

Universidad del Norte
Departamento de Ingeniería Mecánica



**APORTACIÓN AL ESTUDIO Y MODELADO TERMODINÁMICO EN
MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA**

TESIS DOCTORAL

Realizada por:

Jorge Eliécer Duarte Forero, Ph.D.(c)

Dirigida por:

Antonio Bula Silvera, Ph.D

Barranquilla, noviembre del 2016

TESIS DOCTORAL

APORTACIÓN AL ESTUDIO Y MODELADO TERMODINÁMICO EN
MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA

presentada por

Jorge Eliécer Duarte Forero, Ph.D.(c)

en el

Departamento de Ingeniería Mecánica de la
Universidad del Norte

para la obtención del grado de
Doctor en Ingeniería Mecánica

Tribunal Calificador:

Octavio Armas Vergel, Ph.D.

Ricardo Vásquez Padilla, Ph.D.

Marco Sanjuán Mejía, Ph.D.

Jairo Hernández Monzón, Dr.rer.nat

Barranquilla, noviembre del 2016

Resumen

En la actualidad, debido a la innovación en motores de combustión interna y el uso de nuevos combustibles se hace necesario realizar secuencias extensas de pruebas experimentales, con el fin de verificar el desempeño, emisiones e identificar potenciales mejoras en este tipo de máquinas térmicas. Este compromiso de mejora ha conllevado a que los motores Diésel se conviertan en la alternativa preferida para aplicaciones de automotrices. Lo anterior se ve reflejado en el crecimiento continuo de las ventas de vehículos equipados con dicho motor, sobre todo en aplicaciones de alta potencia.

En las últimas dos décadas, los avances en los sistemas de inyección han permitido la construcción de motores Diésel de pequeña cilindrada y la posibilidad de implementar motores Duales. En este contexto, el modelado termodinámico de los motores citados anteriormente tiene muchas similitudes, pero es claro que el proceso de combustión es totalmente diferente, lo cual implica que es necesario desarrollar modelos teóricos – experimentales para predecir la tasa de inyección para el caso del motor Diésel. Este modelado permite optimizar las pruebas experimentales necesarias para el estudio en motores térmicos.

Muchos estudios de caracterización de motores de combustión interna tienen como resultado final la caracterización de una variable en particular. En la presente tesis doctoral se integra un modelo de diagnóstico de la combustión con un modelo predictivo, lo cual va a permitir que tenga capacidad de predicción. Adicional a esto, se podrán definir tendencias en el funcionamiento del motor, lo cual trae como beneficio principal la disminución de la necesidad de experimentación para establecer comportamientos, con el consecuente ahorro de tiempo y dinero.

Con el fin de hacer más robusto el modelo termodinámico diagnóstico-predictivo implementado, se desarrolló un modelo mejorado para la caracterización de deformaciones y holguras del mecanismo biela – manivela, el cual afecta directamente la capacidad de predicción y es una de mayores fuentes de incertidumbre en el modelado termodinámico de motores de combustión interna. De igual manera, como resultado de la presente tesis doctoral se desarrolló un modelo de inyección mejorado, el cual tiene la capacidad de estimar los retrasos electromecánicos y la tasa de combustible inyectado en función del tipo de inyector, tiempo de energización y presión de inyección. La integración de los modelos descritos anteriormente con el modelo diagnóstico-predictivo implementado permite una descripción un poco más completa de los fenómenos en estudio.

Para soportar el aporte de la presente tesis doctoral, se realizó la validación experimental de los modelos desarrollados en el laboratorio de Generación, Transmisión y Control de la Energía de la Escuela de Ingeniería Industrial de Toledo en la Universidad de Castilla La Mancha y en el Instituto - CMT Motores Térmicos de la Universidad Politécnica de Valencia en España, lo cual permitió profundizar en la temática de investigación e interactuar con investigadores de relevancia internacional en este cambio de estudio. Los resultados fueron consistentes y permitió un aporte significativo al modelado de los motores de combustión interna, lo cual ayuda a optimizar el proceso de diseño y diagnóstico en este tipo de equipos.

Agradecimientos

En estos años de arduo trabajo, quiero dar mi más sincero agradecimiento al Dr. Antonio Bula y al Dr. Octavio Armas por darme la oportunidad de trabajar con ellos, por sus enseñanzas y por la imborrable huella que han dejado en mi formación como Doctor.

También quiero agradecer al Dr. Marco Sanjuan, al Dr. Ricardo Vásquez, al Dr. Jairo Hernández y al Dr. Arturo González por su apoyo, enseñanzas y sus aportes en el desarrollo de la presente tesis doctoral.

Por ultimo me gustaría dar las gracias a los compañeros de la Universidad del Norte y de la Universidad de Castilla - La Mancha que me apoyaron en el desarrollo de esta tesis doctoral, en especial a José Soriano, Jesús García y German Amador, ya que sin su apoyo y guía no se hubieran obtenido los resultados significativos de la presente investigación.

Dedicatoria

A mi familia, a mis padres, a mis hermanos, que han estado incondicionalmente a mi lado, dándome apoyo y ánimo en todo momento. Por ellos soy una mejor persona y un mejor profesional.

A mi princesa, que me apoyo, y que con sus consejos y amor me ayudo a lograr lo imposible. Eres mi inspiración y mi bendición. Recuerda: “Me encantan tus ojos... son la luz que guía mi camino... Nunca se te olvide la foto... así será siempre, te lo prometo...”

A mi hijo JoEl, que es el motor de mi vida, con el que hemos hecho un enorme sacrificio de tiempo para sacar adelante esta tesis, pero como te lo prometí hijo... *“solo es esperar un par de meses más”...*

Por último, pero no menos importante, a mi señor, que me ha dado sabiduría y paciencia en tiempos difíciles para lograr las cosas que parecían imposibles y que me ha dado los dos regalos más hermosos del mundo.

...Cada minuto que pasa, es una oportunidad para cambiar todo...

“El azar favorece a una mente preparada”

L. Pasteur.

LISTA DE FIGURAS

CAPÍTULO 1	Página
<i>Figura 1.1</i> Comparativo de diferentes modelos aplicados a motores de combustión interna.	4
<i>Figura 1.2</i> Esquema del desarrollo de la tesis doctoral.	8
CAPÍTULO 2	
<i>Figura 2.1</i> Sensor piezoeléctrico de presión en cámara y decodificador angular. Fuente: Kistler Co.	13
<i>Figura 2.2</i> Comparación de los coeficientes de transferencia de calor empleando diferentes correlaciones.	16
<i>Figura 2.3</i> Comparación entre las emisiones de NOx predicha y medida en un motor Diésel.	16
<i>Figura 2.4</i> Comparación de la tasa de liberación de calor y la presión instantánea obtenida mediante el modelo de combustión y los datos experimentales.	17
<i>Figura 2.5</i> Presión en la cámara de combustión, para un motor en condiciones normales y con fugas hacia el cárter.	18
<i>Figura 2.6</i> Efecto del EGR sobre la tasa de liberación de calor.	19
<i>Figura 2.7</i> Comparación de la DFQL obtenida en condiciones de arrastre, mediante el uso de un modelo simple sin deformaciones y de un modelo con deformación.	19
<i>Figura 2.8</i> Representación matricial de la TDF.	20
<i>Figura 2.9</i> Conversión de los valores temporales a valores de frecuencia.	21
<i>Figura 2.10</i> Transformada Rápida de Fourier, aplicada a un conjunto de 8 datos.	23
<i>Figura 2.11</i> Espectro de frecuencia filtrado para un ensayo de arrastre a 2400 rpm en motor Nissan YD22.	24
<i>Figura 2.12</i> Comparación entre la derivada de presión obtenida a partir de datos sin filtrar (azul) y la obtenida con datos filtrados (rojo) para arrastre de 2400 rpm.	26
CAPÍTULO 3	
<i>Figura 3.1</i> Motor policilíndrico con freno dinamométrico utilizado en validación experimental.	30
<i>Figura 3.2</i> Sistema de adquisición de datos utilizado en validación experimental.	34

Figura 3.3 Cadena de medida de presión en cámara y de energización del inyector.	37
Figura 3.4 Banco de prueba sistema de inyección Common Rail.	38
CAPÍTULO 4	
Figura 4.1 Esquema modelo cinemático para mecanismo biela-manivela-corredera descentrado.	44
Figura 4.2 Esquema de modelo de deformaciones.	48
Figura 4.3 Esquema de barra equivalente sometida a compresión.	48
Figura 4.4 Comparación de los módulos de rigidez del pistón y biela.	49
Figura 4.5 Descomposición de la fuerza de presión para análisis de deformación.	51
Figura 4.6 Descenso real del pistón por la fuerza debida a la presión.	52
Figura 4.7 DFQL sin ajustar y ajustada con modelo de deformaciones en arrastre.	54
Figura 4.8 CAD Cigüeñal utilizado en estudio.	56
Figura 4.9 Diagrama de cuerpo libre del cigüeñal (izquierda), diagrama cinemático (derecha).	56
Figura 4.10 Diagrama de cuerpo libre de la biela (izquierda), diagrama cinemático (derecha).	57
Figura 4.11 Distribución de la fuerza de contacto sobre los anillos del pistón.	58
Figura 4.12 Línea de acción de fuerza resultante sobre el pistón.	58
Figura 4.13 Diagrama de cuerpo libre del pistón cuando la línea de acción de la fuerza está en el tercer cuadrante (izquierda) y está en el primer cuadrante (derecha).	59
Figura 4.14 Puntos de aplicación de fuerzas resultantes en el pistón.	60
Figura 4.15 Curva de Stribeck, con indicaciones de las regiones de lubricación.	63
Figura 4.16 Parámetro de película para la junta muñón de cigüeñal – casquete de biela.	64
Figura 4.17 Validación de tolerancias del motor en estudio.	65
Figura 4.18 Sistema de referencia usado en el modelado de la lubricación.	66
Figura 4.19 Esquema de un cojinete de carga radial con parámetros de modelo propuesto.	67
Figura 4.20 Conversión del sistema original a un sistema equivalente para modelo de holguras.	68
Figura 4.21 Dimensionamiento de componentes del motor en estudio para construcción de CAD.	70

Figura 4.22 Simulación en ANSYS® para la caracterización del coeficiente de deformación en el ensayo de arrastre 1700 rpm.	71
Figura 4.23 Mallado final de la biela con el método de Patch Conforming Tetra.	73
CAPÍTULO 5	
Figura 5.1 Esquema de etapas de combustión en función del combustible inyectado.	81
Figura 5.2 Desfases entre energización de inyector y combustible inyectado para inyector de solenoide.	88
Figura 5.3 Valores de desfase electro-mecánico d_1 para inyector solenoide y piezoeléctrico con distintas presiones de Rail y tiempos de energización.	89
Figura 5.4 Valores de desfase electro-mecánico d_2 para inyector solenoide y piezoeléctrico con distintas presiones de Rail y tiempos de energización.	89
Figura 5.5 Ajuste de modelo para predicción de desfase electro-mecánico d_2 para inyector piezoeléctrico con distintas presiones de Rail y tiempos de energización.	90
Figura 5.6 Resultados de tasa de combustible entregada para un inyector de solenoide, con diferentes presiones de inyección y un tiempo de energización constante.	92
Figura 5.7 Modelo de tasa inyectada de combustible propuesto (estimada) comparado con ensayo experimental (medida).	93
Figura 5.8 Esquema de tasa de EGR en la admisión del motor.	96
Figura 5.9 Tasa de calor rechazado durante el ciclo cerrado variando C_{W1} para modo 1700 rpm-110 Nm.	97
Figura 5.10 Tasa de calor liberado (DFQL) durante el ciclo cerrado variando C_{W1} para modo 1700 rpm-110 Nm.	98
Figura 5.11 Tasa de calor rechazado durante el ciclo cerrado variando la masa al cierre de la admisión para modo 1700 rpm-110 Nm.	99
Figura 5.12 Tasa de calor liberado (DFQL) durante el ciclo cerrado variando la masa al cierre de la admisión para modo 1700 rpm-110 Nm.	99
Figura 5.13 Tasa de calor rechazado durante el ciclo cerrado variando la relación de compresión para modo 1700 rpm-110 Nm.	100
Figura 5.14 Tasa de calor liberado (DFQL) durante el ciclo cerrado variando la relación de compresión para modo 1700 rpm-110 Nm.	101
CAPÍTULO 6	
Figura 6.1 Tasa de calor rechazado durante el ciclo cerrado variando C_{W1} para modo 1700 rpm-110 Nm.	110

Figura 6.2 Presión en Cámara durante el ciclo cerrado variando C_{W1} para modo 1700 rpm-110 Nm.	110
Figura 6.3 Tasa de calor rechazado durante el ciclo cerrado variando la masa al cierre de la admisión para modo 1700 rpm-110 Nm.	111
Figura 6.4 Presión en Cámara durante el ciclo cerrado variando la masa al cierre de la admisión para modo 1700 rpm-110 Nm.	112
Figura 6.5 Tasa de calor rechazado durante el ciclo cerrado variando la relación de compresión para modo 1700 rpm-110 Nm.	113
Figura 6.6 Presión en Cámara durante el ciclo cerrado variando la relación de compresión para modo 1700 rpm-110 Nm.	113

