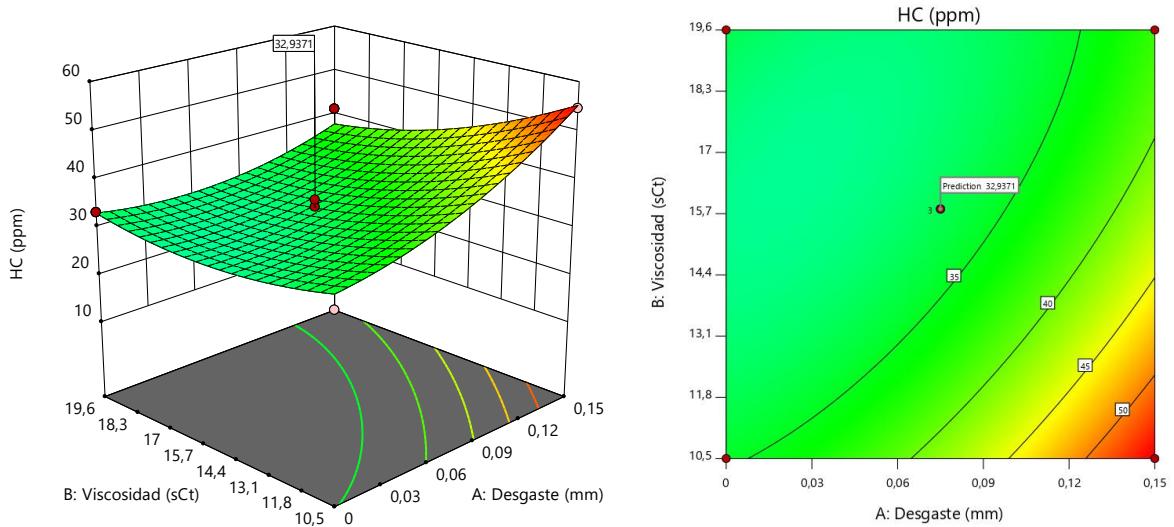


Figura 30: Superficie de respuesta y contorno para HC: Viscosidad vs Desgaste

Fuente: Elaboración Propia

Por otra parte, la Figura 31 sitúa a los HC en relación al desgaste vs combustible. El desgaste de ejemplo se sitúa en un punto medio (0.075 mm), y para este estado, el uso de un combustible de 94 octanos (Eco + aditivo) reduce la emisión de HC de 43,21 a 27 ppm, que si se usará una gasolina de 87 octanos (Eco).

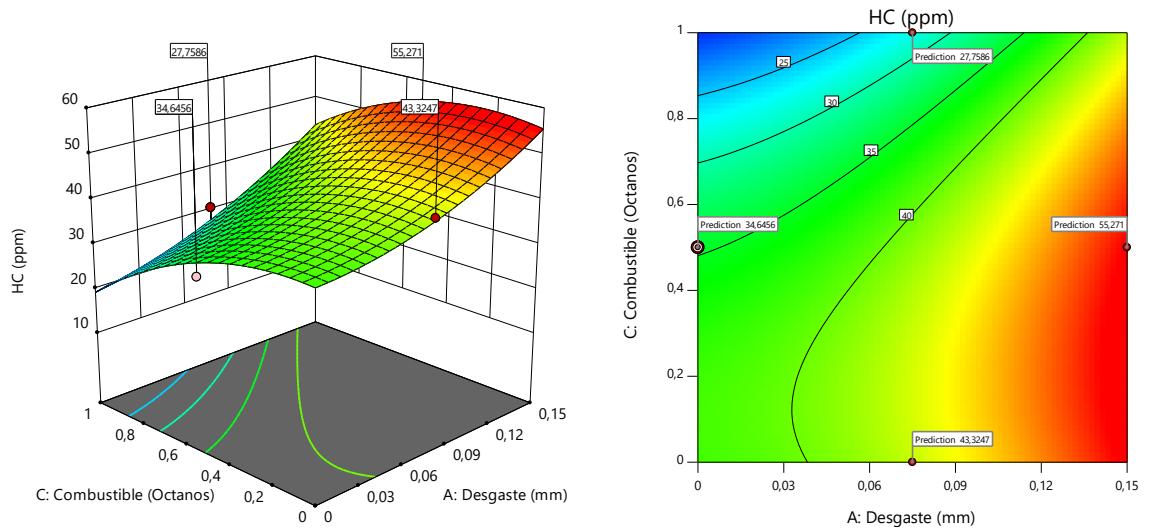


Figura 31: Superficie de respuesta y contorno para HC: Combustible vs Desgaste

Fuente: Elaboración Propia

Si el motor se encuentra con un desgaste avanzado (0.15 mm), se opta por usar un lubricante de viscosidad alta, como un SAE 20W50 (19.6 cSt), que al ser utilizado con una gasolina de 92 octanos (Súper) se puede minimizar la reducción de HC, tal y como se aprecia en la Figura 32. Si, por el contrario, para este motor desgastado se usaría un aceite de baja viscosidad como un SAE 5W30 (10.5 cSt) con el mismo combustible de 92 octanos (Súper), la emisión de HC se incrementaría drásticamente a una tasa de 55 ppm.

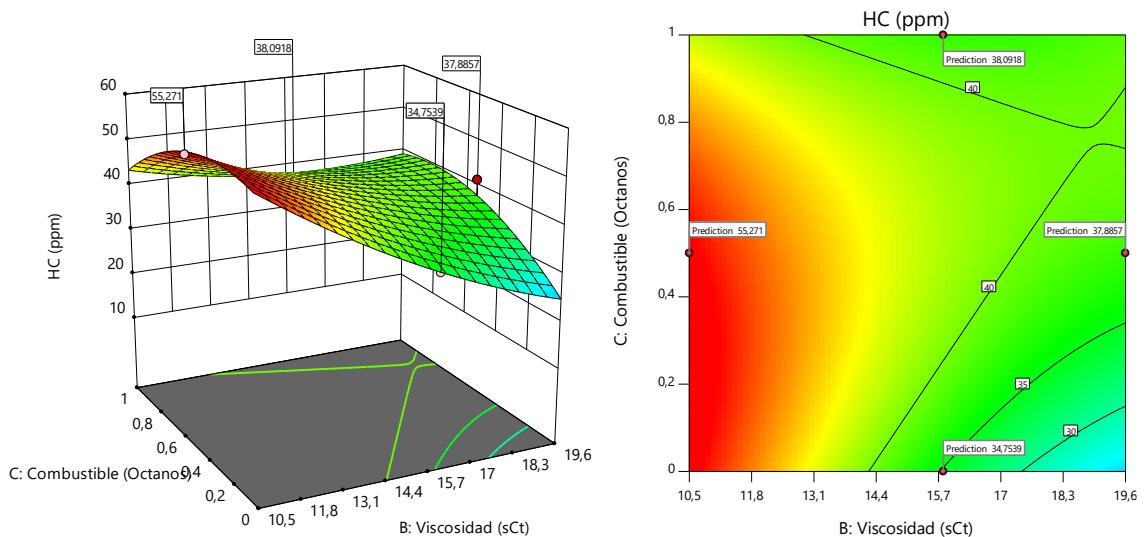


Figura 32: Superficie de respuesta y contorno para HC: Combustible vs Viscosidad.

Fuente: Elaboración Propia

4.4.2 Modelo para Monóxido de Carbono (CO)

La Tabla 20 resume el análisis de la varianza para el monóxido de carbono. Se aprecia que el coeficiente de determinación R^2 tiene una fuerte asociación (cercano a 1) para el modelo cuadrático.

Tabla 20: Análisis de Varianza para CO

	Desviación Estándar	P - Valor secuencial	Falta de ajuste p - valor	R^2	R^2 Ajustado	R^2 Previsto
Lineal	0,0277	0,0441	0,1763	0,5068	0,3723	0,0767
2FI	0,0277	0,4440	0,1638	0,6406	0,3711	-0,4959
Cuadrática	0,0149	0,0268	0,4371	0,9347	0,8170	0,2337
Cúbica	0,0133	0,4371		0,9792	0,8544	

Fuente: Elaboración propia

La Tabla 21 recoge el modelo secuencial Suma de cuadrados. Se selecciona el polinomio de orden superior donde los términos adicionales son significativos y el modelo no tiene alias.

Tabla 21: Modelo Secuencial Suma de cuadrados para CO

	Suma de cuadrados	df	Media cuadrática	F-valor	p-valor
Media vs Total	0,0334	1	0,0334		
Lineal vs Media	0,0086	3	0,0029	3,77	0,0441
2FI vs Lineal	0,0023	3	0,0008	0,9925	0,4440
Cuadrática vs 2FI	0,0050	3	0,0017	7,50	0,0268
Cúbica vs Cuadrática	0,0008	3	0,0003	1,43	0,4371
Residual	0,0004	2	0,0002		
Total	0,0505	15	0,0034		

Fuente: Elaboración Propia

La Figura 33 representa el análisis de interacciones para el Monóxido de Carbono (CO) donde se evidencia la interacción que tienen los factores *viscosidad * holgura* y *viscosidad * aditivo*, lo cuál se comprueba con el *p – valor*, del análisis de la varianza ANOVA para el modelo cuadrático de la Tabla 22.

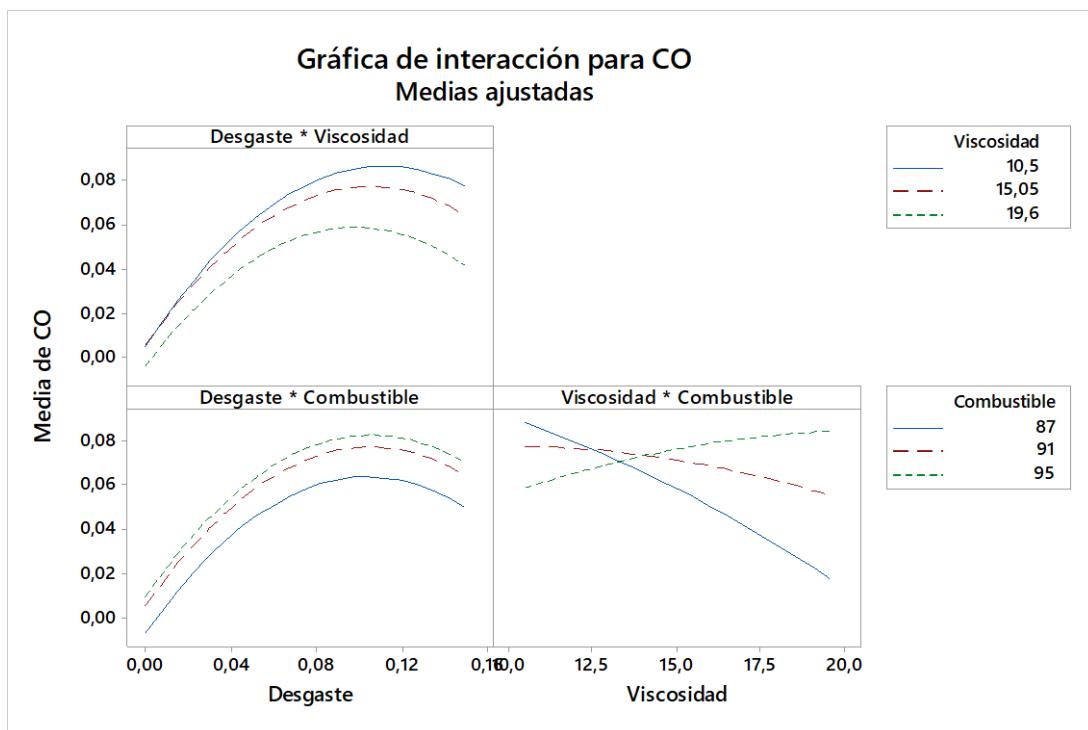


Figura 33: Gráfica de interacción para CO.