CAPÍTULO 7

Figura 7.1 Ciclo de conducción para homologación en la Unión Europea.	116
Figura 7.2 Puntos de operación modos estacionarios equivalentes.	119
Figura 7.3 Puntos de operación para validación experimental.	120
Figura 7.4 Validación de la metodología de caracterización del coeficiente K_{def} con ANSYS® en máquina de ensayo universal.	123
Figura 7.5 Cambio de volumen por deformaciones para el ensayo de arrastre de 1000 rpm.	124
Figura 7.6 Cambio de volumen por deformaciones para el ensayo de arrastre de 1700 rpm.	125
Figura 7.7 Cambio de volumen por deformaciones para el ensayo de arrastre de 2400 rpm.	125
Figura 7.8 Presión en Cámara Vs el Ángulo de Giro del Cigüeñal indicando el desfase termodinámico para ensayo de Arrastre 1000 rpm.	127
Figura 7.9 Presión en Cámara Vs el Ángulo de Giro del Cigüeñal indicando el desfase termodinámico para ensayo de Arrastre 1700 rpm.	128
Figura 7.10 Presión en Cámara Vs el Ángulo de Giro del Cigüeñal indicando el desfase termodinámico para ensayo de Arrastre 2400 rpm.	128
Figura 7.11 Localización de los Puntos G del motor en estudio.	130
Figura 7.12 Tasa de calor rechazado por exponente politrópico para los ensayos de arrastre.	131
Figura 7.13 Tasa de calor rechazado por exponente politrópico y $Woschni$ Vs ángulo de giro del cigüeñal para el ensayo de Arrastre de 1000 rpm.	132
Figura 7.14 Tasa de calor rechazado por exponente politrópico y $Woschni$ Vs ángulo de giro del cigüeñal para el ensayo de Arrastre de 1700 rpm.	132

Figura 7.15 Tasa de calor rechazado por exponente politrópico y Woschni Vs ángulo de giro del cigüeñal para el ensayo de Arrastre de 2400 rpm.	133
Figura 7.16 DFQL para ensayo de Arrastre de 1000 rpm.	134
Figura 7.17 DFQL para ensayo de Arrastre de 1700 rpm.	134
Figura 7.18 DFQL para ensayo de Arrastre de 2400 rpm.	135
Figura 7.19 Perfiles de masa inyectada de cada inyección de DIADIESEL y CALMEC para el Modo de Operación 1700-60.	139
Figura 7.20. Perfiles de masa inyectada de cada inyección de DIADIESEL y CALMEC para diferentes Modos de Operación.	139
Figura 7.21 DFQL Vs Ángulo de Giro del Cigüeñal para el modo 1700-60.	145
Figura 7.22 Temperatura promedio en cámara Vs ángulo de giro del cigüeñal para el Modo 1700-60.	146
Figura 7.23 Volumen cámara de combustión Vs ángulo de giro del cigüeñal para el Modo 1700-60.	146
Figura 7.24 DFQL Vs Ángulo de Giro del Cigüeñal para diferentes Modos de Operación.	147
Figura 7.25 Temperatura promedio en Cámara Vs Ángulo de Giro del Cigüeñal para diferentes Modos de Operación.	148
Figura 7.26 Volumen Cámara de Combustión Vs Ángulo de Giro del Cigüeñal para diferentes Modos de Operación.	150
Figura 7.27 Esquema de validación de modelos desarrollados.	152
Figura 7.28 Derecha: Presión en Cámara de Combustión Vs Ángulo de Giro del Cigüeñal para el modo 1700-60. Izquierda: Detalle de la curva anterior en cercanías al PMS.	155
Figura 7.29 Presión en Cámara de Combustión Vs Ángulo de Giro del Cigüeñal para diferentes Modos de Operación.	156

LISTA DE TABLAS

CAPÍTULO 2	Página
Tabla 2.1 Comparación de la cantidad de operaciones realizadas por la TDF y la TRF	22
CAPÍTULO 3	
Tabla 3.1 Características del motor Diésel usado para validación experimental.	31
Tabla 3.2 Características del freno dinamométrico Schenck.	32
Tabla 3.3 Características de error y rango de sensor de presión.	39
CAPÍTULO 4	
Tabla 4.1 Tipo de lubricación según el valor de parámetro de película λ .	64
CAPÍTULO 5	
Tabla 5.1 Valores de R , M_a , M_f y M_q para el presente estudio.	79
Tabla 5.2 Valores de a_1 y b_1 para modelo de transferencia de calor en las paredes.	87
CAPÍTULO 7	
Tabla 7.1 Secuencias de ciclo de conducción para homologación en la Unión Europea.	117
Tabla 7.2 Modos estacionarios equivalentes a las secuencias del ciclo transitorio de homologación.	118
Tabla 7.3 Resultados de modos utilizando agrupamiento por cluster.	120
Tabla 7.4 Variables medias para ensayo de arrastre a 1000 rpm.	121
Tabla 7.5 Variables medias para ensayo de arrastre a 1700 rpm.	121
Tabla 7.6 Variables medias para ensayo de arrastre a 2400 rpm.	121
Tabla 7.7 Comparativo resultados simulación de ANSYS® con datos obtenidos en la máquina de ensayo universal.	123
Tabla 7.8 Desfase termodinámico para los diferentes modos de arrastre.	128
Tabla 7.9 Resultados de la caracterización del motor por modelo de deformación, holguras y desfase termodinámico.	135
Tabla 7.10 Presiones y temperaturas de inyección para los distintos modos de operación con combustión.	136
Tabla 7.11 Tiempo de energización del inyector para la pre-inyección y la principal en los distintos modos de operación en combustión.	136

Tabla 7.12 <i>Ángulos de inicio de energización obtenidos del fichero de energización de inyector en los distintos modos de operación con combustión.</i>	136
Tabla 7.13 <i>Coeficiente de descarga para cada inyección en los distintos modos de operación con Combustión.</i>	137
Tabla 7.14 <i>Presión media en cámara de combustión para cada inyección en los distintos modos de operación con Combustión.</i>	137
Tabla 7.15 <i>Comparativo de masa total inyectada entre DIADIESEL y CALMEC para la primera inyección.</i>	138
Tabla 7.16 <i>Comparativo de masa total inyectada entre DIADIESEL y CALMEC para la segunda inyección.</i>	138
Tabla 7.17 <i>VARIABLES MEDIAS DEL ENSAYO 1000-10.</i>	141
Tabla 7.18 <i>VARIABLES MEDIAS DEL ENSAYO 1000-60.</i>	142
Tabla 7.19 <i>VARIABLES MEDIAS DEL ENSAYO 1000-110.</i>	142
Tabla 7.20 <i>VARIABLES MEDIAS DEL ENSAYO 1700-10.</i>	142
Tabla 7.21 <i>VARIABLES MEDIAS DEL ENSAYO 1700-60.</i>	143
Tabla 7.22 <i>VARIABLES MEDIAS DEL ENSAYO 1700-110.</i>	143
Tabla 7.23 <i>VARIABLES MEDIAS DEL ENSAYO 2400-10.</i>	143
Tabla 7.24 <i>VARIABLES MEDIAS DEL ENSAYO 2400-60.</i>	144
Tabla 7.25 <i>VARIABLES MEDIAS DEL ENSAYO 2400-110.</i>	144
Tabla 7.26 <i>Resumen de resultados del modelo diagnóstico.</i>	151
Tabla 7.27 <i>Resumen de resultados de CALMEC.</i>	152
Tabla 7.28 <i>VARIABLES MEDIAS ADICIONALES PARA MODELO PREDICTIVO MODO 1000-10.</i>	153
Tabla 7.29 <i>VARIABLES MEDIAS ADICIONALES PARA MODELO PREDICTIVO MODO 1000-60.</i>	153
Tabla 7.30 <i>VARIABLES MEDIAS ADICIONALES PARA MODELO PREDICTIVO MODO 1000-110.</i>	153
Tabla 7.31 <i>VARIABLES MEDIAS ADICIONALES PARA MODELO PREDICTIVO MODO 1700-10.</i>	153
Tabla 7.32 <i>VARIABLES MEDIAS ADICIONALES PARA MODELO PREDICTIVO MODO 1700-60.</i>	154
Tabla 7.33 <i>VARIABLES MEDIAS ADICIONALES PARA MODELO PREDICTIVO MODO 1700-110.</i>	154
Tabla 7.34 <i>VARIABLES MEDIAS ADICIONALES PARA MODELO PREDICTIVO MODO 2400-10.</i>	154
Tabla 7.35 <i>VARIABLES MEDIAS ADICIONALES PARA MODELO PREDICTIVO MODO 2400-60.</i>	154
Tabla 7.36 <i>VARIABLES MEDIAS ADICIONALES PARA MODELO PREDICTIVO MODO 2400-110.</i>	155

Tabla 7.37 Resumen de resultados del modelo predictivo. 158

Tabla 7.38 Resumen de torque obtenidos experimentalmente. 158

CAPÍTULO 8

Tabla 8.1 Errores relativos obtenidos al aplicar el modelo de diagnóstico DIADIESEL®. 163

Tabla 8.2 Errores relativos obtenidos al aplicar el modelo predictivo PREDIESEL®. 163

ÍNDICE GENERAL

	Página
CAPÍTULO 1: Introducción	
1.1 INTRODUCCIÓN	2
1.2 CONTEXTUALIZACIÓN DEL MODELADO TERMODINÁMICO EN MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA DE ENCENDIDO POR COMPRESIÓN	2
1.3 PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN Y SU JUSTIFICACIÓN	5
1.4 OBJETIVOS DE LA TESIS DOCTORAL	7
1.5 DESARROLLO DE LA TESIS DOCTORAL	7
1.6 BIBLIOGRAFÍA	10
CAPÍTULO 2: Fundamentación teórica y Estado del Arte	
2.1 INTRODUCCIÓN	13
2.2 ESTADO DEL ARTE	14
2.3 FILTRADO DE DATOS ADQUIRIDOS A TRAVÉS DE LA TRANSFORMADA RÁPIDA DE FOURIER	20
2.3.1 Transformada de Fourier a datos discretos	20
2.3.2 Transformada de Rápida de Fourier a datos discretos	22
2.4 METODOLOGÍA DESARROLLADA PARA EL FILTRADO DE DATOS	23
2.5 BIBLIOGRAFÍA	26
CAPÍTULO 3: Herramientas experimentales y software especializado	
3.1 INTRODUCCIÓN	30
3.2 MOTOR POLICILÍNDRICO	30
3.3 FRENO DINAMOMÉTRICO	32
3.4 SISTEMAS COMPLEMENTARIOS DEL BANCO DE PRUEBA	32
3.4.1 Sistema de alimentación de combustible	32
3.4.2 Sistema de arranque	32
3.4.3 Sistema de refrigeración del motor	33
3.4.4 Sistema de refrigeración del freno, del intercooler y del intercambiador de combustible	33
3.5 HERRAMIENTAS ADICIONALES	33
3.5.1 Sistema de adquisición y registro de datos de ensayo (RAPTOR)	33
3.5.2 Sistema interfaz ETAS-INCA PC	33
3.5.3 Medidor gravimétrico de consumo de combustible	33

3.5.4 Software CALMEC	34
3.5.5 Software ANSYS®	35
3.5.6 Sistema de adquisición de datos de presión en cámara y energización de inyector	35
3.6 BANCO DE PRUEBAS PARA SISTEMA DE INYECCIÓN DE MOTOR EN ESTUDIO	38
3.7 CÁLCULO DE INCERTIDUMBRE EN LA MEDICIÓN DE LA PRESIÓN EN CÁMARA	39
3.8 BIBLIOGRAFÍA	41
CAPÍTULO 4: Modelo de deformación y holguras	
4.1 INTRODUCCIÓN	43
4.2 ANÁLISIS CINEMÁTICO DEL MECANISMO PISTÓN – BIELA	43
4.3 DETERMINACIÓN DEL VOLUMEN INSTANTÁNEO	46
4.4 MODELO DE DEFORMACIONES POR PRESIÓN E INERCIA	47
4.4.1 Deformación por la fuerza debida a la presión	51
4.4.2 Deformación debido a las fuerzas inerciales	53
4.5 MODELO DE HOLGURAS	54
4.5.1 Formulación de modelo cinético	55
4.5.2 Consideraciones sobre el cabeceo del pistón, ajustes y tolerancias.	60
4.5.3 Sistemas de matrices para análisis cinético	61
4.5.4 Identificación del tipo de lubricación	62
4.5.5 Desarrollo de modelo de holguras	65
4.6 CARACTERIZACIÓN DE COEFICIENTE DE DEFORMACIÓN Y MODELO DE HOLGURAS EN ANSYS®	69
4.6.1 Consideraciones de mallado para el modelado en ANSYS®	71
4.7 BIBLIOGRAFÍA	74
CAPÍTULO 5: Modelado termodinámico de diagnóstico	
5.1 INTRODUCCIÓN	76
5.2 CONSIDERACIONES GENERALES DEL MODELO DE DIAGNÓSTICO DE LA COMBUSTIÓN	76
5.3 CÁLCULOS DE PROPIEDADES TERMODINÁMICAS	77
5.3.1 Calores específicos a volumen y presión constante	77
5.3.2 Constante de gases ideales	78
5.4 COMPORTAMIENTO DE PROPIEDADES DURANTE LA COMPRESIÓN Y EXPANSIÓN	79
5.4.1 Tasa de masa por pérdidas respecto al ángulo del cigüeñal	80
5.5 CÁLCULO DEL RETRASO DE LA COMBUSTIÓN	80
5.6 MODELO PARA LA TASA DE LIBERACIÓN CALOR	82

5.7 PERDIDAS DE CALOR EN LAS PAREDES DE LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN	84
5.8 MODELO DE INYECCIÓN PROPUESTO	87
5.9 MODELO PARA LA PREDICCIÓN DE LA CANTIDAD Y COMPOSICIÓN DE MASA ATRAPADA EN EL CILINDRO	94
5.9.1 Modelo cuasi-estacionario para flujo a través de las Válvulas	94
5.9.2 Estimación de EGR	95
5.10 ANÁLISIS DE SENSIBILIDAD	96
5.10.1 Influencia del parámetro C_{w1} sobre los resultados obtenidos	97
5.10.2 Influencia de la masa retenida al cierre de la admisión sobre los resultados obtenidos	98
5.10.3 Influencia de la relación de compresión sobre los resultados obtenidos	100
5.11 BIBLIOGRAFÍA	101
CAPÍTULO 6: Modelado termodinámico predictivo	
6.1 INTRODUCCIÓN	106
6.2 CONSIDERACIONES GENERALES DEL MODELO PREDICTIVO	106
6.3 ESQUEMA DE CÁLCULO PARA EL MODELADO PREDICTIVO	107
6.3.1 Cambio de estados durante la compresión y expansión	107
6.3.2 Transferencia de calor durante la combustión	107
6.4 ANÁLISIS DE SENSIBILIDAD	109
6.4.1 Influencia del parámetro C_{w1} sobre los resultados obtenidos	109
6.4.2 Influencia de la masa retenida al cierre de la admisión sobre los resultados obtenidos	111
6.4.3 Influencia de la relación de compresión sobre los resultados obtenidos	112
6.5 BIBLIOGRAFÍA	114
CAPÍTULO 7: Resultados	
7.1 INTRODUCCIÓN	116
7.2 SELECCIÓN DE MODOS DE ENSAYOS UTILIZADO EN VALIDACIÓN EXPERIMENTAL	116
7.3 CARACTERIZACIÓN DEL MOTOR UTILIZADO EN VALIDACIÓN EXPERIMENTAL	121
7.3.1 Definición de las variables medias de ensayo	121
7.3.2 Ajuste de modelo de deformaciones y holguras	122
7.3.3 Ajuste de presión de referencia	126
7.3.4 Ajuste de desfase Termodinámico y Geométrico	126
7.3.5 Ajuste del modelo de transferencia de calor	130
7.4 RESULTADOS DEL MODELO DE INYECCIÓN DE COMBUSTIBLE	135

7.5 RESULTADOS DEL MODELO DE DIAGNÓSTICO	141
7.6 RESULTADOS DEL MODELO PREDICTIVO	152
7.7 BIBLIOGRAFÍA	158
CAPÍTULO 8: Conclusiones	
8.1 CONCLUSIONES	161
8.2 BIBLIOGRAFÍA	164
ANEXOS	
Anexo 1	166
Anexo 2	167
Anexo 3	168

LISTADO DE SIMBOLOS

CALMEC	Herramienta de Diagnóstico de la combustión
DFQL	Tasa de liberación de calor
DNDA	Dirección nacional de derechos de autor
ECU	Unidad de control electrónica del motor
EMP	Error Máximo Permisible
EUDC	Extra Urban Driving Cycle
FQL	Fracción de calor liberado
FM	Fracción másica
MCI	Motor de Combustión Interna
MEP	Motor de encendido provocado
MEC	Motor de encendido por compresión
PMS	Punto Muerto Superior
PMI	Punto Muerto Inferior
SOI	Inicio de la inyección
SOC	Final de la inyección
TDF	Transformada de Fourier
TRF	Transformada Rápida de Fourier
UDC	Urban Driving Cycle
VLM	Valor de Lectura Mínima

a	Aceleración
adm	Admisión
bi	Constante de ajuste de inyector
<i>C_i</i>	Calor específico
d	Descentramiento
D	Diámetro
ET	Tiempo de energización del inyector
E	Módulo de Elasticidad
f_s	Frecuencia de muestreo
f₀	Frecuencia fundamental
f_b	Frecuencia de transición
f_c	Frecuencia de corte
F	Fuerza
h_c	Altura de la cabeza del pistón
l_i	Momento de inercia del elemento i
K_{def}	Coefficiente de ajuste por deformación

k	Coeficiente Isoentrópico
l	Distancia del punto de giro al centro de gravedad
m_i	Masa significativa
m_p	Masa de pistón
m_b	Masa de biela
N	Régimen de giro del motor
L_b	Longitud de Biela
P	Presión
Q	Calor
R	Radio del muñón del cigüeñal
r_c	Relación de Compresión
R_i	Constante de gas ideal
R_e	Número de Reynolds
S	Carrera del pistón
T	Temperatura
U	Incertidumbre expendida
v	Velocidad
V	Volumen
Y	Fracción másica
ΔV_p	Cambio de volumen debido a la presión
ΔV_i	Cambio de volumen debido a la inercia
ΔV_h	Cambio de volumen debido a las holguras
Δy	Deformación mecánica
θ	Ángulo de giro de cigüeñal
ω	Velocidad Angular
α_i	Aceleración Angular del elemento i
λ	Parámetro de Película
ρ	Densidad
μ	Viscosidad

Capítulo 1

Introducción

1.1 INTRODUCCIÓN

El objetivo de este capítulo inicial es ubicar al lector de la presente tesis en las consideraciones generales que se siguieron para el desarrollo de la misma, a la vez que se define la pertinencia y la estructura del documento. Se explica las generalidades del modelado termodinámico, sus consideraciones y limitaciones.

Este trabajo está enfocado al estudio de los motores de encendido por compresión (MEC), en donde se plantean una serie de sub-modelos, los cuales permitirán mejorar la capacidad de predicción de los modelos actuales aplicados al estudio de máquinas térmicas. Con las respectivas limitaciones, algunos de los apartados podrán ser aplicados a motores de encendido provocado (MEP), con lo cual el aporte de la presente tesis doctoral se hace más amplio.

De igual manera, con el fin de garantizar que los modelos propuestos describan la física y dinámica de los motores de combustión interna de encendido por compresión, se realizó una completa validación experimental, en la cual se aplicaron diferentes condiciones de operación que permitieron replicar los modos de operación del ciclo homologado de conducción urbana y extraurbana para Europa, debido a que la validación experimental se realizó en la Universidad de Castilla La Mancha y La Universidad Politécnica de Valencia, en España.

1.2 CONTEXTUALIZACIÓN DEL MODELADO TERMODINÁMICO EN MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA DE ENCENDIDO POR COMPRESIÓN

Entre los enfoques teórico-experimentales para el estudio de motores de combustión interna, los más usados en la actualidad consisten en modelos 'espejo' entre sí, y por ello mantienen la misma base teórica, aunque los parámetros de entrada y salida varían de un modelo a otro. Por un lado, existen los *modelos termodinámicos predictivos*, en los cuales se utiliza la primera ley de la termodinámica teniendo como entrada la tasa de liberación de calor (DFQL), determinada mediante expresiones matemáticas (leyes de Wiebe o Watson) que son ajustadas a partir de ensayos experimentales, para obtener el comportamiento de la presión y temperatura en el interior de la cámara de combustión [1.1]. En cambio, su contraparte, el *modelo termodinámico de diagnóstico* utiliza como dato de entrada el comportamiento de la presión en la cámara de combustión, la cual es medida experimentalmente y se asume uniforme en todo el volumen interior del cilindro en cada instante registrado [1.2], con el fin de obtener como salida la curva de liberación de calor [1.3].

Los modelos termodinámicos anteriormente mencionados, comparten una base teórica, fundamentada en balances de masa y de energía. En ella se incluyen una serie de submodelos de procesos internos tales como:

- Primera ley de la termodinámica para sistemas abiertos (o cerrados)
- Modelo de transmisión de calor
- Ecuación de estado de gases
- Modelo de deformaciones y holguras mecánicas
- Modelo de simulación de inyección
- Modelo de Blow-by

Estos submodelos, se pueden integrar en el balance energético que se ilustra a continuación [1.3]:

$$DFQL = m_c C_V dT + dQ + PdV - (h_{f,iny} - u_{f,g}) dm_{f,ev} + RT dm_{bb} \quad (1.1)$$

En la presente tesis doctoral se calculó el volumen instantáneo en el cilindro. Dado que los elementos que constituyen el motor no son completamente rígidos, las fuerzas debido a la presión e inercia generadas durante el proceso (además de otros factores geométricos), causan cambios en el volumen efectivo. Armas [1.4] propuso un modelo simple de deformaciones para cuantificar este fenómeno. Para esto utiliza una constante de ajuste K_{def} que debe determinarse experimentalmente. Aunque este es el modelo que se utiliza hoy día en aplicaciones prácticas, posee ciertas limitaciones, entre las que se encuentran:

- Se ignoran las propiedades mecánicas de los elementos sometidos a deformaciones; se sustituyen estas mediante una expresión equivalente que relaciona las propiedades del acero con una constante de ajuste K_{def} .
- No tiene en consideración los efectos de las holguras geométricas en la determinación del volumen instantáneo de la cámara.

Además, trabajos como el de Benajes [1.5] muestran que debido a la dificultad que conlleva el proceso de ajuste de dicha constante, se otorga un rango amplio de error a K_{def} , el cual abarca errores hasta de 70% en el cálculo. Variaciones de K_{def} , causan un error en los valores obtenidos de DFQL, cuya magnitud es dependiente de las aceleraciones del sistema, alcanzando picos en la etapa de combustión y expansión. Otra consecuencia es el cambio en el volumen instantáneo calculado y en la referencia angular, esto es, la discrepancia entre el volumen del cilindro en el PMS y volumen en donde se obtiene la presión máxima. Estos parámetros, los cuales dependen de K_{def} afectan el modelo de gas ideal y el trabajo presente en el

balance energético de la primera ley, añadiendo incertidumbres durante el diagnóstico del motor en estudio. En la figura 1.1 se resumen los diferentes tipos de modelos comentados anteriormente.

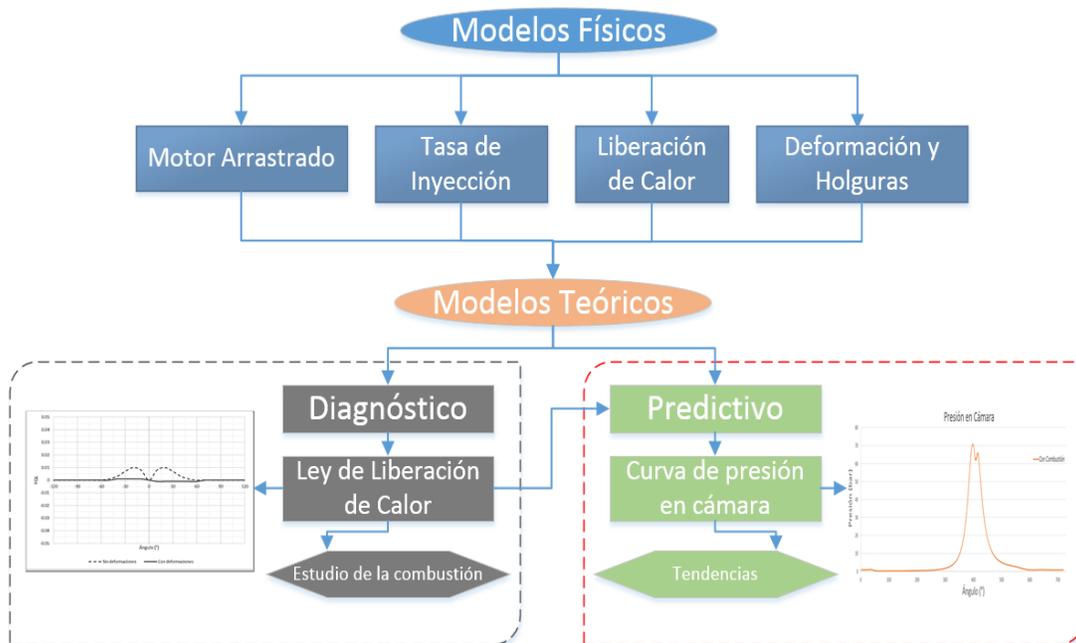


Figura 1.1 Comparativo de diferentes modelos aplicados a motores de combustión interna.

Existen puntos de convergencia entre el modelado de los motores de encendido provocado y los de compresión. Uno de estos tópicos comunes y de los más importantes, es el fenómeno de la autoignición. Trabajos como el de Benajes [1.6] muestran que dependiendo del tipo de combustible se puede manejar un dosado variable, el cual está determinado por el tiempo entre el inicio de la inyección y el de la combustión. En este caso, para el combustible Diésel el proceso extra de mezcla una vez finalizada la inyección es sumamente corto, y por lo tanto las distribuciones de dosado que se encuentran en la cámara de combustión son ricas [1.5].