Fuente: Elaboración Propia

Tabla 22: ANOVA para el modelo cuadrático para CO.

	Suma de cuadrados	df	Media cuadrática	F-valor	p-valor	
Modelo	0,0159	9	0,0018	7,95	0,0172	Significante
A-Desgaste	0,0072	1	0,0072	32,15	0,0024	
B-Viscosidad	0,0010	1	0,0010	4,54	0,0863	
C-Combustible	0,0004	1	0,0004	1,88	0,2284	
<i>AB</i>	0,0002	1	0,0002	0,8030	0,4113	
<i>AC</i>	2,778E-06	1	2,778E-06	0,0125	0,9155	
<i>BC</i>	0,0021	1	0,0021	9,42	0,0278	
<i>A</i> ²	0,0050	1	0,0050	22,22	0,0053	
<i>B</i> ²	0,0002	1	0,0002	0,7596	0,4233	
<i>C</i> ²	0,0001	1	0,0001	0,2821	0,6181	
Residual	0,0011	5	0,0002			
Falta de ajuste	0,0008	3	0,0003	1,43	0,4371	No significante
Error Puro	0,0004	2	0,0002			

Fuente: Elaboración Propia

El **F - valor** del modelo de 7,95 determina que el modelo es relevante y significativo. Se tiene únicamente un 1,72% de posibilidades de que un **F - valor** tan grande pueda darse por motivos de ruido.

Los **p - valor** inferiores a 0,0500 indican que los términos: *A, BC, A*² del modelo son significativos.

La **falta de ajuste** del **F - valor** de 1,43 determina que la falta de ajuste no representa una significancia a considerar, en relación con el error puro. Existe una probabilidad del 43,71% de que un **F - valor** ocasione una falta de ajuste por cualquier ruido.

La Tabla 23 muestra el ajuste estadístico del modelo. El **R² previsto** de 0,2387 no está tan cerca del **R² ajustado** de 0,8170 como uno podría esperar normalmente; es decir, la diferencia es mayor a 0.2.

Tabla 23: Ajuste estadístico del modelo para CO

Desv. Estándar	0,0149	R²	0,9347
Media	0,0472	R² Ajustado	0,8170
Coef. Var. %	31,63	R² Previsto	0,2337

Fuente: Elaboración Propia

La Tabla 24 resume la estimación de los coeficientes que representan el cambio esperado en la variable de respuesta dependiendo de la variabilidad de los factores o variables de entrada. Se observa que los valores VIF son superiores a 1.

Tabla 24: Factores en términos de Factores Codificados para CO

Factor	Estimación del Coeficiente	df	Error estándar	VIF
Intercepción	0,0736	1	0,0088	
A-Desgaste	0,0301	1	0,0053	1,01
B-Viscosidad	-0,0112	1	0,0053	1,01
C-Combustible	0,0073	1	0,0053	1,01
<i>AB</i>	-0,0066	1	0,0074	1,01
<i>AC</i>	0,0008	1	0,0075	1,0000
<i>BC</i>	0,0228	1	0,0074	1,01
<i>A</i> ²	-0,0366	1	0,0078	1,01
<i>B</i> ²	-0,0070	1	0,0080	1,02
<i>C</i> ²	-0,0041	1	0,0078	1,01

Fuente: Elaboración Propia

En base a los coeficientes determinados, se plantea el modelo matemático de la Ecuación 15 en términos de factores codificados, que modeliza la emisión de Monóxido de Carbono (CO), en porcentaje de concentración [%].

$$CO = 0,0736 + 60,0301A - 0,01121B + 0,0073C - 0,0066AB + 0,0008AC \\ + 0,0228BC - 0,0366A^2 - 0,0070B^2 - 0,0041C^2$$

Ecuación 15

Donde:

A : Desgaste

B : Viscosidad

C : Combustible

La Figura 34 muestra el comportamiento del CO según la variación del desgaste vs viscosidad. Se determina que es posible conseguir una reducción elevada de emisiones de CO si en motores nuevos de usa un aceite lubricante de baja viscosidad como un SAE 5W30 (10,5 cSt). En contraparte, en un motor que tiene un desgaste medio (0,075 mm), al utilizar un aceite de viscosidad media (15.8 cSt) como el SAE 10W30, las emisiones de CO, alcanzan su punto máximo de contaminación.

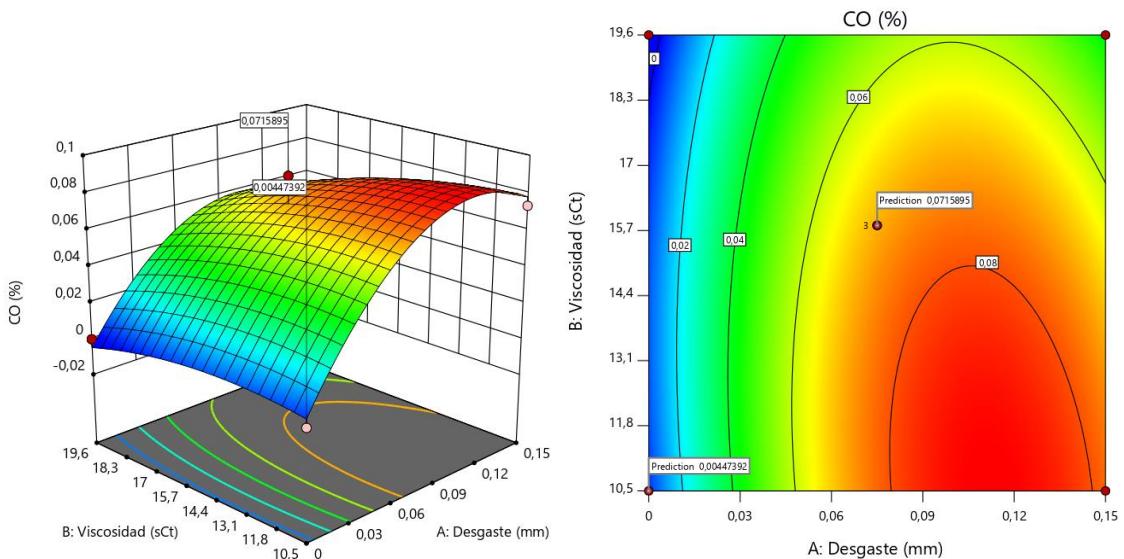


Figura 34: Superficie de respuesta y contorno para CO: Viscosidad vs Desgaste.

Fuente: Elaboración Propia

Por otra parte, la Figura 35 sitúa a los CO en relación al desgaste vs combustible. Nuevamente el desgaste del motor es el factor relevante para la caracterización de las emisiones de CO. Un combustible de mejor calidad, hará que la emisión de este contaminante sea menor.

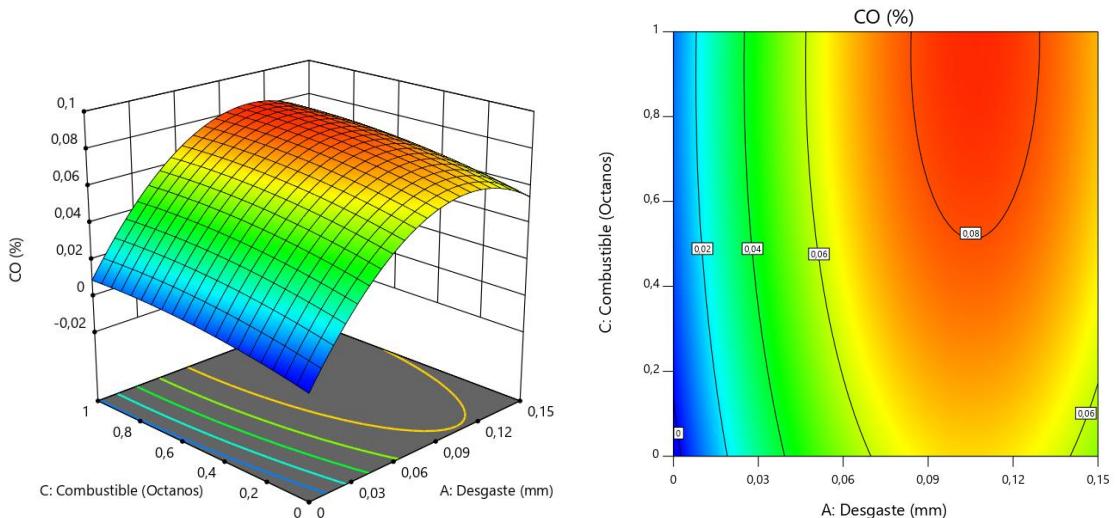


Figura 35: Superficie de respuesta y contorno para CO: Combustible vs Desgaste.

Fuente: Elaboración Propia

Finalmente, la Figura 36 muestra el comportamiento del CO en relación a la viscosidad y el combustible. Fácilmente se puede ver que para un motor con un desgaste medio, por ejemplo, una viscosidad alta reducirá notablemente las emisiones de CO, independientemente del

combustible que se use. De hecho, un combustible de alto octanaje (Eco + aditivo) incrementa la emisión de CO.

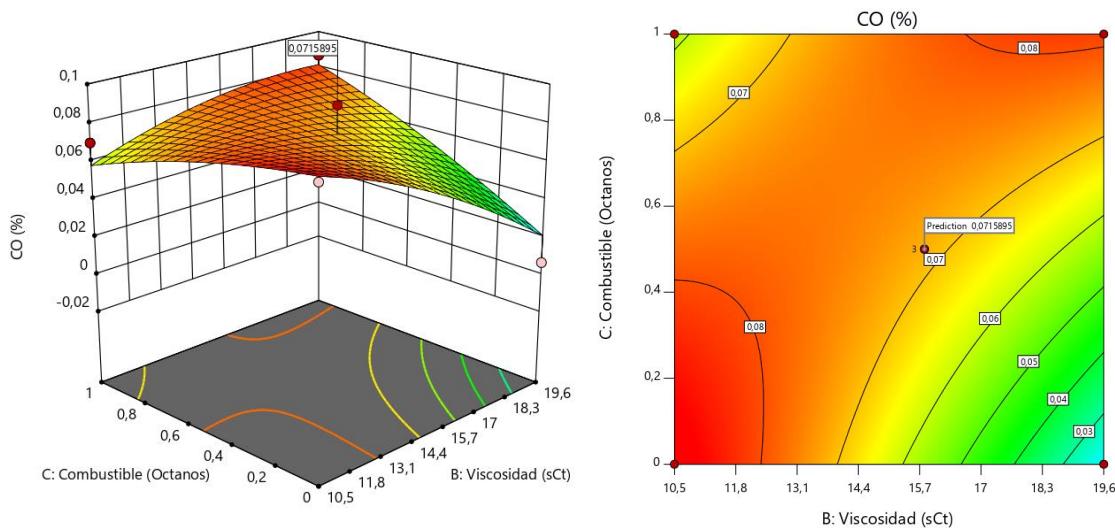


Figura 36: Superficie de respuesta y contorno para CO: Combustible vs Viscosidad

Fuente: Elaboración Propia

4.4.3 Modelo para Dióxido de Carbono (CO₂)

La Tabla 25 recoge los datos estadísticos del análisis de la varianza para el dióxido de carbono (CO₂). EL valor del coeficiente de determinación R^2 muestra una fuerte asociación por su valor cercano a 1 para el modelo cuadrático.