Otro enfoque es el presentado por Kalghatgi [1.7]. El resultado principal que se extrae de su estudio es la diferencia en el tiempo de retraso entre el combustible Diésel y la gasolina. En todos los casos estudiados son mayores los tiempos de retraso derivados del uso de la gasolina. Independientemente del dosado, la gasolina no autoenciende por debajo de los 760 K y el Diésel por debajo de los 680 K. Como era de esperarse, la cinética química tiene una gran influencia en la

autoignición y por consiguiente en el tiempo de retraso en función del combustible utilizado [1.6].

1.3 PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN Y SU JUSTIFICACIÓN

El modelado termodinámico de motores de combustión interna es una de las ramas de investigación más importante en las maquinas térmicas. En los últimos años estos estudios, junto a la aplicación de estudios de diferencias finitas han tomado un gran auge debido al incremento de la potencia de cálculo en los computadores [1.8]. Los modelos de caracterización de los distintos fenómenos en los motores de combustión interna han mejorado por la evolución en las herramientas de cálculo numérico y por la instrumentación de mejor sensibilidad.

Los modelos de diagnóstico de la combustión se basan en la medida de la presión instantánea en la cámara para obtener la ley de liberación de calor o DFQL. Estos tipos de estudios son importantes para la caracterización del proceso de combustión, transferencia de calor y de deformación [1.9]. Como en la aplicación de la primera ley de la termodinámica se involucra el término de calor y el de trabajo de frontera, el cual a la vez depende del volumen, el proceso de diagnóstico se vuelve complejo, ya que es iterativo. Lo anterior conlleva a una demanda de cómputo exigente y tiempos de procesamiento largos [1.10].

Existen otros tipos de modelos, los cuales se denominan predictivos, que como su nombre lo indica, permite predecir condiciones de operación del motor. La limitación de este tipo de modelos es que requiere una caracterización previa, debido a la cantidad de parámetros y coeficientes de ajustes necesarios. El proceso de caracterización se puede realizar a través de un modelo de diagnóstico ya que, sin esto, se tendría un modelo carente de capacidad de descripción del proceso físico real [1.11].

Dentro de los puntos que resaltan la importancia en el modelado de motores de combustión interna se encuentra que:

- Permiten estudiar cómo afectan los cambios de parámetros del motor a la evolución de parámetros físicos instantáneos como son la temperatura y presión dentro de la cámara de combustión, sus interacciones y la influencia en fenómenos como la autodetonación [1.12].
- Permiten determinar la ley de liberación de calor (DFQL) y proporciona información precisa acerca de la evolución de la combustión, permitiendo calcular parámetros como la duración de la combustión y el tiempo de retraso, los cuales sirven para una correcta caracterización del proceso de combustión [1.13].

- Permite predecir condiciones operacionales del motor utilizando modelos predictivos, los cuales permitirán optimizar los ensayos experimentales, con una consecuente disminución en consumo de combustible, desgaste de motor e inversión en mano de obra calificada [1.14].

En el contexto de la presente investigación, se tuvo el reto de integrar los factores descritos anteriormente, por lo que se hace necesario realizar un estudio para caracterizar las fuentes de incertidumbres más importantes en los modelos actuales. La primera es la incertidumbre debida a la variación de volumen dentro de la cámara de combustión, el cual cambia no solo por el accionamiento del mecanismo biela – manivela, sino también por la deformación de los elementos, y específicamente de la biela, que es el elemento esbelto en el conjunto. Lo anterior conlleva a que el motor realmente no maneje una relación de compresión fija, sino que es variable en función de la deformación. Para mitigar esta incertidumbre, se desarrolló un modelo mejorado de deformación, el cual también tiene en cuenta las holguras en las juntas, que afectan significativamente la predicción de potencia de salida en el motor [1.15].

El segundo factor a analizar es la respuesta presentada en el motor en función del tipo de inyector utilizado. Los modelos de inyección comunes solo tienen en cuenta la cantidad de combustible inyectado, más no el perfil de entrega del mismo, en función del tipo de inyector usado. El uso de un inyector piezoeléctrico o de solenoide afecta la tasa de combustible entregada, la cual tiene una notoria influencia sobre la tasa de calor liberada. Por lo anterior, se implementó un modelo de inyección, el cual toma en cuenta el tipo de inyector, estimando los retrasos electromecánicos, a la vez que caracteriza el perfil de combustible inyectado.

Estas propuestas permitirán mejorar los estudios actuales de motores de combustión interna y a la vez resalta la importancia en profundizar en el estudio del modelado termodinámico en motores de combustión interna, que es el aporte realizado en el desarrollo de la presente tesis doctoral.

1.4 OBJETIVOS DE LA TESIS DOCTORAL

Para el desarrollo de la presente tesis doctoral se propusieron y alcanzaron los siguientes objetivos específicos, los cuales conllevaron al cumplimiento del objetivo general.

Objetivo General

- Realizar una aportación significativa al estudio y modelado termodinámico del proceso de combustión en motores Diésel de inyección directa por medio del desarrollo de un modelo de cambio volumétrico por deformación y de tasa de inyección.

Objetivos específicos

- Plantear un *modelo de diagnóstico* de la combustión en motor Diésel, complementado con un submodelo de retraso electromecánico y de tasa de inyección.
- Implementar un *modelo predictivo* aplicado a Motores Diésel con capacidad de ajuste de los modelos teóricos formulados.
- Formular un *modelo para la caracterización del cambio de volumen* de la cámara de combustión debido a presión, inercia y holguras, con aplicación a motores Diésel y motores de encendido provocado.
- Integrar los modelos diseñados a través del desarrollo de herramientas informáticas, que permitan la interacción entre las mismas, facilitando el proceso de caracterización y parametrización del motor.

1.5 DESARROLLO DE LA TESIS DOCTORAL

Los pasos metodológicos que se siguieron para el desarrollo de esta tesis doctoral se ilustran en el esquema de la figura 1.2. Esta secuencia permitió que se abordara por completo estudio de los fenómenos, a la vez que se logrará el cumplimiento de los objetivos específicos, y por ende el general propuesto al inicio de la investigación.

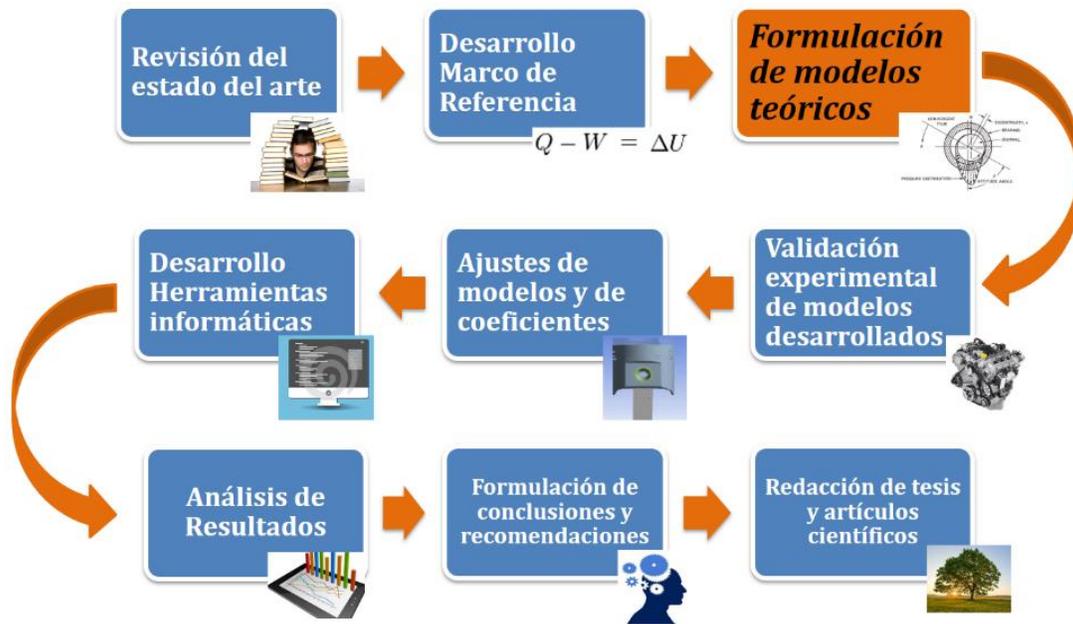


Figura 1.2 Esquema del desarrollo de la tesis doctoral.

El desarrollo de la tesis doctoral empezó con *la revisión del estado del arte*, en donde se verifica los últimos avances en el modelado termodinámico aplicado a motores de combustión interna. Se revisaron los modelos de diagnóstico de la combustión y predictivos, a la vez que se profundizaba en las últimas mejoras en sub-modelos de transferencia de calor como el de Woschni y de tasa de liberación de calor como el de Wiebe [1.4]. De igual manera, se revisaron numerosas tesis doctorales desarrolladas en la Universidad Politécnica de Valencia sobre la temática de investigación. Lo anterior permitió definir las bases del presente trabajo, detectando las potenciales fuentes de mejora en los modelos actuales.

Luego, se procedió a *desarrollar el marco de referencia*, definiendo los principios físicos involucrados en los diferentes fenómenos analizados en el modelado termodinámico aplicado a motores de combustión interna. Se analizan las limitaciones, se formularon suposiciones y se verificaron las fuentes de incertidumbre para cada uno de estas expresiones. Las suposiciones fueron corroboradas más adelante en la fase de validación experimental.

Tomando como base el marco de referencia, se procedió a *formular los sub-modelos teóricos* propuestos para el desarrollo de la presente tesis doctoral, entre los que se destacan el modelo de variación de volumen por deformación y holguras. De igual manera, el modelo de inyección, el cual toma en cuenta el tipo de inyector (piezoeléctrico o solenoide), el tiempo de energización y la presión de inyección.

Los sub-modelos fueron integrados a los modelos ya existentes y a los principios fundamentales como la primera ley de la termodinámica, con el fin de formular un modelo de diagnóstico de la combustión y predictivo. Lo anterior permitirá caracterizar el motor en estudio, determinando la tasa de liberación de calor. Al aplicar un modelo predictivo, que interactúe con el de diagnóstico, se puede verificar el comportamiento del motor al definir tendencias, prediciendo parámetros como la potencia y el torque de salida.

En la implementación del modelado en motores de combustión interna desarrollado durante la presente tesis doctoral se utilizaron una serie de ecuaciones teórico-experimentales, las cuales requieren una caracterización a través de *coeficientes de ajuste*, los cuales son definidos experimentalmente. Teniendo los sub-modelos ajustados y la formulación general del modelo diagnóstico-predictivo desarrollada, se procedió a *implementar tres herramientas informáticas*. *El primer módulo* es el de caracterización del volumen real de la cámara de combustión, el cual va a permitir ajustar el parámetro K_{def} y determinar el cambio en la altura libre del pistón debido a las holguras. Dentro de este módulo, está implementado un algoritmo optimizado para el filtrado de datos a través de la Transformada Rápida de Fourier (TRF), lo cual permitirá eliminar datos atípicos que manejen una alta frecuencia (en el dominio f).

Concluida la etapa de análisis en la primera herramienta, los datos obtenidos de la misma sirven como entrada al *segundo módulo*, que es el de diagnóstico de la combustión, en donde se caracterizan los parámetros operacionales del motor y la tasa de liberación de calor durante el proceso de combustión. El *tercer módulo* es el predictor, el cual toma como base la caracterización realizada en el segundo módulo, y tiene la capacidad de definir tendencias y predecir la curva de presión en cámara bajo diferentes condiciones de operación, régimen de giro y carga. Lo anterior permite una descripción completa de los diferentes fenómenos presentes en el motor de combustión interna, a la vez que optimiza el número de ensayos experimentales necesarios.

Definiendo el paso anterior, para darle soporte a los modelos desarrollados, se realizó un *proceso de validación experimental*, para lo cual se llevó a cabo una pasantía de investigación de 6 meses en la Universidad de Castilla la Mancha, Campus Toledo para la adquisición de datos experimentales en un banco de pruebas de motor Diésel y un banco de prueba para sistemas de inyección. En esta fase, se llevó a cabo una caracterización de la instrumentación utilizada, con el fin de ejecutar un análisis de incertidumbre sobre la cadena de medida. De igual manera se realizó una estancia en la Instituto - CMT Motores Térmicos de la Universidad Politécnica de Valencia, con el fin de realizar estudios de diagnóstico

de la combustión a través de la herramienta *CALMEC*. Lo anterior permitió tener a disposición una completa base de datos para realizar análisis estadísticos, regresiones, formular correlaciones y validar los modelos teóricos desarrollados.

La información de salida de las herramientas descritas arriba fue sometida a un *proceso de análisis de datos* y comparación con los obtenidos previamente de manera experimental, con el fin de verificar la desviación entre ellos, posibles fuentes de incertidumbre e implementar mecanismos para mitigarlas. Posterior a este paso, se procedió a *formular conclusiones y recomendaciones* sobre el estudio realizado, en donde se condensaron los resultados más relevantes de la investigación realizada y se definieron los trabajos futuros, con el fin de seguir profundizando la temática del presente trabajo.

Por último, se procedió a redactar la tesis doctoral, la cual sigue la secuencia metodología descrita anteriormente, exponiendo de manera clara y concisa los resultados y hallazgos más importante de la investigación. Estos resultados fueron utilizados para el desarrollo de varios artículos científicos en revistas Q1 y Q2, los cuales se citan más adelante.