Tabla 25: Análisis de Varianza para CO₂

	Desviación Estándar	P - Valor secuencial	Falta de ajuste p - valor	R^2	R^2 Ajustado	R^2 Previsto
Lineal	0,2508	0,4926	0,0327	0,1891	-0,0320	-0,6359
2FI	0,2648	0,6197	0,0270	0,3428	-0,1502	-2,0356
Cuadrática	0,1564	0,0416	0,0618	0,8566	0,5984	-1,2353
Cúbica	0,0505	0,0618		0,9940	0,9582	

Fuente: Elaboración propia

La Tabla 26 recoge el modelo secuencial Suma de cuadrados. Se selecciona el polinomio que tenga un orden superior con términos adicionales que sean significativos para que el modelo no tenga alias.

Tabla 26: Modelo Secuencial Suma de cuadrados para CO₂

	Suma de cuadrados	df	Media cuadrática	F-valor	p-valor
Media vs Total	4677,12	1	4677,12		
Lineal vs Media	0,1614	3	0,0538	0,8553	0,4926
2FI vs Lineal	0,1311	3	0,0437	0,6232	0,6197
Cuadrática vs 2FI	0,4384	3	0,1461	5,97	0,0416
Cúbica vs Cuadrática	0,1173	3	0,0391	15,35	0,0618
Residual	0,0051	2	0,0025		
Total	4677,98	15	311,87		

Fuente: Elaboración Propia

La Figura 37 representa el análisis de interacciones para el Dióxido de Carbono (CO₂) donde se evidencia la interacción que tienen los factores *viscosidad * holgura* y *viscosidad * aditivo*, lo cuál se comprueba con el *p – valor*, del análisis de la varianza ANOVA para el modelo cuadrático de la Tabla 27.

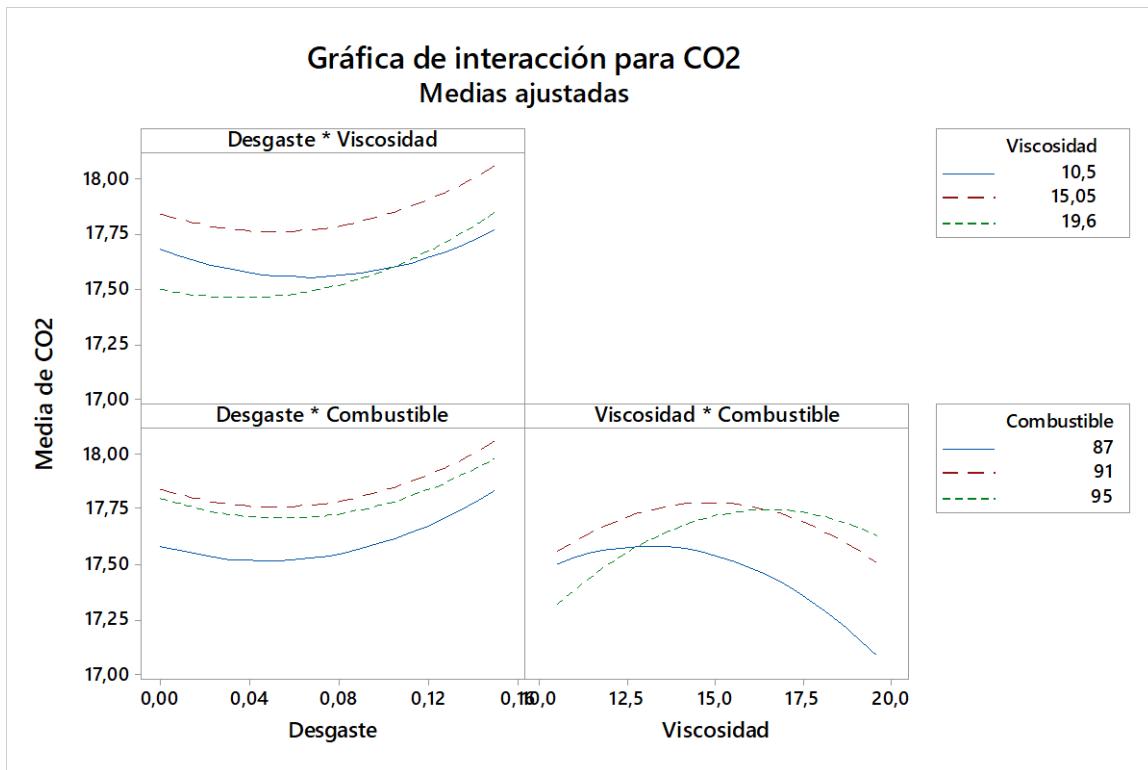


Figura 37: Gráfica de interacción para CO₂.

Fuente: Elaboración Propia

Tabla 27: ANOVA para el modelo cuadrático para CO₂

	Suma de cuadrados	df	Media cuadrática	F-valor	p-valor	
Modelo	0,7308	9	0,0812	3,32	0,0999	Significante
A-Desgaste	0,0834	1	0,0834	3,41	0,1241	
B-Viscosidad	0,0050	1	0,0050	0,2043	0,6702	
C-Combustible	0,0480	1	0,0480	1,96	0,2202	
<i>AB</i>	0,0183	1	0,0183	0,7465	0,4271	
<i>AC</i>	0,0011	1	0,0011	0,0454	0,8397	
<i>BC</i>	0,1117	1	0,1117	4,56	0,0857	
<i>A</i> ²	0,1050	1	0,1050	4,29	0,0931	
<i>B</i> ²	0,2318	1	0,2318	9,47	0,0275	
<i>C</i> ²	0,0809	1	0,0809	3,31	0,1287	
Residual	0,1224	5	0,0245			
Falta de ajuste	0,1173	3	0,0391	15,35	0,0618	No significante
Error Puro	0,0051	2	0,0025			

Fuente: Elaboración Propia

El **F - valor** del modelo de 3,32 implica que hay una probabilidad del 9,99% de que el ruido genere un **F - valor** tan grande.

Los **p - valor** inferiores a 0,0500 indican una significancia considerablemente alta en los términos del modelo. En este caso, *B*² es el término significativo del modelo. Esto se corrobora con la gráfica del diagrama de Pareto de efectos estandarizados de la Figura 38.

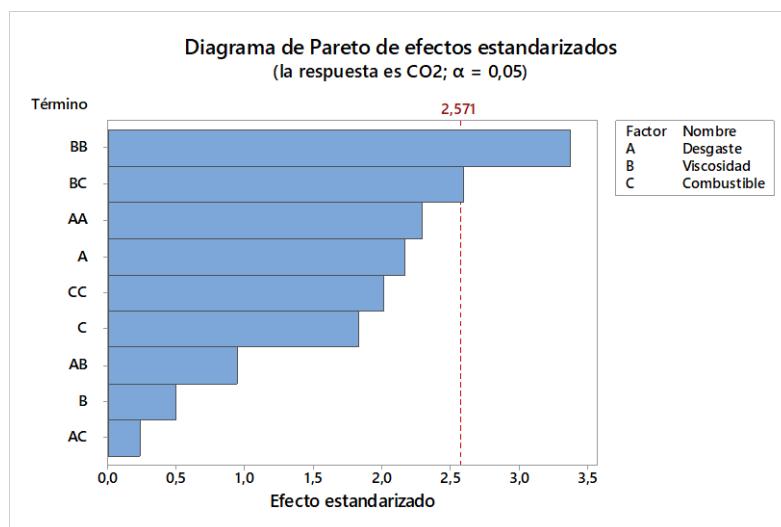


Figura 38: Diagrama de Pareto de efectos estandarizados para CO₂

Fuente: Elaboración Propia

La **falta de ajuste** del **F - valor** de 15,35 implica que hay un 6,18% de probabilidad de que una falta de ajuste del F - valor tan grande pueda ocurrir debido al ruido. La falta de ajuste en este caso no es buena, se requiere un ajuste del modelo. Esta probabilidad relativamente baja (<10%) es preocupante, lo que ocasiona que el modelo en sí, no sea significativo.

La Tabla 28 muestra el ajuste estadístico del modelo. Un valor negativo del **R^2 previsto** indica que la media global puede resultar como un mejor predictor de la variable de salida, comparado con el modelo actual que no tiene significancia.

Tabla 28: Ajuste estadístico del modelo para CO₂

Desv. Estándar	0,1564	R^2	0,8566
Media	17,66	R^2 Ajustado	0,5984
Coef. Var. %	0,8859	R^2 Previsto	-1,2353

Fuente: Elaboración Propia

La Tabla 29 resume la estimación de los coeficientes que representan comportamiento de la variable de respuesta cuando se varían los factores de entrada, mientras que los demás términos permanecen constantes. Se observa que los valores VIF son superiores a 1.

Tabla 29: Factores en términos de Factores Codificados para CO₂

Factor	Estimación del Coeficiente	df	Error estándar	VIF
Intercepción	17,79	1	0,0921	
A-Desgaste	0,1028	1	0,0557	1,01
B-Viscosidad	-0,0250	1	0,0553	1,01
C-Combustible	0,0780	1	0,0557	1,01
AB	0,0671	1	0,0777	1,01
AC	-0,0167	1	0,0782	1,0000
BC	0,1660	1	0,0777	1,01
A ²	0,1687	1	0,0814	1,01
B ²	-0,2592	1	0,0842	1,02
C ²	-0,1480	1	0,0814	1,01

Fuente: Elaboración Propia

Con la obtención de los coeficientes determinados, se plantea el modelo matemático de la Ecuación 16 en términos de factores codificados, que modeliza la emisión de Dióxido de Carbono (CO₂), en porcentaje de concentración [%].

$$\begin{aligned} CO_2 = & 17,79 + 0,1028A - 0,0250B + 0,0780C + 0,0671AB - 0,0167AC \\ & + 0,1660BC + 0,1687A^2 - 0,2592B^2 - 0,1480C^2 \end{aligned}$$

Ecuación 16

Donde:

A : Desgaste

B : Viscosidad

C : Combustible

La Figura 39 muestra el comportamiento del CO₂ según la variación del desgaste vs viscosidad. Se toma como ejemplo un motor funcionando con combustible de 92 octanos. Si el mencionado motor tiene un desgaste medio (0,075 mm) el valor más bajo de emisiones de CO₂ que se pudiere conseguir es con una viscosidad intermedia, es decir un SAE 10W30 (15.8 c.St). Sin embargo, se debe considerar que este “valor bajo” obtenido por el modelo es altamente contaminante (17,77 %), por encima del valor permitido por la normativa

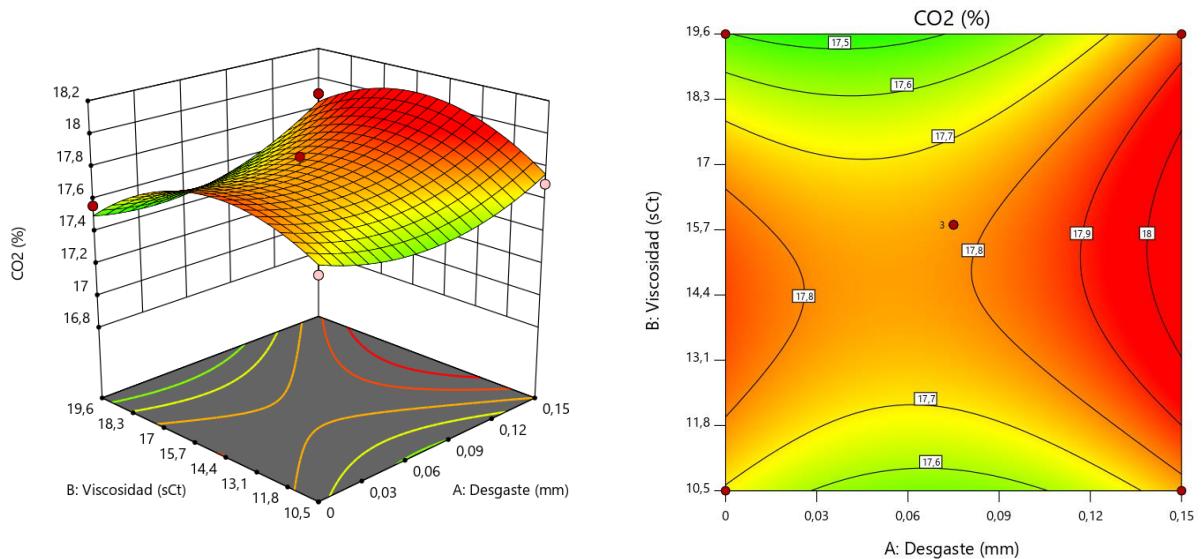


Figura 39: Superficie de respuesta y contorno para CO₂: Viscosidad vs Desgaste.