1.6 BIBLIOGRAFÍA

[1.1] F. Payri, P. Olmeda, J. Martin and A. Garcia, “A complete 0D thermodynamic predictive model for direct injection diesel engines”. *Applied Energy*, 88 (12), 2011, pp. 4632-4641.

[1.2] N. Watson, A. Pilley and M. Marzouk, “A combustion correlation for Diesel engine simulation”. *SAE Paper 800029*, 1980, pp. 56-57.

[1.3] F. Payri, S. Molina, J. Martín and O. Armas, “Influence of measurement errors and estimated parameters on combustion diagnosis”. *Applied Thermal Engineering*, 26 (2), 2006, pp. 226-236.

[1.4] O. Armas, “Diagnostico experimental del proceso de combustión en motores Diésel de inyección directa”. Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Valencia, Dpto. de máquinas y motores térmicos, Valencia, 1998.

[1.5] J. Benajes, “A new methodology for uncertainties characterization in combustion diagnosis and thermodynamic modelling”. Tesis Doctoral. Universidad Politécnica de Valencia, Dpto. de máquinas y motores térmicos, Valencia, 2011.

[1.6] J. Benajes, R. Novella, A. García, V. Domenech and R. Durrett, “An Investigation on Mixing and Auto-ignition using Diesel and Gasoline in a Direct-

Injection Compression-Ignition Engine Operating in PCCI Combustion Conditions”. SAE International Journal of Engines, 2011, pp. 45.

[1.7] G. Kalghatgi, P. Risberg and H. Ångström, “Advantages of Fuels with High Resistance to Auto-Ignition in Late-Injection, Low-Temperature, Compression Ignition Combustion”. SAE Technical Paper, 2006, pp. 281.

[1.8] C. Rakopoulos, G. Kosmadakis and E. Pariotis, “Critical evaluation of current heat transfer models used in CFD in-cylinder engine simulations and establishment of a comprehensive wall-function formulation”. *Applied Energy*, 87 (5), 2010, pp. 1612–1630.

[1.9] J. Martín, “Aportación al diagnóstico de la combustión en motores Diésel de inyección directa”. Tesis Doctoral. Universidad Politécnica de Valencia, Dpto. de máquinas y motores térmicos, Valencia, 2007.

[1.10] C. Fenollosa, “Aportación a la descripción fenomenológica del proceso de combustión por difusión Diésel”. Tesis Doctoral. Universidad Politécnica de Valencia, Dpto. de máquinas y motores térmicos, Valencia, 2003.

[1.11] C. Barba, C. Burkhardt, K. Boulouchos and M. Bargende, “A phenomenological combustion model for heat release rate prediction in high-speed DI Diesel engines with common rail injection”. SAE Paper 2001-01- 2933, 2001, pp.145.

[1.12] C. Rakopoulos, E. Giacomis and D. Kyritsis, “Validation and sensitivity analysis of a two zone Diesel engine model for combustion and emissions prediction”. *Energy Conversion and Management*, 45, 2004, pp. 1471–1495.

[1.13] R. Hanson, S. Kokjohn, D. Splitter and R. Reitz, “An Experimental Investigation of Fuel Reactivity Controlled PCCI Combustion in a Heavy-Duty Engine”, SAE Int. J. Engines, 3, 2010, pp.700-716.

[1.14] R. Payri, J. Gimeno, M. Bardi and H. Plazas, “Study liquid length penetration results obtained with a direct acting piezo electric injector”. *Applied Energy*, 106, 2013, pp. 152-162.

[1.15] H. Hiroyasu, T. Hiroyasu, M. Miki, J. Jamiura and S. Watanabe. “Genetic Algorithms Optimization of Diesel Engine Emissions and Fuel Efficiency with Air Swirl, EGR, Injection Timing and Multiple Injections”. SAE Paper 2003-01-1853, 2003, pp. 23.

Capítulo 2

Fundamentación teórica y Estado del Arte

2.1 INTRODUCCIÓN

En el modelado de motores de combustión interna (MCI) existe la necesidad de ajustar modelos matemáticos desarrollados teóricamente, a través de un proceso de experimentación. Lo anterior permite garantizar que se describa la naturaleza del fenómeno estudiado y que se pueda extrapolar el comportamiento por fuera del rango de operación con una baja incertidumbre [2.1].

Los *modelos termodinámicos de diagnóstico* aplicados a MCI utilizan como datos de entrada, entre otros, los valores de la presión en la cámara de combustión y la posición del cigüeñal (medidos por los sensores ilustrados en la figura 2.1). Con estos datos y otras mediciones de variables medias, se obtiene como salida la curva de liberación de calor (dFQL), lo cual es el fundamento del *diagnóstico de la combustión* [2.2].



Figura 2.1 Sensor piezoeléctrico de presión en cámara y decodificador angular.
Fuente: Kistler Co.

El paso inicial para el proceso de *diagnóstico* es realizar un ensayo experimental que se denomina arrastre. Este ensayo consiste en forzar a que el motor gire (accionado por un agente externo, por ejemplo, un motor eléctrico) a una velocidad angular determinada, realizando los procesos de admisión, compresión, expansión y escape, pero en ausencia de combustión. El decodificador angular ilustrado en la figura 2.1 tiene la capacidad de medir cada 0.5 grados el cambio de la posición angular del cigüeñal. Como el ciclo termodinámico de los motores cuatro tiempos, tiene una duración de 720° , implica que cada ciclo termodinámico completo se obtendrá 1440 puntos de muestreo.

El proceso de *modelado predictivo* es inverso al proceso de diagnóstico. Se parte del hecho que se conoce la ley de liberación de calor y lo que se pretende predecir es la curva de presión contra el ángulo del cigüeñal, de tal manera que con esta se determine la presión media efectiva, lo cual a su vez permitirá estimar la potencia de salida, torque y otros parámetros del motor.

Para la caracterización completa de un MCI y garantizar un correcto modelado del mismo, es necesario realizar inicialmente un proceso de diagnóstico para ajustar las correlaciones experimentales y el coeficiente de deformación (en caso de definirlo). Luego, con los resultados obtenidos previamente realizar un proceso de modelado predictivo, lo cual permitirá verificar el desempeño del motor sin necesidad de invertir horas de ensayo físico y la consecuente inversión económica para el mismo [2.3]. Las consideraciones y correlaciones utilizadas para el modelado de diagnóstico como el predictivo se describirán en detalle en los capítulos siguientes.

2.2 ESTADO DEL ARTE

Los motores de combustión interna (MCI), son parte esencial de muchas aplicaciones de la ingeniería y la sociedad actual: transporte, agricultura, generación de energía, entre otras. Dada su importancia, los motores han sido sometidos a procesos de mejora y optimización [2.4], enfocados a los siguientes aspectos:

- Mejora de prestaciones (par y potencia)
- Control de emisiones contaminantes
- Reducción del consumo de combustible

Para lograr dicho objetivo, se han propuesto diferentes técnicas de estudio, con el propósito de cuantificar y controlar parámetros de salida de dichas maquinas (trabajo mecánico, generación de ruido y de especies contaminantes). Dada la complejidad de los procesos que ocurren al interior de los MCI, los estudios se aplican a tres procesos clave del motor: *renovación de carga, inyección y combustión* [2.5].

El estudio de los procesos anteriormente citados se puede abordar de diferentes maneras. Un *perfil experimental de estudio*, se basa en resultados de medición y visualización directa del comportamiento de los procesos, en el motor en cuestión. No obstante, proveen información válida para el equipo que se ensaya, impidiendo una extensión completa a otros tipos. Ejemplos de este tipo de enfoque son los bancos de flujo estacionario, los ensayos de motor arrastrado y el estudio de chorros. Por otro lado, el *perfil teórico de estudio*, utiliza métodos matemáticos (usualmente en forma de ecuaciones diferenciales) para definir termodinámicamente el comportamiento de los procesos que ocurren en el motor, tal como los modelos de flujo cuasi-estacionario o los de llenado-vaciado [2.6]. Su principal ventaja consiste en su aplicabilidad a varios tipos de motores. Tiene como desventaja que ciertos modelos teóricos pueden verse limitados por la capacidad de cómputo requerida por estos, además de causar incertidumbres debidas a la exactitud del modelo aplicado.

Para subsanar las deficiencias presentadas por cada enfoque, los modelos de estudio actuales consisten en tipos 'híbridos' entre ambos enfoques. Es por ello que son conocidos como perfiles teórico-experimentales de estudio. Estos permiten un modelado general de los procesos que ocurren en los MCI, y a su vez los resultados de ensayos experimentales permiten un refinamiento del modelo teórico. Esto conlleva a una reducción de los errores de aproximación obtenidos en el caso teórico. Estos enfoques han sido usados previamente en el diagnóstico de fallas, mediante el estudio de cambios de velocidad del motor, de las oscilaciones del bloque motor y de la presión en el escape [2.7].

Ambos tipos de modelado comparten una base teórica, la cual se fundamenta en la aplicación de las leyes de conservación de masa y energía, aplicadas en condiciones de cuasi-estacionaridad, es decir, los procesos que ocurren dentro del motor ocurren de forma estacionaria para cada posición angular del mecanismo. Aunque esto no tiene en cuenta los efectos transitorios de cada proceso [2.8], es apropiado para simular el ciclo del motor. Además, se puede predecir las características globales de este, tales como la potencia efectiva, el consumo de combustible y la carga térmica del motor. Debido a que este tipo de análisis cero-dimensional no tiene en cuenta características espaciales del proceso, su precisión se ve afectada. Es por ello, que se introduce al balance termodinámico submodelos, para la descripción de los fenómenos principales que ocurren al interior del motor.

En los últimos 50 años, a medida que se ha avanzado en el conocimiento de los fenómenos presentes dentro del motor, dichos submodelos han sido sometidos a un proceso de mejora, con el fin de obtener resultados precisos respecto a los resultados de mediciones experimentales. Esto se puede observar en los siguientes aspectos:

- El estudio de la transferencia de calor a las paredes del cilindro, el cual se orienta hacia la estimación del coeficiente convectivo a lo largo del ciclo de trabajo [2.9] y el avance del estudio de las condiciones en la cámara de combustión, se evidencia en el progreso de los trabajos de Nusselt (1923), Eichelberg (1939), Van Tijen (1962), Sitkei (1962), Annand (1963) y Woschni (1967), cuyos resultados pueden observarse en la figura 2.2 para un motor en particular. Dichos modelos, correlacionan la transferencia de calor con parámetros geométricos del motor y una serie de coeficientes, los cuales son ajustados con medidas experimentales.

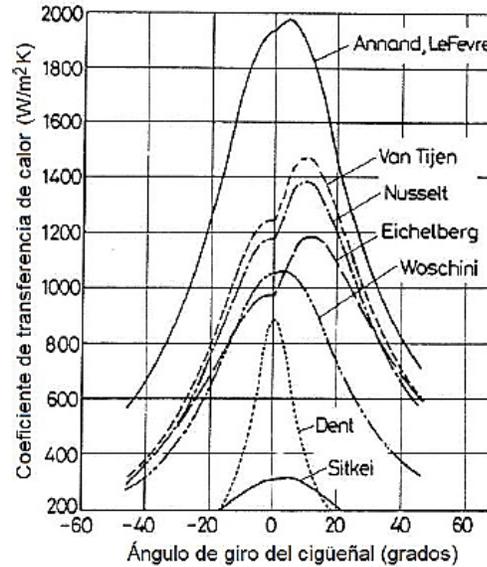


Figura 2.2 Comparación de los coeficientes de transferencia de calor empleando diferentes correlaciones. Tomado de [2.9].

- Debido a los límites impuestos por normativas concernientes al control de emisiones, los avances en el modelado se orientan a la predicción de la emisión de sustancias contaminantes o nocivas. En los pocos modelos existentes en este campo, se adopta el mecanismo Zel'dovich [2.10] para la formación de óxidos de nitrógeno (NOx), y los trabajos de Hiroyasu [2.11] respecto a la predicción de las emisiones de hollín. En estos modelos suele observarse discrepancias considerables, las cuales pueden atribuirse tanto a problemas en el modelado de la combustión como a las mediciones experimentales [2.12]. Los resultados de este estudio pueden observarse en la figura 2.3.

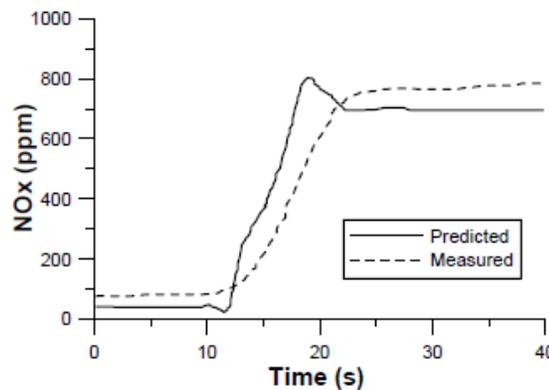


Figura 2.3 Comparación entre las emisiones de NOx predicha y medida en un motor Diésel. Tomado de [2.12].