Fuente: Elaboración Propia

La Figura 40 muestra el comportamiento de las emisiones de CO₂ en relación al desgaste vs combustible. Nuevamente el desgaste del motor es el factor relevante para la caracterización de las emisiones de CO₂. Se aprecian valores mínimos cuando se usa un combustible de bajo octanaje.

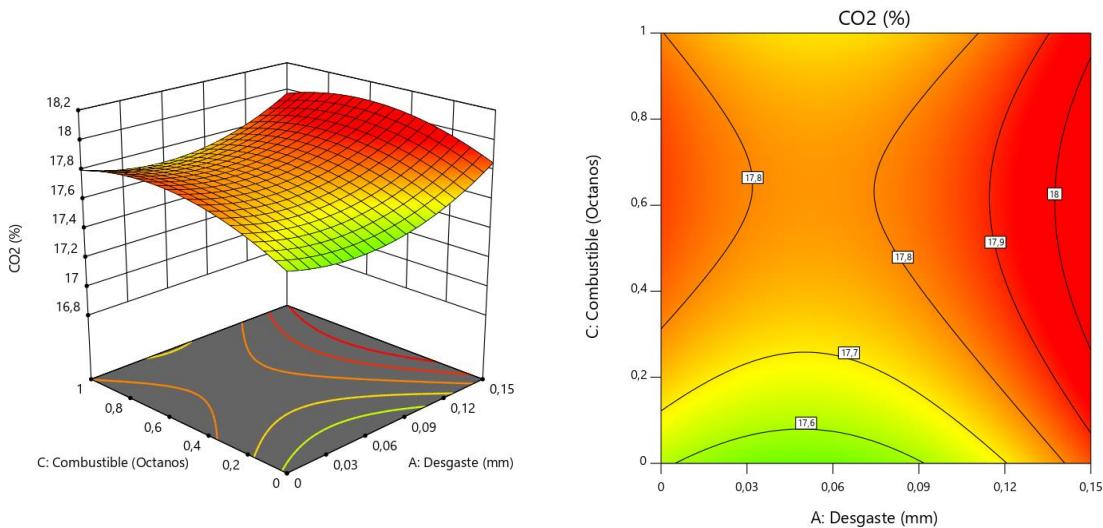


Figura 40: Superficie de respuesta y contorno para CO₂: Combustible vs Desgaste.

Fuente: Elaboración Propia

Finalmente, la Figura 41 muestra el comportamiento del CO₂ en relación a la viscosidad y el combustible. Fácilmente se puede ver que, para un motor con un desgaste medio, por ejemplo, son las viscosidades bajas las que proporcionan una reducción de emisiones de CO₂, independientemente del combustible utilizado.

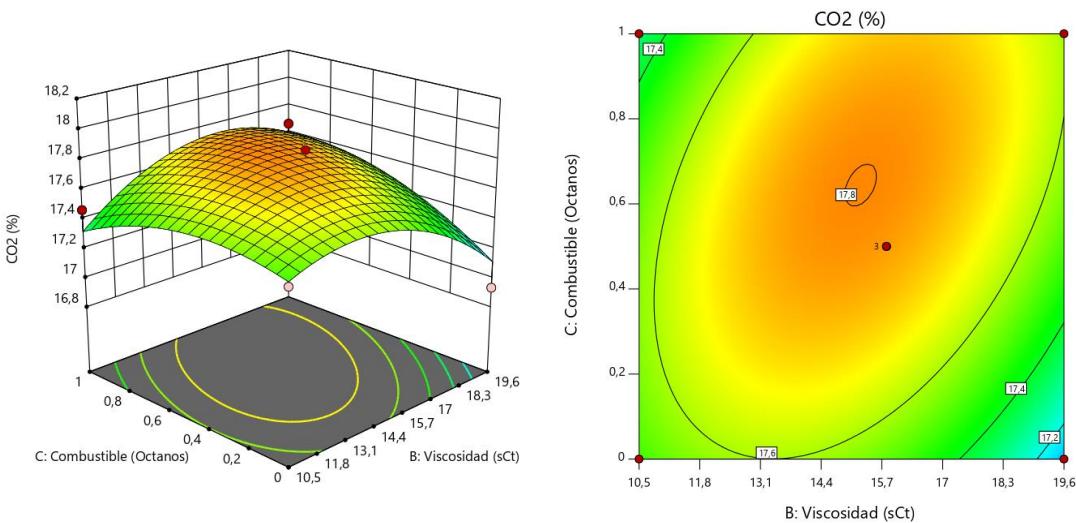


Figura 41: Superficie de respuesta y contorno para CO₂: Combustible vs Viscosidad

Fuente: Elaboración Propia

4.4.4 Modelo para Vibraciones (RMS)

El objetivo del modelo es reducir las vibraciones en el MCI. Esto logrará alargar la vida útil de la máquina. Para ello, se analiza el valor eficaz de la señal temporal adquirida. Esta característica es la que, según normativa, indica la salud de cualquier máquina reciprocante.

La Tabla 30 recoge los datos estadísticos del análisis de la varianza para el valor eficaz (RMS). El valor del coeficiente de determinación R^2 muestra una fuerte asociación por su valor cercano a 1 para el modelo cuadrático.

Tabla 30: Análisis de Varianza para RMS

	Desviación Estándar	P - Valor secuencial	Falta de ajuste p - valor	R^2	R^2 Ajustado	R^2 Previsto
Lineal	5,121E-06	0,9936	0,1255	0,0073	-0,2634	-0,9956
2FI	4,468E-06	0,1719	0,1508	0,4505	0,0384	-1,4770
Cuadrática	2,227E-06	0,0182	0,4658	0,9147	0,7612	0,0414
Cúbica	2,058E-06	0,4658		0,9709	0,7960	

Fuente: Elaboración propia

La Tabla 31 recoge el modelo secuencial Suma de cuadrados. Se selecciona el polinomio de orden superior donde los términos adicionales son significativos y el modelo no tiene alias.

Tabla 31: Modelo Secuencial Suma de cuadrados para RMS

	Suma de cuadrados	df	Media cuadrática	F-valor	p-valor
Media vs Total	2,234E-08	1	2,234E-08		
Lineal vs Media	2,135E-12	3	7,118E-13	0,0271	0,9936
2FI vs Lineal	1,288E-10	3	4,293E-11	2,15	0,1719
Cuadrática vs 2FI	1,349E-10	3	4,497E-11	9,07	0,0182
Cúbica vs Cuadrática	1,632E-11	3	5,440E-12	1,28	0,4658
Residual	8,468E-12	2	4,234E-12		
Total	2,263E-08	15	1,508E-09		

Fuente: Elaboración Propia

La Figura 42 representa el análisis de interacciones para el RMS donde se evidencia la interacción que tienen los factores *viscosidad * holgura* y *viscosidad * aditivo*, lo cual se comprueba con el *p – valor*, del análisis de la varianza ANOVA para el modelo cuadrático de la Tabla 32.

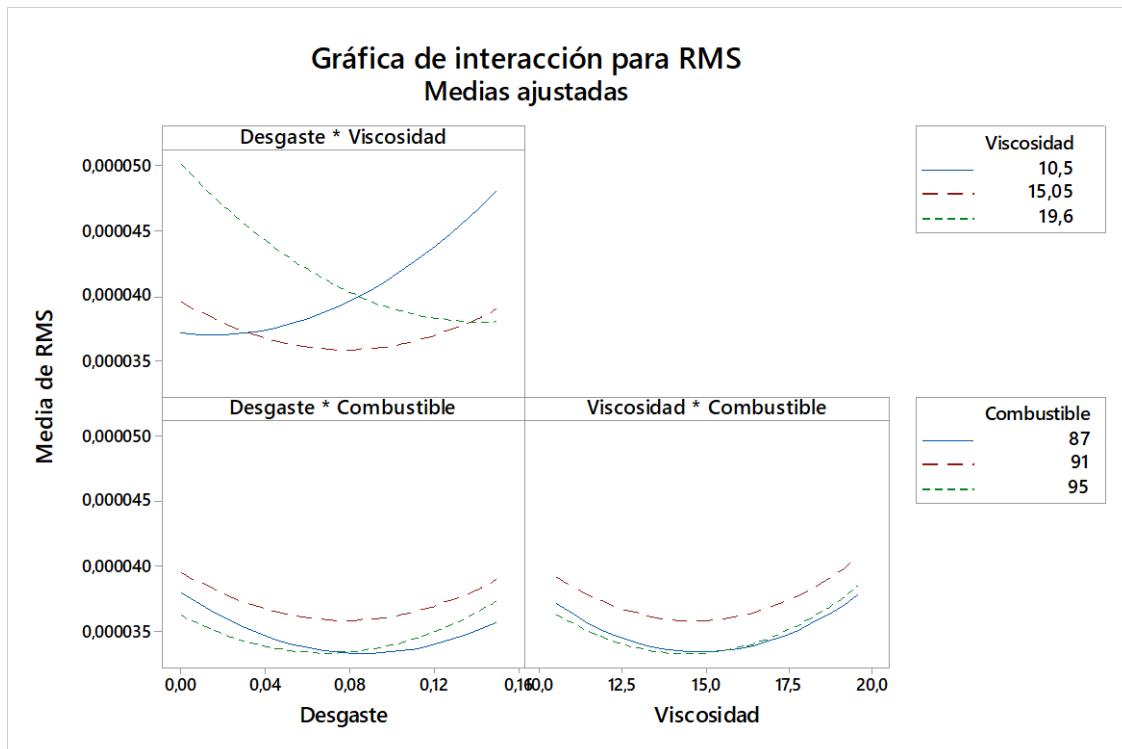


Figura 42: Gráfica de interacción para CO₂.

Fuente: Elaboración Propia

Tabla 32: ANOVA para el modelo cuadrático para RMS

	Suma de cuadrados	df	Media cuadrática	F-valor	p-valor	
Modelo	2,658E-10	9	2,954E-11	5,96	0,0318	Significante
A-Desgaste	2,407E-13	1	2,407E-13	0,0486	0,8343	
B-Viscosidad	4,402E-12	1	4,402E-12	0,8880	0,3893	
C-Combustible	2,226E-14	1	2,226E-14	0,0045	0,9492	
<i>AB</i>	1,256E-10	1	1,256E-10	25,34	0,0040	
<i>AC</i>	2,831E-12	1	2,831E-12	0,5711	0,4839	
<i>BC</i>	3,531E-13	1	3,531E-13	0,0712	0,8002	
<i>A</i> ²	4,411E-11	1	4,411E-11	8,90	0,0307	
<i>B</i> ²	6,444E-11	1	6,444E-11	13,00	0,0155	
<i>C</i> ²	2,253E-11	1	2,253E-11	4,54	0,0862	
Residual	2,479E-11	5	4,957E-12			
Falta de ajuste	1,632E-11	3	5,440E-12	1,28	0,4658	No significante
Error Puro	8,468E-12	2	4,234E-12			

Fuente: Elaboración Propia

El **F - valor** del modelo de 5,96 demuestra que el modelo es significativo pues solamente existe un 3,18 % de probabilidad que el F-valor pueda desviarse a causa de un ruido externo.

Los **p - valor** por debajo de 0,0500 indican que los términos AB, A^2, B^2 del modelo son significativos. Esto se corrobora con la gráfica del diagrama de Pareto de efectos estandarizados de la Figura 43.

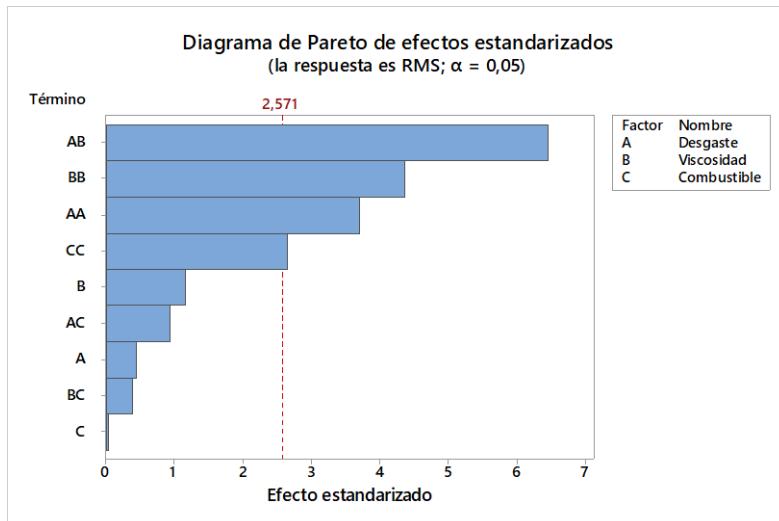


Figura 43: Diagrama de Pareto de efectos estandarizados para RMS

Fuente: Elaboración Propia

La **falta de ajuste** del **F - valor** de 1,28 indica que la falta de ajuste no es significativa cuando se compara con el error puro. Un 46,58% de probabilidad de que se produzca un **F - valor** de falta de ajuste resume que el modelo se ajusta perfectamente.

La Tabla 33 muestra el ajuste estadístico del modelo. El **R² previsto** de 0,0414 no está tan cerca del R² ajustado de 0,7612 como cabría esperar normalmente; es decir, la diferencia es más de 0,2.

Tabla 33: Ajuste estadístico del modelo para RMS

Desv. Estándar	2,227E-06	R²	0,9147
Media	0,0000	R² Ajustado	0,7612
Coef. Var. %	5,77	R² Previsto	0,0414

Fuente: Elaboración Propia

La Tabla 34 resume la estimación de los coeficientes para el modelo que estima la variabilidad en la respuesta a causa del cambio en los valores de entrada cuando todos los factores restantes se mantienen constantes. Se observa que los valores VIF son superiores a 1.

Tabla 34: Factores en términos de Factores Codificados para RMS

Factor	Estimación del Coeficiente	df	Error estándar	VIF
Intercepción	0,0000	1	1,311E-06	
A-Desgaste	1,746E-07	1	7,925E-07	1,01
B-Viscosidad	7,418E-07	1	7,872E-07	1,01
C-Combustible	-5,310E-08	1	7,925E-07	1,01
AB	-5,566E-06	1	1,106E-06	1,01
AC	8,413E-07	1	1,113E-06	1,0000
BC	2,951E-07	1	1,106E-06	1,01
A ²	3,456E-06	1	1,159E-06	1,01
B ²	4,321E-06	1	1,199E-06	1,02
C ²	-2,470E-06	1	1,159E-06	1,01

Fuente: Elaboración Propia

Con la obtención de los coeficientes determinados, se plantea el modelo matemático de la Ecuación 16 en términos de factores codificados, que modeliza las vibraciones de un motor de Combustión Interna, en milímetros de desplazamiento.

$$\begin{aligned}
 RMS = & 1,746E - 07A + 7,418E - 07B - 5,310E - 08C - 5,566E - 06AB \\
 & + 8,413E - 07AC + 2,951E - 07BC + 3,456E - 06A^2 \\
 & + 4,321E - 06B^2 - 2,470E - 06C^2
 \end{aligned}$$

Ecuación 17

Donde:

A : Desgaste

B : Viscosidad

C : Combustible

A continuación, se muestra el comportamiento dinámico del motor mediante la medición de vibraciones. En el mismo, influyen directamente las variables de desgaste y viscosidad. Resulta obvio pensar que un motor tiende a vibrar más, según se incrementa el desgaste del mismo por la holgura propia de sus componentes mecánicos. Esta holgura, y por consiguiente el nivel de vibraciones, puede verse disminuida de cierta manera con el uso de lubricantes de mayor viscosidad. La Figura 44 muestra como el comportamiento del valor RMS es proporcional al uso de lubricantes de mayor viscosidad, según se incrementa el desgaste del motor. Es decir, a mayor desgaste, mayor grado de viscosidad del aceite, el cual funcionará como sellante de holguras.

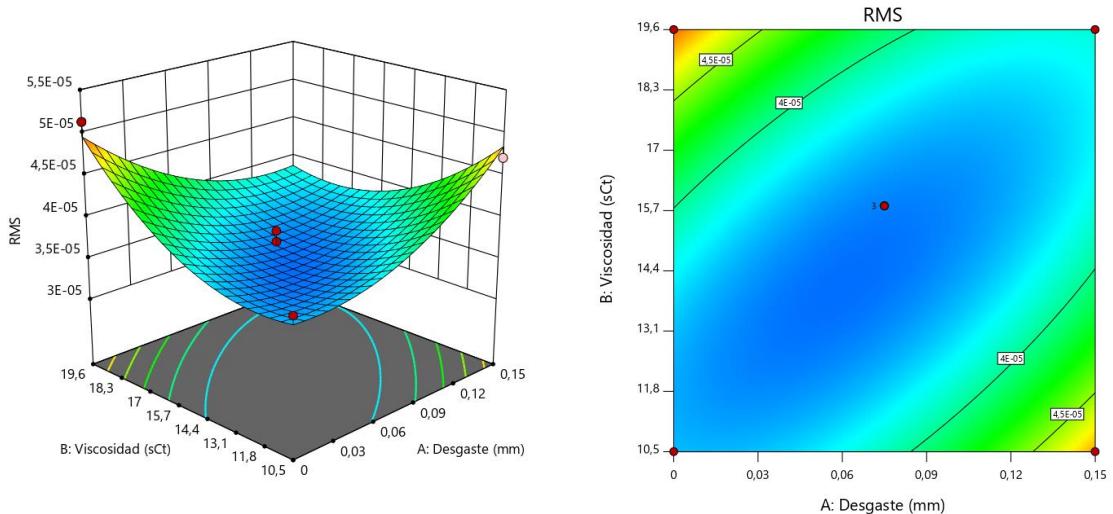


Figura 44: Superficie de respuesta y contorno para RMS: Viscosidad vs Desgaste.

Fuente: Elaboración Propia

Capítulo 5

CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

5.1 Análisis de resultados

- ✓ En el análisis de vibraciones, a través de la observación de las gráficas de efectos principales, se determina que la característica temporal que tiene más relevancia en la señal es el valor eficaz o RMS. La norma ISO clasifica la severidad de daños e la maquinaria rotativa a través del valor RMS contenido en la señal temporal.
- ✓ La observación de espectros de vibración en el dominio de la frecuencia concluye que, cuando el desgaste del motor aumenta, la amplitud de vibración también se ve incrementada. Es así que un motor sin desgaste, luego con un desgaste de 0.075 mm y finalmente un desgaste de 0,15 mm. presenta una amplitud de vibración en la frecuencia de encendido f_e de 4.313E-4; 5.089 E-4 y 5.408 E-4 respectivamente.
- ✓ Una de las soluciones sociales para la mitigación de este incremento en las vibraciones del motor es el uso de aceites con viscosidades más elevadas. Para un motor con desgaste avanzado (0.15 mm), al utilizar viscosidades de 10.5 c.St; 15.8 c.St y 19.6 c.St, la amplitud del espectro desciende de 4.13E-4; 3.718E-4 y 3.46E-4 respectivamente. Sin embargo, las emisiones contaminantes también se ven incrementadas (ver Tabla 14).
- ✓ El análisis de interacciones entre las variables de entrada y salida indica los factores que tienen correlación son *viscosidad * holgura* y *holgura * aditivo*.
- ✓ El análisis de efectos principales de las variables de entrada frente a las variables de salida para gases de escape, indica que los HC descienden conforme aumenta la viscosidad mientras el CO disminuye, en cuanto al factor de desgaste el HC, CO y CO₂

aumentan y con el factor de combustible el HC aumenta hasta la gasolina de 92 octanos. Al usar la de 94 octanos (uso de aditivo) el HC disminuye mientras que el CO y CO₂ aumentan.

Considerar A: desgaste, B: viscosidad, C: combustible

- ✓ El modelo cuadrático obtenido, $HC = 33,63 + 6,33A - 4,71B - 1,17C - 3,98AB + 1,75AC + 6,61BC + 3,62A^2 + 3,00B^2 - 5,80C^2$, con un **F - valor** de 8,45 implica que el mismo es significativo. Los **p - valor** de los coeficientes **A, B, BC, C²** con valores inferiores a 0,0500 indican que los términos del modelo son significativos.
- ✓ Para el caso del modelo del Monóxido de carbono $CO = 0,0736 + 60,0301A - 0,01121B + 0,0073C - 0,0066AB + 0,0008AC + 0,0228BC - 0,0366A^2 - 0,0070B^2 - 0,0041C^2$ el **F - valor** del modelo de 7,95 determina que el modelo es significativo cuyos coeficientes **A, BC, A²** son los que aportan significancia al mismo con **p - valor** inferiores a 0,0500.
- ✓ Para el caso del CO₂ se obtuvo el modelo $CO_2 = 17,79 + 0,1028A - 0,0250B + 0,0780C + 0,0671AB - 0,0167AC + 0,1660BC + 0,1687A^2 - 0,2592B^2 - 0,1480C^2$. La **falta de ajuste** del **F - valor** de 15,35 implica que hay un 6,18% de probabilidad de una falta de ajuste del F - valor. Esta probabilidad relativamente baja (<10%) es preocupante, lo que ocasiona que el modelo en sí, no sea significativo. En este caso, **B²** es el único término significativo del modelo por su **p - valor** inferior 0,0500.
- ✓ Finalmente el modelo matemático para la reducción del nivel de vibración de un motor de combustión interna es $RMS = 1,746E - 07A + 7,418E - 07B - 5,310E - 08C - 5,566E - 06AB + 8,413E - 07AC + 2,951E - 07BC + 3,456E - 06A^2 + 4,321E - 06B^2 - 2,470E - 06C^2$. El **F - valor** del modelo de 5,96 implica que el modelo es significativo. Existe solamente un 3,18 % de probabilidad que el F-valor pueda desviarse debido a un ruido externo. Los términos significativos del modelo son: **AB, A², B²** por sus **p - valor** inferiores a 0,0500

5.2 Conclusiones

El presente trabajo fin de máster fue direccionado por su objetivo general: “*Desarrollar un modelo matemático para la disminución de emisiones contaminantes y vibraciones en un Motor de Combustión Interna mediante la Metodología de la Superficie de Respuesta (MSR)*”.