- En los modelos predictivos, se requiere el ajuste de los datos obtenidos de la tasa de liberación de calor, a un modelo matemático de combustión. Lo anterior se realiza mediante un enfoque semi-empírico, el cual puede observarse en los trabajos de Wiebe [2.13], Watson *et al.* [2.14] o mediante un enfoque fenomenológico (multi-dimensional) como se observa en los trabajos de Barba *et al.* [2.15], Hiroyasu *et al.* [2.16], y Arrègle *et al.* [2.17]. En los enfoques semi-empíricos, dicho ajuste se realiza a través de los parámetros de forma de la función de Wiebe, los cuales se correlacionan con variables relacionadas con el funcionamiento del motor [2.18]. Cabe resaltar que el modelo de combustión contiene la mayor cantidad de información respecto a la combustión, al igual que los fenómenos incluidos dentro de dicho proceso. Es por ello que al incluir un sub-modelo detallado de inyección, se logran resultados satisfactorios en el proceso de ajuste, como se observa en la figura 2.5 [2.19].

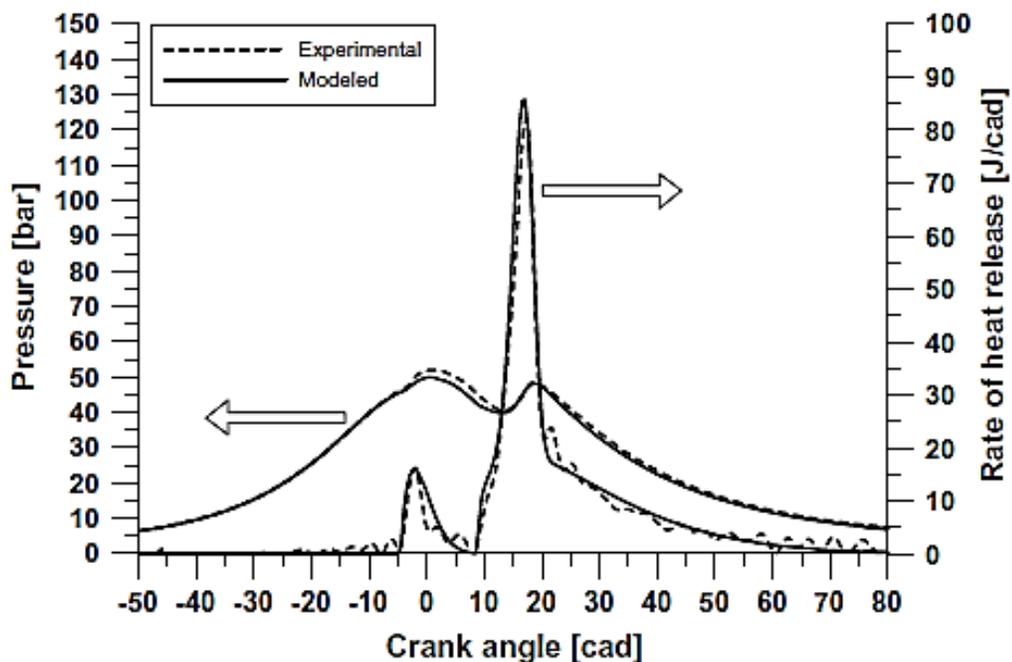


Figura 2.4 Comparación de la tasa de liberación de calor y la presión instantánea obtenida mediante el modelo de combustión y los datos experimentales. Tomado de [2.19].

- En condiciones reales, la cámara de combustión de los motores no es perfectamente hermética. Por ello, se presentan fugas de gases hacia el cárter, cuyo fenómeno es conocido como *blow-by*. Como se observa en la figura 2.5, esto afecta la cantidad de masa presente en la cámara y la presión en la cámara, por lo se hace necesario modelarlo e incluirlo dentro del

balance energético. Esta pérdida de masa instantánea se estima actualmente mediante ecuaciones de boquilla adiabática [2.19], ajustando experimentalmente los coeficientes de descarga.

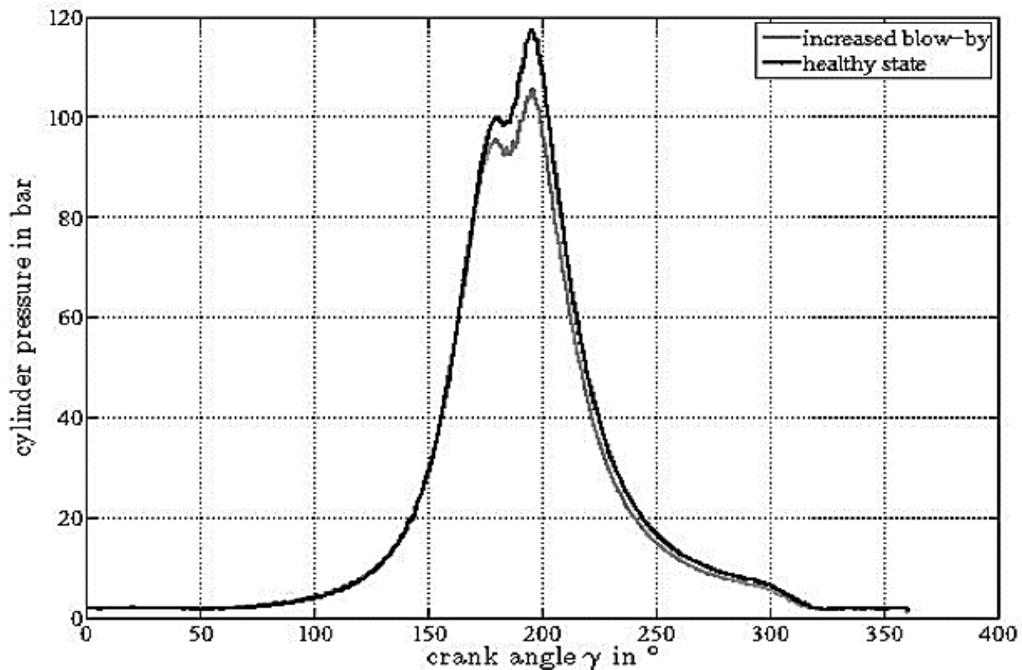


Figura 2.5 Presión en la cámara de combustión, para un motor en condiciones normales y con fugas hacia el cárter. Tomado de [2.20].

- Una de las maneras de controlar el nivel de emisiones (particularmente óxidos de nitrógeno) en los motores, es con la recirculación de gases de escape (EGR, exhaust gas recycle). Una fracción de los gases de escape es reciclada, a través de una válvula de control, del escape al sistema de admisión del motor. Esto reduce la temperatura máxima de quemado del combustible, y las tasas de formación de NOx [2.21, 2.22], lo que se observa en la figura 2.6. Debido a que esto influencia la tasa de liberación de calor, se han desarrollado modelos teóricos para considerar este fenómeno en la admisión. Un ejemplo de esto son los modelos de llenado-vaciado, que tienen en cuenta la contribución de la masa de EGR en el balance de masa aplicado al proceso de admisión [2.23].

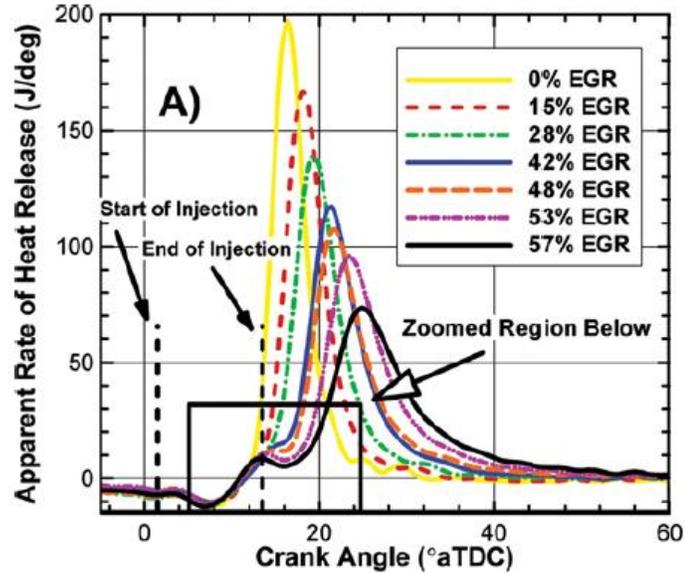


Figura 2.6 Efecto del EGR sobre la tasa de liberación de calor. Tomado de [2.22].

- Debido a las condiciones de carga que experimenta el conjunto pistón-biela-cigüeñal, se presentan deformaciones que afectan al cálculo del volumen instantáneo en el ciclo termodinámico. Estas deformaciones, varían en magnitud y dirección a lo largo del proceso. La no inclusión de estas deformaciones en el modelado genera la aparición de cantidades ficticias de calor en los resultados de la DFQL, en particular en condiciones de arrastre, como se ilustra en la figura 2.7.

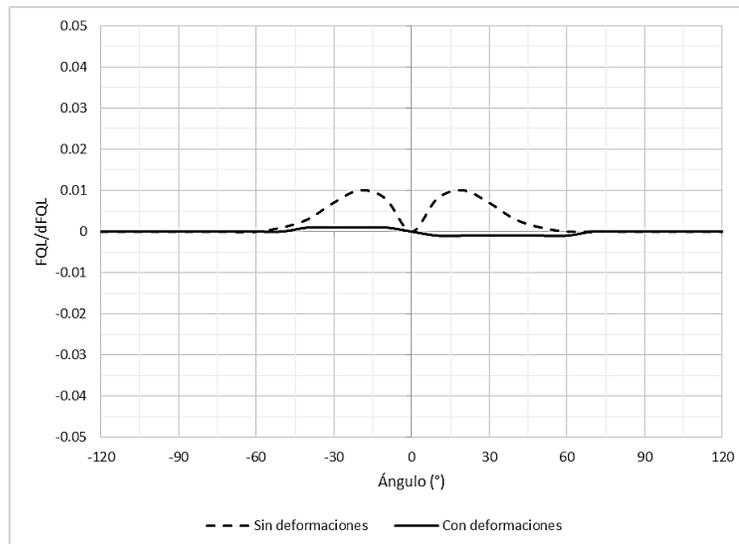


Figura 2.7 Comparación de la DFQL obtenida en condiciones de arrastre, mediante el uso de un modelo simple sin deformaciones y de un modelo con deformación. Adaptado de [2.23].

Por ello, Armas [2.23] desarrolló un modelo simplificado de deformaciones, el cual considera los efectos de la presión en la cámara de combustión y la inercia del mecanismo, para expresar la variación del volumen instantáneo en función de una constante de ajuste, cuyo valor se determina a partir de mediciones en condiciones de arrastre.

2.3 FILTRADO DE DATOS ADQUIRIDOS A TRAVÉS DE LA TRANSFORMADA RÁPIDA DE FOURIER

Las señales obtenidas del ensayo de arrastre son sensibles al ruido, lo cual afecta los resultados de la medición, por lo que se hace necesario utilizar una secuencia de filtrado a través de la transformada rápida de Fourier (FFT), por sus siglas en Ingles), la cual se ilustra en (2.1) y (2.2), con el fin de minimizar el ruido y evitar resultados atípicos. Luego, estos datos se procesan en el modelo de diagnóstico para obtener la curva de liberación de calor [2.24]. La función que inicialmente se define en el tiempo $f(t)$ es la transformada al dominio de la frecuencia $F(i\omega)$.

$$F(i\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} f(t)e^{-i\omega t} dt \quad (2.1)$$

$$f(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} F(i\omega)e^{i\omega t} d\omega \quad (2.2)$$

Esta nueva función $F(i\omega)$ se llama la *Serie de Fourier* (cuando la función es periódica) o *Transformada de Fourier* cuando la función no es periódica (o una función de periodo infinito). Fourier determinó que era posible expresar una función como la suma de senos y cosenos de diferentes frecuencias y amplitudes, hasta lograr determinar la función original. No obstante, existe una diferencia entre la serie de Fourier y la transformada: la serie de Fourier convierte una función continua y periódica en el dominio del tiempo, a magnitudes de frecuencia discretas en el dominio de la frecuencia [2.25].

2.3.1 Transformada de Fourier a datos discretos

La aplicación de la transformada de Fourier a datos discretos, medidos a un intervalo constante de muestreo T_s (y por consiguiente con una frecuencia de muestreo F_s) es muy común en casos de ingeniería. Para este caso, se requiere la implementación de (2.1) y (2.2) a dicho conjuntos de datos, lo cual se logra mediante la discretización de la integral, que se conoce como la Transformada Discreta de Fourier (TDF o DFT, por sus siglas en inglés). Esta se define según Rao [2.26] como:

$$X^F(k) = \sum_{n=0}^{N-1} x(n) W_N^{kn}, \quad k=0,1,\dots,N-1 \quad (2.3)$$

donde:

$$W_N^{kn} = e^{j\left(\frac{-2\pi n}{N}\right)kn}, n=0,1,\dots,N-1 \quad (2.4)$$

De forma matricial, es posible expresar las ecuaciones anteriores como se ilustra en la figura 2.8.