El primer objetivo específico fue Identificar las variables dependientes e independientes que afectan al estudio. Esto se ha cumplido seleccionando los factores que afectan a las vibraciones y emisiones del motor. La variable de desgaste incidirá de forma directa sobre las vibraciones del mismo, las cuales pueden ser mitigadas por el uso de un aceite de mayor viscosidad. No obstante, esto conlleva a un mayor consumo de combustible. De esta forma, el desgaste del motor se logró mecanizando el vástago de la válvula para generar una holgura con la guía en tres niveles. Desgaste cero, desgaste medio (0.075 mm) y el máximo permisible (0.15 mm). Los tres niveles de viscosidad se obtuvieron con el uso de tres aceites comerciales, cuya viscosidad fue estimada por un viscosímetro óptico. Para conseguir los niveles del factor combustible, teniendo comercialmente dos combustibles en Ecuador, se usó un aditivo mejorador de octanaje, obteniendo los valores de 87, 92 y 94 octanos.

El segundo objetivo específico fue el Plantear un diseño experimental del tipo Box-Behnken. La consecución de este objetivo se dio al establecer un protocolo de adquisición de datos mediante un diseño de experimentos a través del Método de Superficie de Respuesta con el diseño de segundo orden Box – Benhken. Se utilizó este diseño pues resulta el idóneo cuando se tienen tres factores, por la eficiencia que presentan respecto al número de corridas. Tras la aplicación de esta metodología se determinó el orden y combinación de las variables en sus diferentes niveles para la adquisición de datos. Se obtuvieron 15 corridas experimentales base.

El tercer objetivo específico pretende seleccionar y extraer las características más significativas de la señal temporal. Este objetivo fue ampliamente abordado durante el tratamiento de las mismas. Para análisispectral de los espectros de vibraciones se estableció un espectro patrón para cada estado del motor. Para ello se obtuvo la media aritmética de la señal temporal, perteneciente a cada configuración de interacción de las variables. Las características estadísticas extraídas de la señal temporal fueron la amplitud 1x de la frecuencia de encendido f_e , Media, Varianza, Desviación Estándar, Potencia, Energía, Curtosis, Asimetría, RMS, Valor Pico y Factor de Cresta. La curtosis y RMS son los valores más representativos de la señal por la variación que sufren durante la interacción de las variables de entrada. Sin embargo, el valor RMS fue el seleccionado para el planteamiento del modelo de vibraciones, pues este valor está ligado con la normativo ISO para la estimación de la severidad de daños en máquinas reciprocatas.

Finalmente, el cuarto objetivo planteado es el de obtener un modelo matemático que reduzca las emisiones contaminantes y vibraciones de un Motor de Combustión Interna ajustado a la correlación de las variables en estudio. Se plantearon cuatro modelos que reduzcan las emisiones de HC, CO y CO₂, y uno de vibraciones (RMS). Tres de los cuatro modelos resultaron significativos: El de HC, CO y RMS con F-valores de 8.45, 7.95 y 5.96 respectivamente. La falta de ajuste del modelo de CO₂ con F-valor de 15.35 implica que hay un 6,18% de probabilidad de una falta de ajuste. Esta probabilidad relativamente baja (<10%) ocasiona que el modelo en sí, no sea significativo.

5.1 Trabajos Futuros

A continuación, se presentan las futuras líneas de trabajo que se proponen en base al término del presente TFM:

Al obtener un modelo que no es representativo (CO₂) se recomendaría realizar varias réplicas de cada una de las corridas experimentales reduciendo la probabilidad de generar errores durante la adquisición de datos.

Se recomienda realizar el mismo diseño de experimento a diferentes regímenes de giro del motor. Esto podría incrementar la temperatura de funcionamiento del mismo, variando el comportamiento dinámico de la viscosidad del lubricante.

Un posible trabajo futuro, puede integrar en un nuevo diseño de experimentos, diferentes tipos de motores a gasolina, e incluir la tecnología de los motores diésel. Esto permitirá validar el modelo en diferentes tecnologías y ajustarlo a estas variaciones para aplicar el modelo fuera del laboratorio (entorno controlado) en vehículos reales.

Se recomienda plantear un estudio que modelice el comportamiento de la viscosidad del aceite lubricante como sellante de holguras a través del análisis de vibraciones, y complementarlo con un análisis termográfico como variable de estudio complementaria.

Capítulo 6

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] F. Payri and J.M. Desantes, "Motores de combustión interna alternativos. Reverté,".
- [2] J.B. Heywood, "Combustion engine fundamentals," 1^a Edição. Estados Unidos.
- [3] M. Priest and C.M. Taylor, "Automobile engine tribology — approaching the surface," *Wear*, vol. 241, no. 2, pp. 193-203.
- [4] C.M. Taylor, "Engine tribology," , vol. 26, 1993.
- [5] B. Jia, R. Mikalsen, A. Smallbone and A.P. Roskilly, "A study and comparison of frictional losses in free-piston engine and crankshaft engines," *Applied Thermal Engineering*, vol. 140, pp. 217-224.
- [6] H.Y. Sim, R. Ramli, A. Saifizul and M.F. Soong, "Detection and estimation of valve leakage losses in reciprocating compressor using acoustic emission technique," *Measurement*, vol. 152, pp. 107315.
- [7] P. Loukopoulos, G. Zolkiewski, I. Bennett, S. Sampath, P. Pilidis, F. Duan and D. Mba, "Reciprocating compressor valve leakage detection under varying load conditions," *Asset Intelligence through Integration and Interoperability and Contemporary Vibration Engineering Technologies*, pp. 405-414.
- [8] P. Loukopoulos, G. Zolkiewski, I. Bennett, S. Sampath, P. Pilidis, F. Duan, T. Sattar and D. Mba, "Reciprocating compressor prognostics of an instantaneous failure mode utilising temperature only measurements," *Applied Acoustics*, vol. 147, pp. 77-86.
- [9] K. Pichler, E. Lugofer, M. Pichler, T. Buchegger, E.P. Klement and M. Huschenbett, "Detecting cracks in reciprocating compressor valves using pattern recognition in the pV diagram," *Pattern Analysis and Applications*, vol. 18, no. 2, pp. 461-472.
- [10] M. Elhaj, F. Gu, A.D. Ball, A. Albarbar, M. Al-Qattan and A. Naid, "Numerical simulation and experimental study of a two-stage reciprocating compressor for condition monitoring," *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 22, no. 2, pp. 374-389.

- [11] M. Elhaj, M. Almrabet, M. Rgeai and I. Ehtiwesh, "A combined practical approach to condition monitoring of reciprocating compressors using IAS and dynamic pressure," *World academy of science, Engineering and technology*, vol. 63, no. 39, pp. 186-192.
- [12] M. Ahmed, F. Gu and A.D. Ball, "Fault detection of reciprocating compressors using a model from principles component analysis of vibrations,", vol. 364, no. 1, pp. 012133.
- [13] K. Pichler, E. Lugofer, M. Pichler, T. Buchegger, E.P. Klement and M. Huschenbett, "Fault detection in reciprocating compressor valves under varying load conditions," *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 70-71, pp. 104-119.
- [14] H.Y. Sim, R. Ramli, A.A. Saifizul and M.A.K. Abdullah, "Empirical investigation of acoustic emission signals for valve failure identification by using statistical method," *Measurement*, vol. 58, pp. 165-174.
- [15] A.P. Aizebeokhai, "Global warming and climate change: realities, uncertainties and measures," *International journal of physical sciences*, vol. 4, no. 13, pp. 868-879.
- [16] G. Janssens-Maenhout, M. Crippa, D. Guzzardi, M. Muntean, E. Schaaf, F. Dentener, P. Bergamaschi, V. Pagliari, J.G. Olivier and J.A. Peters, "EDGAR v4. 3.2 Global Atlas of the three major Greenhouse Gas Emissions for the period 1970–2012," *Earth System Science Data*, vol. 11, no. 3, pp. 959-1002.
- [17] N. Dimitrakopoulos and M. Tunér, "Evaluation of engine efficiency, emissions and load range of a PPC concept engine, with higher octane and alkylate gasoline," *Fuel*, vol. 275, pp. 117955.
- [18] D.L. Greene, "Motor fuel choice: An econometric analysis," *Transportation Research Part A: General*, vol. 23, no. 3, pp. 243-253.
- [19] V. Macián, B. Tormos, S. Ruiz and G. Miró, "Low viscosity engine oils: Study of wear effects and oil key parameters in a heavy duty engine fleet test," *Tribology International*, vol. 94, pp. 240-248.
- [20] M. Hemmat Esfe, M. Afrand, S. Gharehkhani, H. Rostamian, D. Toghraie and M. Dahari, "An experimental study on viscosity of alumina-engine oil: Effects of temperature and nanoparticles concentration," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 76, pp. 202-208.
- [21] A. Çalik, "Determination of vibration characteristics of a compression ignition engine operated by hydrogen enriched diesel and biodiesel fuels," *Fuel*, vol. 230, pp. 355-358.
- [22] José, ROVIRA DE ANTONIO Antonio and M.D. Marta, "Motores de combustión interna,", 2015.
- [23] K. Holmberg, P. Andersson, N. Nylund, K. Mäkelä and A. Erdemir, "Global energy consumption due to friction in trucks and buses," *Tribology International*, vol. 78, pp. 94-114.

- [24] A. Posmyk, "Influence of material properties on the wear of composite coatings," *Wear*, vol. 254, no. 5-6, pp. 399-407.
- [25] I. Etsion and E. Sher, "Improving fuel efficiency with laser surface textured piston rings," *Tribology International*, vol. 42, no. 4, pp. 542-547.
- [26] C. Silva, M. Ross and T. Farias, "Analysis and simulation of "low-cost" strategies to reduce fuel consumption and emissions in conventional gasoline light-duty vehicles," *Energy Conversion and Management*, vol. 50, no. 2, pp. 215-222.
- [27] G. Fontaras, E. Vouitsis and Z. Samaras, "Experimental Evaluation of the Fuel Consumption and Emissions Reduction Potential of Low Viscosity Lubricants,".
- [28] V. Macián, B. Tormos, V. Bermúdez and L. Ramírez, "Assessment of the effect of low viscosity oils usage on a light duty diesel engine fuel consumption in stationary and transient conditions," *Tribology International*, vol. 79, pp. 132-139.
- [29] R.I. Taylor and R.C. Coy, "Improved fuel efficiency by lubricant design: A review," *Proc.Inst.Mech.Eng.Part J*, vol. 214, no. 1, pp. 1-15.
- [30] M. Manni, C. Gommellini and G. Sabbioni, "Effect of physical characteristics of lubricating oils on emissions, fuel economy and oil consumption in a light duty diesel engine," *SAE transactions*, pp. 2035-2054.
- [31] J.G. Hawley, C.D. Bannister, C.J. Brace, S. Akehurst, I. Pegg and M.R. Avery, "The effect of engine and transmission oil viscometrics on vehicle fuel consumption," *Proc.Inst.Mech.Eng.Pt.D: J.Automobile Eng.*, vol. 224, no. 9, pp. 1213-1228.
- [32] M.D. Brouwer, L.A. Gupta, F. Sadeghi, D. Peroulis and D. Adams, "High temperature dynamic viscosity sensor for engine oil applications," *Sensors and Actuators A: Physical*, vol. 173, no. 1, pp. 102-107.
- [33] Brookfield Engineering Laboratories, "Rotating viscometer,".
- [34] I. Etchart, H. Chen, P. Dryden, J. Jundt, C. Harrison, K. Hsu, F. Marty and B. Mercier, "MEMS sensors for density-viscosity sensing in a low-flow microfluidic environment," *Sensors and Actuators A: Physical*, vol. 141, no. 2, pp. 266-275.
- [35] D.C. Ash, M.J. Joyce, C. Barnes, C.J. Booth and A.C. Jefferies, "Viscosity measurement of industrial oils using the droplet quartz crystal microbalance," *Measurement Science and Technology*, vol. 14, no. 11, pp. 1955.
- [36] J.M. Hammond, R.M. Lec, X.J. Zhang, D.G. Libby and L.A. Prager, "An acoustic automotive engine oil quality sensor,", pp. 72-80.
- [37] B. Jakoby, M. Scherer, M. Buskies and H. Eisenschmid, "An automotive engine oil viscosity sensor," *IEEE Sensors Journal*, vol. 3, no. 5, pp. 562-568.

- [38] K. Durdag and J. Andle, "Real-time viscosity measurement for condition-based monitoring using solid-state viscosity sensor," *Tribol. Trans.*, vol. 51, no. 3, pp. 296-302.
- [39] Malta, J. Álvaro M. S. C., C. Calabrese, T. Nguyen, J.P.M. Trusler and V. Vesovic, "Measurements and modelling of the viscosity of six synthetic crude oil mixtures," *Fluid Phase Equilibria*, vol. 505, pp. 112343.
- [40] O.F. Manfredi, R.S. Mills, M.M. Schirru and R.S. Dwyer-Joyce, "Non-invasive measurement of lubricating oil viscosity using an ultrasonic continuously repeated chirp shear wave," *Ultrasonics*, vol. 94, pp. 332-339.
- [41] T.L. Wilson, G.A. Campbell and R. Mutharasan, "Viscosity and density values from excitation level response of piezoelectric-excited cantilever sensors," *Sensors and Actuators A: Physical*, vol. 138, no. 1, pp. 44-51.
- [42] I. Zibani, R. Marumo, J. Chuma and I. Ngebani, "Software Controlled Stepping Valve System for a Modern Car Engine," *Procedia Manufacturing*, vol. 8, pp. 525-532.
- [43] C.R. Ferguson and A.T. Kirkpatrick, "Internal combustion engines: applied thermosciences,", 2015.
- [44] S. Saied, S.A. Jazayeri and A.H. Shamekhi, "Modeling of variable intake timing in SI engine,".
- [45] R. Lewis and R.S. Dwyer-Joyce, "Automotive engine valve recession,", 2002.
- [46] C. Rynio, H. Hattendorf, J. Klöwer and G. Eggeler, "The evolution of tribolayers during high temperature sliding wear," *Wear*, vol. 315, no. 1, pp. 1-10.
- [47] F.J. Cavalieri, F. Zenklusen and A. Cardona, "Determination of wear in internal combustion engine valves using the finite element method and experimental tests," *Mechanism and machine theory*, vol. 104, pp. 81-99.
- [48] W. Gong, Y. Chen, M. Li and R. Kang, "Coupling fractal model for adhesive and three-body abrasive wear of AISI 1045 carbon steel spool valves," *Wear*, vol. 418-419, pp. 75-85.
- [49] Y. Qian, J. Wang, Z. Li, C. Jiang, Z. He, L. Yu and X. Lu, "Improvement of combustion performance and emissions in a gasoline direct injection (GDI) engine by modulation of fuel volatility," *Fuel*, vol. 268, pp. 117369.
- [50] V. Dhyani and K.A. Subramanian, "Control of backfire and NOx emission reduction in a hydrogen fueled multi-cylinder spark ignition engine using cooled EGR and water injection strategies," *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 44, no. 12, pp. 6287-6298.
- [51] R. Kang, L. Zhou, J. Hua, D. Feng, H. Wei and R. Chen, "Experimental investigation on combustion characteristics in dual-fuel dual-injection engine," *Energy Conversion and Management*, vol. 181, pp. 15-25.

- [52] S.K. Nayak and P.C. Mishra, "Achieving high performance and low emission in a dual fuel operated engine with varied injection parameters and combustion chamber shapes," *Energy Conversion and Management*, vol. 180, pp. 1-24.
- [53] K.I. Burshaid and M.A. Hamdan, "The reduction of soot formation from fuels using oxygenates additives," *Energy Conversion and Management*, vol. 65, pp. 751-754.
- [54] I.M. Yusri, R. Mamat, G. Najafi, A. Razman, O.I. Awad, W.H. Azmi, W.F.W. Ishak and A.I.M. Shaiful, "Alcohol based automotive fuels from first four alcohol family in compression and spark ignition engine: A review on engine performance and exhaust emissions," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 77, pp. 169-181.
- [55] X. Li, X. Zhen, Y. Wang, D. Liu and Z. Tian, "The knock study of high compression ratio SI engine fueled with methanol in combination with different EGR rates," *Fuel*, vol. 257, pp. 116098.
- [56] C. Guardiola, J. Martín, B. Pla and P. Bares, "Cycle by cycle NOx model for diesel engine control," *Applied Thermal Engineering*, vol. 110, pp. 1011-1020.
- [57] A. Überall, R. Otte, P. Eilts and J. Krahl, "A literature research about particle emissions from engines with direct gasoline injection and the potential to reduce these emissions," *Fuel*, vol. 147, pp. 203-207.
- [58] J. Liu, C. Gong, L. Peng, F. Liu, X. Yu and Y. Li, "Numerical study of formaldehyde and unburned methanol emissions of direct injection spark ignition methanol engine under cold start and steady state operating conditions," *Fuel*, vol. 202, pp. 405-413.
- [59] W. Yinhui, Z. Rong, Q. Yanhong, P. Jianfei, L. Mengren, L. Jianrong, W. Yusheng, H. Min and S. Shijin, "The impact of fuel compositions on the particulate emissions of direct injection gasoline engine," *Fuel*, vol. 166, pp. 543-552.
- [60] N. Kim, S. Cho and K. Min, "A study on the combustion and emission characteristics of an SI engine under full load conditions with ethanol port injection and gasoline direct injection," *Fuel*, vol. 158, pp. 725-732.
- [61] Jaime Fernando Antamba Guasqua, Guillermo Gorky Reyes Campaña and Miguel Estuardo Granja Paredes, "Comparative study of emission of pollutant gases in vehicle M1, using fuel of the Andean Community," *Enfoque*, vol. 7, no. 3, Sep 1, pp. 110-119.
- [62] S. Ji, X. Lan, J. Lian, H. Wang, M. Li, Y. Cheng and W. Yin, "Combustion parameter estimation for ICE from surface vibration using frequency spectrum analysis," *Measurement*, vol. 128, pp. 485-494.
- [63] O. Chiavola, G. Chiatti and E. Recco, "No title," *Accelerometer measurements to optimize the injection strategy*.
- [64] G. Chiatti, O. Chiavola and E. Recco, "No title," *Diesel combustion analysis via block vibration during engine transient operation*.

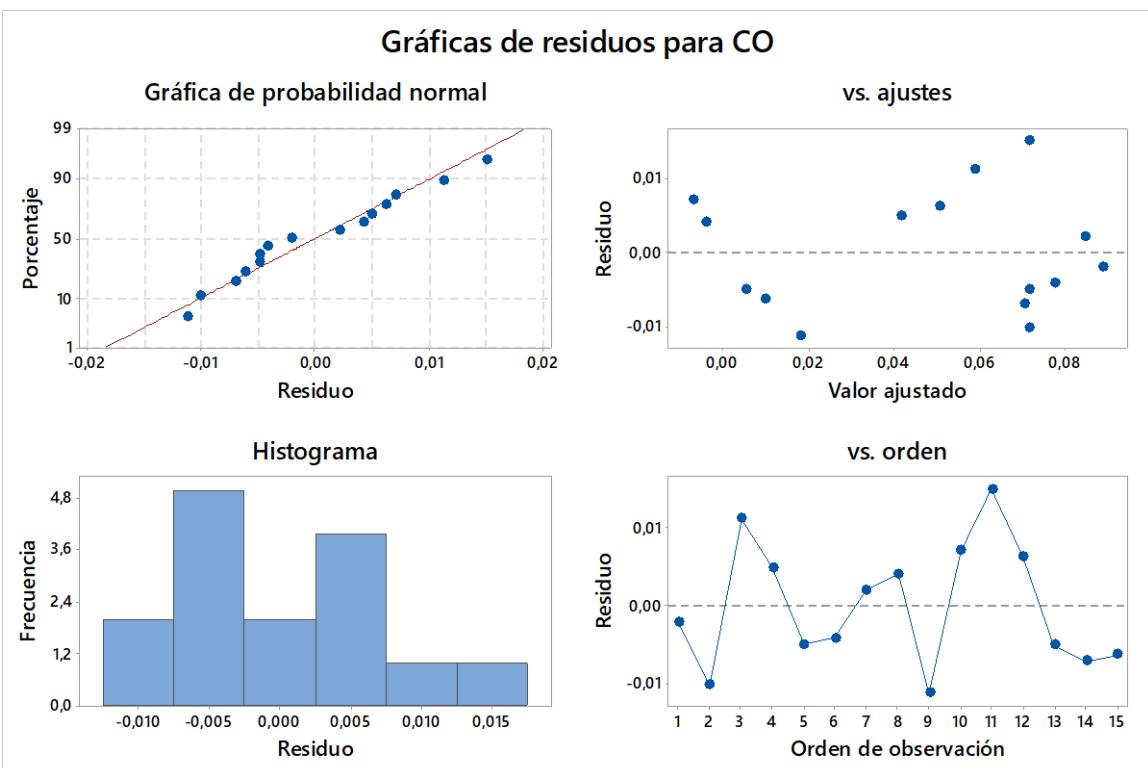
- [65] H.G. How, H.H. Masjuki, M.A. Kalam and Y.H. Teoh, "An investigation of the engine performance, emissions and combustion characteristics of coconut biodiesel in a high-pressure common-rail diesel engine," *Energy*, vol. 69, pp. 749-759.
- [66] T.A. Nguyen and M. Mikami, "Effect of hydrogen addition to intake air on combustion noise from a diesel engine," *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 38, no. 10, pp. 4153-4162.
- [67] A. Taghizadeh-Alisaraei, B. Ghobadian, T. Tavakoli-Hashjin and S.S. Mohtasebi, "Vibration analysis of a diesel engine using biodiesel and petrodiesel fuel blends," *Fuel*, vol. 102, pp. 414-422.
- [68] I. Gravalos, S. Loutridis, D. Moshou, T. Gialamas, D. Kateris, Z. Tsiropoulos and P. Xyradakis, "Detection of fuel type on a spark ignition engine from engine vibration behaviour," *Applied Thermal Engineering*, vol. 54, no. 1, pp. 171-175.
- [69] M.D. Redel-Macías, R.D. Rodríguez-Cantalejo, S. Pinzi, A.J. Cubero-Atienza and M.P. Dorado, "Evaluation of sound quality in a tractor driver cabin based on the effect of biodiesel fatty acid composition," *Fuel*, vol. 118, pp. 194-201.
- [70] Y. Gao and R.B. Randall, "Reconstruction of diesel engine cylinder pressure using a time domain smoothing technique," *Mechanical systems and signal processing*, vol. 13, no. 5, pp. 709-722.
- [71] R. Johnsson, "Cylinder pressure reconstruction based on complex radial basis function networks from vibration and speed signals," *Mechanical systems and signal processing*, vol. 20, no. 8, pp. 1923-1940.
- [72] X. Zhao, Y. Cheng and S. Ji, "Combustion parameters identification and correction in diesel engine via vibration acceleration signal," *Appl. Acoust.*, vol. 116, pp. 205-215.
- [73] A. Taghizadeh-Alisaraei, B. Ghobadian, T. Tavakoli-Hashjin, S.S. Mohtasebi, A. Rezaeiasl and M. Azadbakht, "Characterization of engine's combustion-vibration using diesel and biodiesel fuel blends by time-frequency methods: A case study," *Renewable Energy*, vol. 95, pp. 422-432.
- [74] S. Delvecchio, P. Bonfiglio and F. Pompoli, "Vibro-acoustic condition monitoring of Internal Combustion Engines: A critical review of existing techniques," *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 99, pp. 661-683.
- [75] C.M. Santana, J. Barros Eduardo Mautone and H.A. de Almeida, "Analysis of Vibration and Noise of an Internal Combustion Engine by Application of Test and Experimental Analysis of the Frequency Spectrum,"
- [76] K. Shin, S. Lee, D. Lee, J. Yoon and S. Jun, "Vibration analysis for GDI components using partial coherence function," *SAE International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems*, vol. 6, no. 2013-01-1702, pp. 1070-1077.