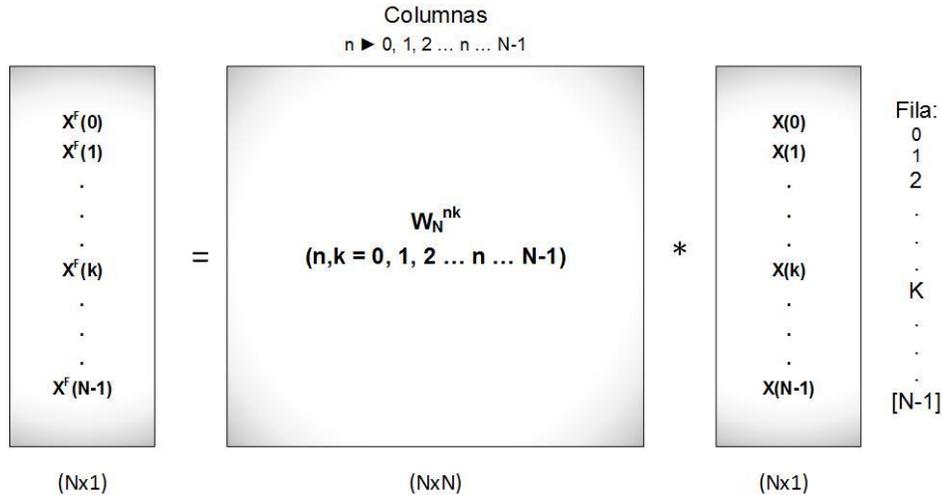


Figura 2.8 Representación matricial de la TDF. Adaptado de [2.26].

A partir de lo obtenido en la transformada, se genera el espectro de frecuencias correspondiente, cuyos valores de tiempo se sustituyen por valores equivalentes de frecuencia, los cuales son múltiplos enteros (armónicos) de una frecuencia fundamental f_0 , la cual se define mediante la expresión

$$f_0 = \frac{f_s}{N} \quad (2.5)$$

Donde $f_s = 1/T$ es la frecuencia de muestreo, y N es el número de datos muestreados.

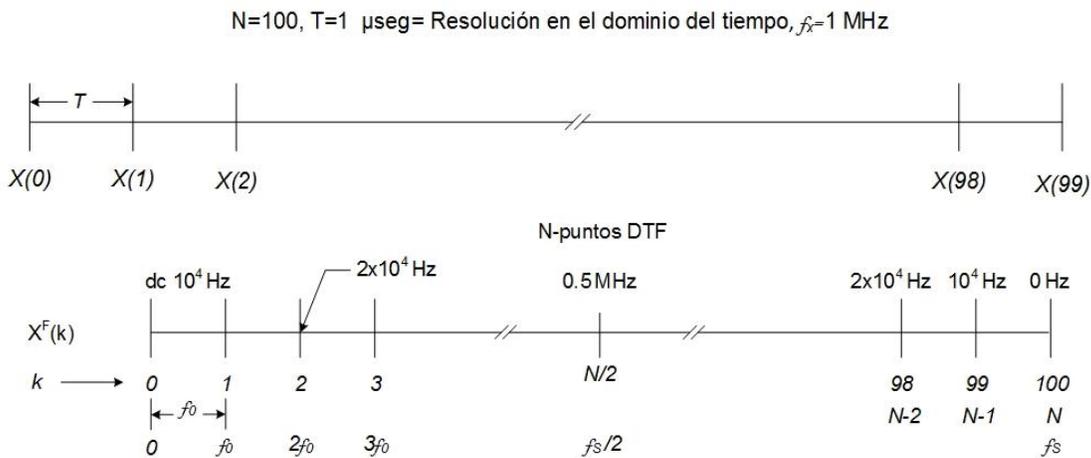


Figura 2.9 Conversión de los valores temporales a valores de frecuencia. Adaptado de [2.26].

La figura 2.9 revela otra característica de la TDF, que es el plegado de frecuencia o frequency folding. Debido a la naturaleza periódica de la expresión general de la transformada, el espectro de frecuencia obtenido se caracteriza por ser simétrico alrededor de la frecuencia de Nyquist (la mitad de la frecuencia de muestreo), y más allá de este valor, la frecuencia empieza a disminuir.

Para la implementación de la TDF, es necesario un número de datos 2^N (siendo N un entero positivo). Existen diferentes opciones para completar la cantidad requerida, tales como el zero-padding (rellenar los valores restantes con ceros), o interpolación mediante trazadores cúbicos o *splines* [2.27], con el fin de obtener los datos necesarios.

2.3.2 Transformada de Rápida de Fourier a datos discretos

Debido a que la Transformada de Fourier tiene algunas desventajas como la alta capacidad de cómputo requerida, por lo que se hizo necesaria la implementación de un método más eficiente. De ello surgió la Transformada Rápida de Fourier (TRF o FFT, por sus siglas en inglés), la cual es un grupo de algoritmos que aumentan la velocidad de cómputo de la TDF. El más conocido de estos, es atribuido a Cooley y Tukey, y es usado para datos que constituyan una potencia de 2. Dado que la cantidad de operaciones, independiente del tipo de transformada, puede expresarse como un múltiplo entero de $N \cdot \log_2(N)$, causa una reducción considerable del número de operaciones realizadas, como puede verse en la tabla 2.1.

Tabla 2.1 Comparación de la cantidad de operaciones realizadas por la TDF y la TRF. Adaptado de [2.27]

Tamaño de datos (N)	TDF		TRF Radix-2	
	Multiplicaciones	Sumas	Multiplicaciones	Sumas
8	64	56	12	24
16	256	240	32	64
32	1024	992	80	160
64	4096	4032	192	384

Lo anterior conlleva a una reducción de operaciones y el número de multiplicaciones (y por ende de las veces donde el producto debe redondearse) disminuye. Esto se observa en una reducción del ruido de cuantización, comparado a la TDF.

Dado que la TDF inversa es análoga a la Transformada Discreta de Fourier, con distinto signo en el exponente y un factor $1/N$, cualquier algoritmo para la TRF se

puede adaptar fácilmente para el cálculo de la transformada inversa. La anterior secuencia se resume en la figura 2.10.

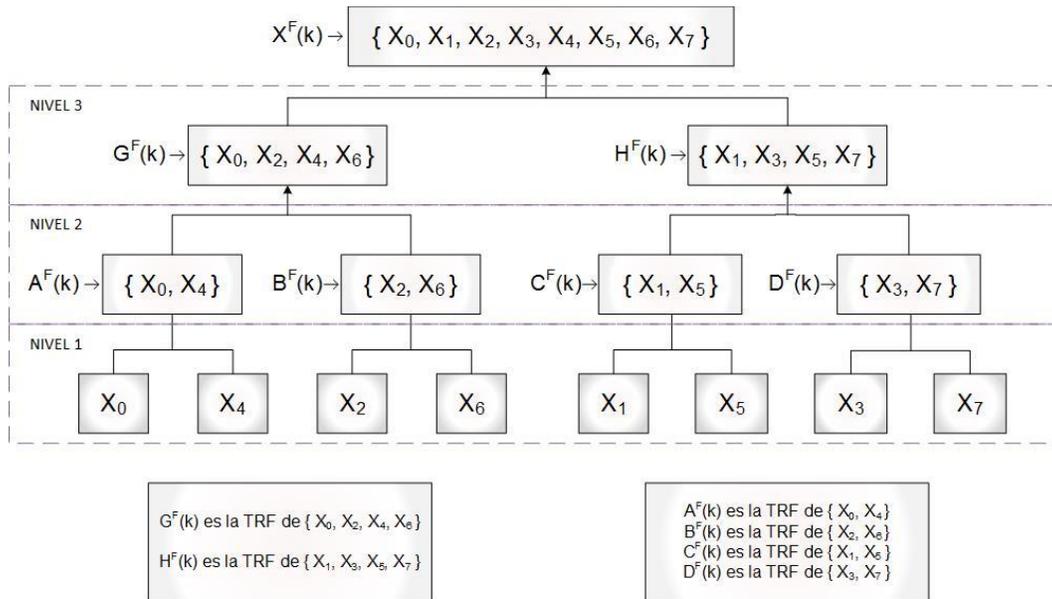


Figura 2.10 Transformada Rápida de Fourier, aplicada a un conjunto de 8 datos. Adaptado de [2.26].

Puesto que la TRF se utiliza en aplicaciones en las que se requiera conocer la totalidad del espectro de frecuencia, se tiene como ventaja principal la mejora en velocidad de cómputo, que es de mayor interés para nuestro estudio.

2.4 METODOLOGÍA DESARROLLADA PARA EL FILTRADO DE DATOS

Como se mencionó anteriormente, para filtrar la señal de presión en cámara del ruido es conveniente efectuar la transición intermedia al dominio frecuencial, y efectuar el filtrado en dicho dominio. Por ello, la metodología del proceso de filtrado de datos utilizada para el desarrollo de la presente tesis doctoral se resume en los siguientes pasos:

- a) Se obtiene el conjunto de datos correspondiente al ciclo promediado correspondiente a 1440 puntos.
- b) Los datos obtenidos, se transforman al dominio frecuencial mediante la Transformada de Fourier; debido a que esta requiere una cantidad de datos equivalente a una potencia entera de 2, se genera mediante interpolación lineal para obtener una señal de presión con el número de muestras requeridas. Este conjunto interpolado, se caracteriza por un periodo de muestreo equivalente a:

$$T_s = \frac{(\theta_{final} - \theta_{inicial})}{6 * N * RPM} \quad (2.6)$$

Donde N es el número de muestras después de interpolar.

- c) Se procede a realizar la TRF al conjunto de datos interpolados. El resultado del proceso consiste en un conjunto de valores complejos P_{TF} , de los cuales se suele graficar su magnitud $\sqrt{\text{Re}^2 + \text{Im}^2}$ contra la frecuencia para observar el peso de cada armónico en la señal. Un ejemplo de esto puede observarse en la figura 2.11, la cual ilustra el espectro de frecuencia obtenido en un ensayo a 2400 rpm en un motor Nissan YD22.

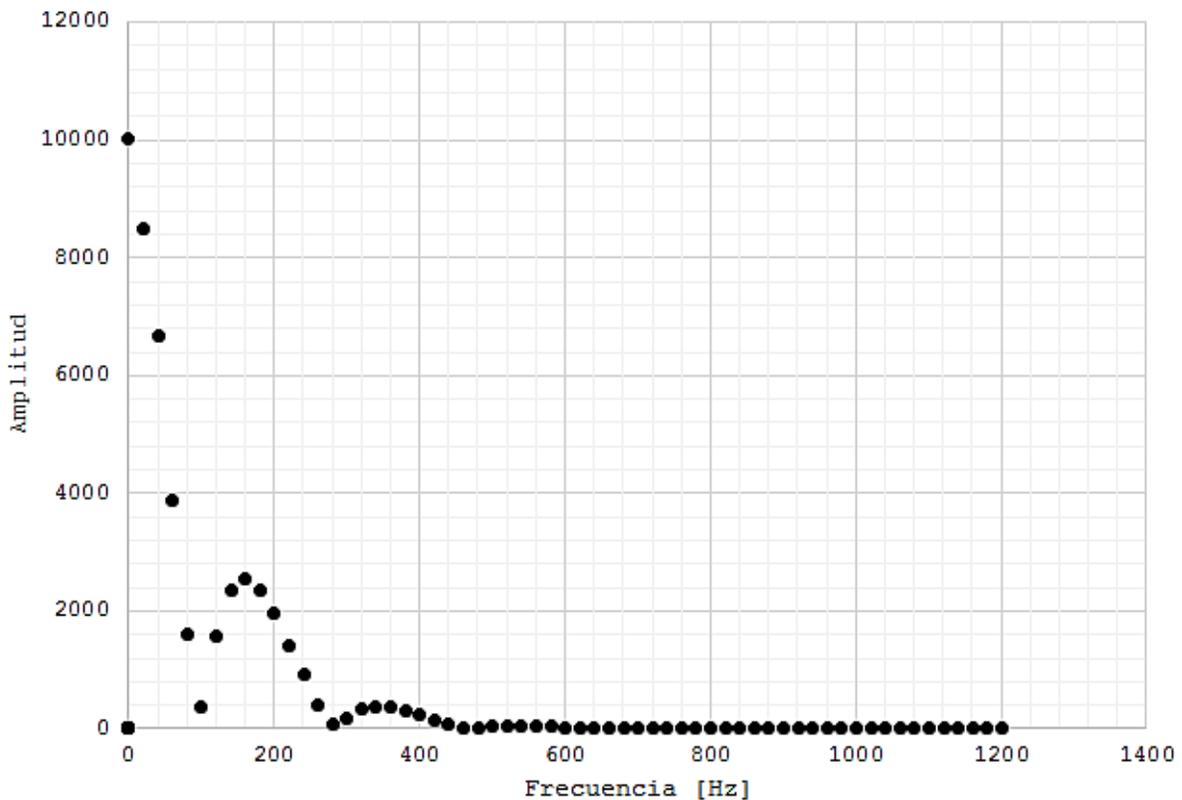


Figura 2.11 Espectro de frecuencia filtrado para un ensayo de arrastre a 2400 rpm en motor Nissan YD22.