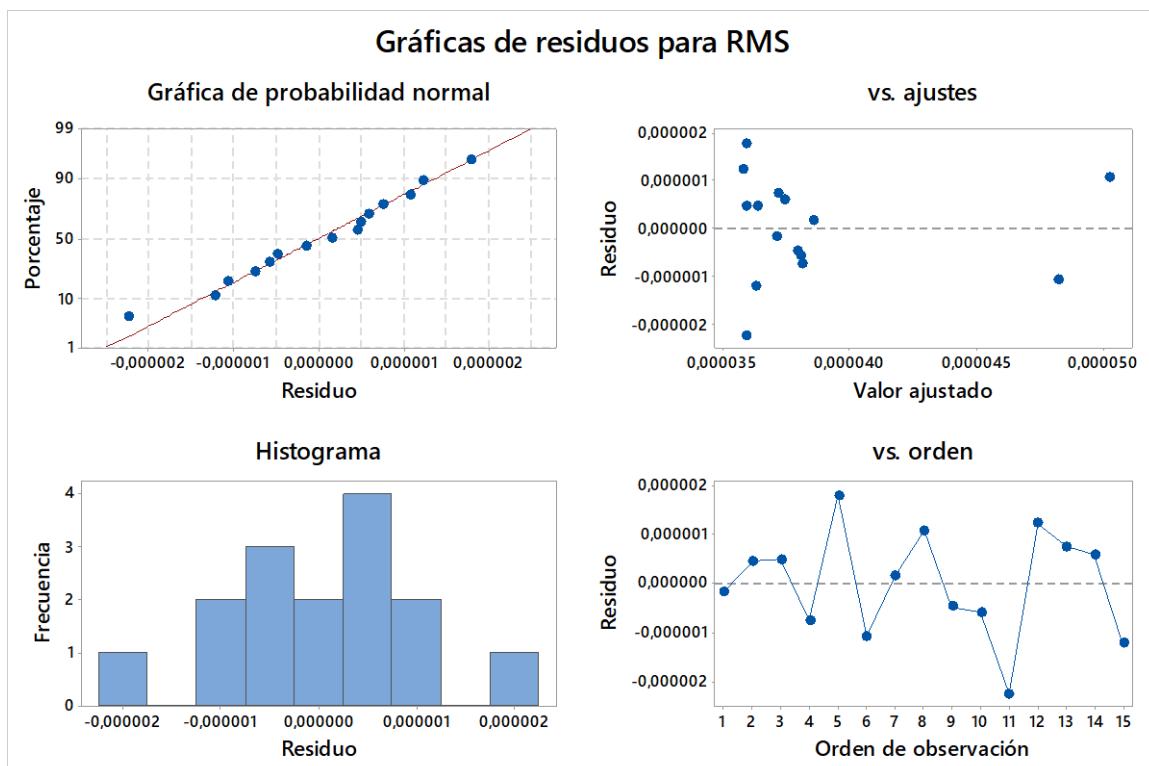
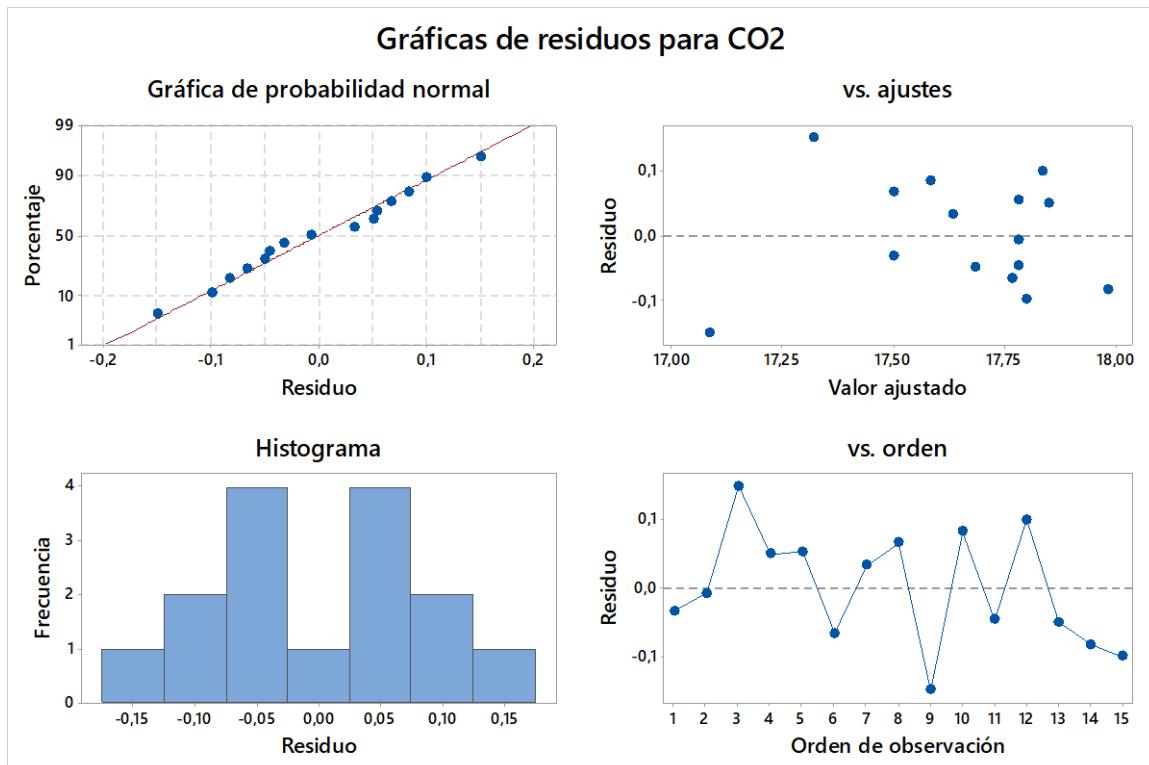
- [77] F.K. Omar, M.Y. Selim and S.A. Emam, "Time and frequency analyses of dual-fuel engine block vibration," *Fuel*, vol. 203, pp. 884-893.
- [78] A.P. Carlucci, F.F. Chiara and D. Laforgia, "Analysis of the relation between injection parameter variation and block vibration of an internal combustion diesel engine," *J.Sound Vibrat.*, vol. 295, no. 1-2, pp. 141-164.
- [79] C.N. Andreeescu and D.M. Beloiu, "Modeling and Simulation of Cylinder Head Vibration Using Multibody Dynamics Approach and Wavelet Analysis,".
- [80] L. Arnone, M. Boni, S. Manelli, O. Chiavola, S. Conforto and E. Recco, "Diesel Engine Combustion Monitoring through Block Vibration Signal Analysis,".
- [81] S. Lee, Y. Lee, S. Lee, H.H. Song, K. Min and H. Choi, "Study on the Correlation between the Heat Release Rate and Vibrations from a Diesel Engine Block,".
- [82] G. Najafi, B. Ghobadian, T. Yusaf, S.M. Safieddin Ardebili and R. Mamat, "Optimization of performance and exhaust emission parameters of a SI (spark ignition) engine with gasoline–ethanol blended fuels using response surface methodology," *Energy*, vol. 90, pp. 1815-1829.
- [83] D.C. Montgomery, "Design and analysis of experiments,", 2017.
- [84] G.E. Box, W.G. Hunter and J.S. Hunter, "Statistics for experimenters,", vol. 664, 1978.
- [85] S. d'Ambrosio, D. Iemolo, A. Mancarella and R. Vitolo, "Preliminary Optimization of the PCCI Combustion Mode in a Diesel Engine through a Design of Experiments," *Energy Procedia*, vol. 101, pp. 909-916.
- [86] Y. Singh, A. Sharma, G. Kumar Singh, A. Singla and N. Kumar Singh, "Optimization of performance and emission parameters of direct injection diesel engine fuelled with pongamia methyl esters-response surface methodology approach," *Industrial Crops and Products*, vol. 126, pp. 218-226.
- [87] R. Sakthivel, K. Ramesh, S. Joseph John Marshal and K.K. Sadasivuni, "Prediction of performance and emission characteristics of diesel engine fuelled with waste biomass pyrolysis oil using response surface methodology," *Renewable Energy*, vol. 136, pp. 91-103.
- [88] M. Krishnamoorthi, R. Malayalamurthi and P. Mohamed Shameer, "RSM based optimization of performance and emission characteristics of DI compression ignition engine fuelled with diesel/aegle marmelos oil/diethyl ether blends at varying compression ratio, injection pressure and injection timing," *Fuel*, vol. 221, pp. 283-297.
- [89] Y. Singh, A. Sharma, S. Tiwari and A. Singla, "Optimization of diesel engine performance and emission parameters employing cassia tora methyl esters-response surface methodology approach," *Energy*, vol. 168, pp. 909-918.

- [90] M.K. Parida, H. Joardar, A.K. Rout, I. Routaray and B.P. Mishra, "Multiple response optimizations to improve performance and reduce emissions of Argemone Mexicana biodiesel-diesel blends in a VCR engine," *Applied Thermal Engineering*, vol. 148, pp. 1454-1466.
- [91] I.M. Yusri, R. Mamat, W.H. Azmi, A.I. Omar, M.A. Obed and A.I.M. Shaiful, "Application of response surface methodology in optimization of performance and exhaust emissions of secondary butyl alcohol-gasoline blends in SI engine," *Energy Conversion and Management*, vol. 133, pp. 178-195.
- [92] Y. Singh, A. Sharma, S. Tiwari and A. Singla, "Optimization of diesel engine performance and emission parameters employing cassia tora methyl esters-response surface methodology approach," *Energy*, vol. 168, pp. 909-918.
- [93] M.K. Parida, H. Joardar, A.K. Rout, I. Routaray and B.P. Mishra, "Multiple response optimizations to improve performance and reduce emissions of Argemone Mexicana biodiesel-diesel blends in a VCR engine," *Applied Thermal Engineering*, vol. 148, pp. 1454-1466.
- [94] Y.D. Bharadwaz, B.G. Rao, V.D. Rao and C. Anusha, "Improvement of biodiesel methanol blends performance in a variable compression ratio engine using response surface methodology," *Alexandria Engineering Journal*, vol. 55, no. 2, pp. 1201-1209.
- [95] O.I. Awad, R. Mamat, O.M. Ali, W.H. Azmi, K. Kadrigama, I.M. Yusri, A.M. Leman and T. Yusaf, "Response surface methodology (RSM) based multi-objective optimization of fusel oil -gasoline blends at different water content in SI engine," *Energy Conversion and Management*, vol. 150, pp. 222-241.
- [96] Kendall, "GT-1® High performance motor oil: Technical Details,", vol. 2020, no. 2 de Junio de.
- [97] F.R. Encalada Cajisaca and P.G. Ñauta Uzhca, "Incidencia del tipo de gasolinas, aditivos y equipos optimizadores de combustible comercializados en la ciudad de Cuenca, sobre las emisiones contaminantes emitidas al aire,", Mar 1.,
- [98] G. White, "Introducción al análisis de vibraciones," USA, Azima DLI, pp. 22-29.

Anexo I

Gráficas de Residuos





Anexo II

Gráficas de Efectos Principales