- d) Hecha esta transición al dominio de frecuencia, se aplica el filtro correspondiente. El más idóneo corresponde a un filtro Hann (o ventana de Hann) [2.27], el cual determina factores de multiplicación K definidos mediante dos valores de frecuencia: un valor inicial de transición f_b , y uno

final de corte f_c . Según Payri [2.28], estos factores se determinan mediante:

$$K=1 \quad f < f_b \quad (2.7, a)$$

$$K = \cos\left(\frac{\pi}{2} \cdot \frac{f-f_b}{f_c-f_b}\right) \quad f_b \leq f \leq f_c \quad (2.7, b)$$

$$K=0 \quad f > f_c \quad (2.7, c)$$

Por consiguiente, los valores filtrados del espectro de frecuencia, se obtienen multiplicando cada valor P_{TF} por los factores K obtenidos previamente:

$$P_{TF} = K * P_F \quad (2.8)$$

La elección de los valores de transición f_b y f_c , es arbitraria. En condiciones de arrastre, estudios previos demuestran que se obtienen buenos resultados, sin afectar la calidad de la señal, con armónicos (múltiplos enteros de la frecuencia natural de los datos) de transición y corte de 10 y 55, respectivamente [2.8]. Las frecuencias de transición y corte equivalentes, pueden determinarse mediante

$$f_b = A_b * f_0 \quad (2.9, a)$$

$$f_c = A_c * f_0 \quad (2.9, b)$$

Donde A_b y A_c son los armónicos de transición y de corte, respectivamente.

- e) Con el espectro de frecuencia filtrado en el dominio de frecuencia, se transforma nuevamente al dominio temporal, esto es posible a través de la TRF inversa, y utilizando el mismo método de interpolación previo a la TRF, se genera el conjunto de datos filtrados, de la misma longitud del conjunto inicial. En la figura 2.11, se muestra el resultado filtrado de un ensayo a 2400 rpm en un motor Nissan YD-22. No se ilustra el espectro de frecuencia sin filtrar, debido a que la diferencia con los datos filtrados no es visible, aunque la mejora obtenida con el proceso de filtrado se puede observar en la derivada de la presión, como lo muestra la figura 2.12.

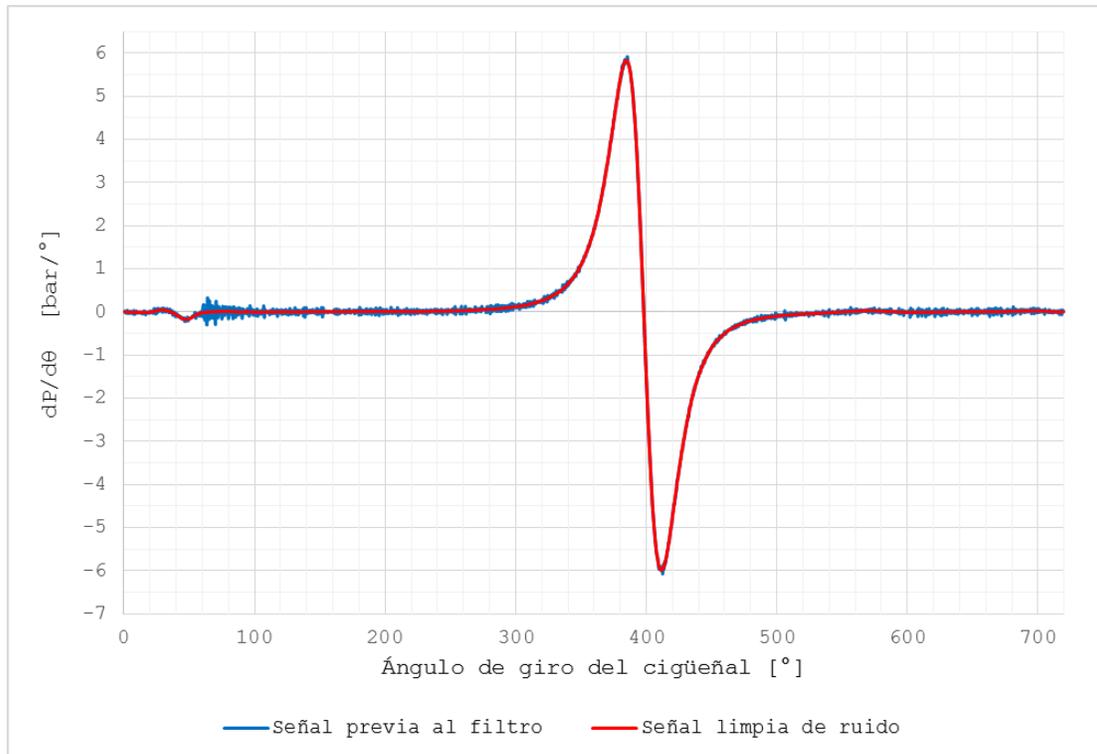


Figura 2.12 Comparación entre la derivada de presión obtenida a partir de datos sin filtrar (azul) y la obtenida con datos filtrados (rojo) para arrastre de 2400 rpm.

2.5 BIBLIOGRAFÍA

- [2.1] A. Torregrosa, P. Olmeda, B. Degraeuwe, and M. Reyes, “A concise wall temperature model for DI Diesel engines”. *Applied Thermal Engineering*, 26 (11), 2006, pp. 1320-1327.
- [2.2] D. Hountalas, T. Zannis, G. Mavrooulos, V. Schwarz,, J. Benajes and C. Gonzalez, “Use of a multi-zone combustion model to interpret the effect of injector nozzle hole geometry on HD DI diesel engine performance and pollutant emissions”. *SAE transactions*, 114 (3), 2005, pp. 550-566.
- [2.3] F. Baldi, G. Theotokatos and K. Andersson, “Development of a combined mean value–zero dimensional model and application for a large marine four-stroke Diesel engine simulation”. *Applied Energy*, 154, 2015, pp. 402-415.
- [2.4] R. Payri, J. Gimeno, M. Bardi and A. Plazas, “Study liquid length penetration results obtained with a direct acting piezo electric injector”. *Applied Energy*, 106, 2013, pp. 152-162.

- [2.5] G. Woschni, "A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine". SAE Paper 670931, 1967.
- [2.6] J. Serrano, H. Climent, C. Guardiola and P. Piqueras, "Methodology for characterisation and simulation of turbocharged diesel engines combustion during transient operation. Part 2: phenomenological combustion simulation". Appl Therm Eng, 29, 2009, pp. 150–158.
- [2.7] J. Desantes, J. Arregle and P. Rodríguez, "Computational model for simulation of diesel injection systems". SAE Technical Paper, 85 (2), 1999, pp. 241-253.
- [2.8] J. Martín, "Aportación al diagnóstico de la combustión en motores Diésel de inyección directa". Tesis Doctoral. Universidad Politécnica de Valencia, Dpto. de máquinas y motores térmicos, Valencia, 2007.
- [2.9] C. Romero, "Contribución al conocimiento del comportamiento térmico y la gestión térmica de los motores de combustión interna alternativos". Tesis Doctoral. Universidad Politécnica de Valencia, Dpto. de máquinas y motores térmicos, Valencia, 2009.
- [2.10] G. Lavoie, J. Heywood and J. Keck, "Experimental and theoretical study of nitric oxide formation in internal combustion engines". Combustion Science and Technology, 1, 1970, pp. 313-326.
- [2.11] H. Hiroyasu and T. Kadota, "Models for combustion and formation of nitric oxide and soot in direct injection Diesel engines". SAE Technical Paper 760129, 1976.
- [2.12] C. Rakopoulos and E. Giakoumis, "Review of thermodynamic Diesel engine simulation under transient operating conditions". SAE Paper 2006-01-0884, 2006.
- [2.13] I. Wiebe, "Halbempirische formel für die Verbrennungs-Geschwindigkeit". Verlag der akademie der Wissenschaften der Vd SSR, 1956.
- [2.14] N. Watson, A. Pilley and M. Marzouk, "A combustion correlation for Diesel engine simulation". SAE Paper 800029, 1980, pp. 56-57.
- [2.15] C. Barba, C. Burkhardt, K. Boulouchos and M. Bargende, "A phenomenological combustion model for heat release rate prediction in high-speed DI Diesel engines with common rail injection". SAE Paper 2001-01- 2933, 2001, pp.145.
- [2.16] H. Hiroyasu, T. Kadota and M. Arai, "Development and use of a spray combustion modelling to predict diesel engine efficiency and pollutants emissions (part 1)". Bull JSME, 26, 1983, pp. 569-575.

- [2.17] J. Arrègle, *et al.*, "Development of a zero-dimensional diesel combustion model. Part 1: analysis of the quasi-steady diffusion combustion phase". *Applied Thermal Engineering*, 23, 2003, pp. 1301-1317.
- [2.18] V. Jiménez, "Contribución al modelado unidimensional de motores de dos tiempos de altas prestaciones". Tesis Doctoral. Universidad Politécnica de Valencia, Dpto. de máquinas y motores térmicos, Valencia, 2013.
- [2.19] F. Payri, P. Olmeda, J. Martin and A. Garcia, "A complete 0D thermodynamic predictive model for direct injection diesel engines". *Applied Energy*, 88 (12), 2011, pp. 4632-4641.
- [2.20] D. Watzenig, G. Steiner and M. Sommer, "Robust estimation of blow-by and compression ratio for large diesel engines based on cylinder pressure traces". *I²MTC 2008 - IEEE International Instrumentation and Measurement Technology Conference*, Victoria, Canada, 2008.
- [2.21] J. Heywood. *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill, 1988, pp. 930, ISBN 0-07-028637-X.
- [2.22] J. Bittle, B. Knight and T. Jacobs, "Two-stage ignition as an indicator of low-temperature Diesel combustion". *Combustion Science and Technology*, 183, 2011, pp. 947-966.
- [2.23] O. Armas, "Diagnostico experimental del proceso de combustión en motores Diésel de inyección directa". Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Valencia, Dpto. de máquinas y motores térmicos, Valencia, 1998.
- [2.24] R. Finesso, E. Spessa, E. Mancaruso, L. Sequino and B. Vaglieco, "Spray and Soot Formation Analysis by Means of a Quasi-Dimensional Multizone Model in a Single Cylinder Diesel Engine under Euro 4 Operating Conditions". *SAE International Journal of Engines*, 8 (5), 2015, pp. 2050-2067.
- [2.25] S. Chapra y R. Canales, "Métodos numéricos para Ingenieros". 5 ed. McGraw-Hill, 2007, pp. 977, ISBN 978-970-10-6114-5.
- [2.26] K. Rao, D. Kim and J. Hwang, "Fast Fourier Transform: Algorithms and Applications". Springer, 2010, pp. 423, ISBN 978-1-4020-6628-3.
- [2.27] W. Smith and J. Smith, "Handbook of Real-Time Fast Fourier Transforms". Wiley-IEEE Press, 1995, pp. 468. ISBN 0-7803-1091-8.
- [2.28] F. Payri, *et al.*, "Adaptive determination of cut-off frequencies for filtering the in-cylinder pressure in diesel engines combustion analysis". *Applied Thermal Engineering*, 31, 2011, pp. 2869-2876.

Capítulo 3

Herramientas experimentales y software especializado

3.1 INTRODUCCIÓN

Tomando en cuenta los objetivos definidos en la sección 1.4, la presente tesis doctoral tiene un carácter científico – tecnológico, por lo que es necesario utilizar herramientas experimentales para validar los modelos propuestos. Para garantizar que los resultados sean consistentes, se requiere realizar una completa rutina de ensayos experimentales, con el fin de validar los datos predichos.

En el desarrollo de este capítulo, se describirán de manera general los diferentes equipos y herramientas experimentales utilizadas. De igual manera, se plantearán las limitaciones sobre el funcionamiento de las mismas, lo cual tuvo repercusiones sobre los modos de ensayos aplicados para la validación experimental.

La validación experimental de la presente tesis doctoral se realizó en las instalaciones del Laboratorio de Investigación en Generación, Transmisión y Control de la Energía, localizado en la Escuela de Ingeniería Industrial del Campus de la Fábrica de Armas de Toledo de la Universidad de Castilla – La Mancha y en el Instituto - CMT Motores Térmicos de la Universidad Politécnica de Valencia, en España. En estas estancias, se logró adquirir los datos para ajustar y validar los diferentes modelos desarrollados.

3.2 MOTOR POLICILÍNDRICO

Como parte de la instalación experimental utilizada en la Universidad de Castilla – La Mancha, se tiene banco de ensayos con un motor policilíndrico, de inyección directa y de 2.2 litros de cilindrada. Este motor es utilizado en aplicaciones automotrices y puede ser aplicado para el estudio de fenómenos relacionados con el proceso de combustión, formación de contaminantes y potencial de recuperación energética.



Figura 3.1 Motor policilíndrico con freno dinamométrico utilizado en validación experimental.

Se escogió este motor para el estudio, ya que su normativa de emisiones es Euro 3, la cual es de amplia aplicación en Colombia, por lo que permite extrapolar los diferentes modelos desarrollados a las condiciones operacionales del país. De igual manera, permite proyectar la instalación de laboratorios equipados con este tipo de motores en nuestro país, con el fin de realizar estudios en máquinas térmicas.

El motor es marca Nissan, referencia YD22 [3.1]. Está compuesto por sus elementos primarios (bloque, culata, tren de potencia, entre otros) y por los periféricos (bomba de sistema de refrigeración, alternador, entre otros). El motor está montado sobre un sistema de amortiguadores y se encuentra alineado, de manera que no se vea afectado su desempeño por vibraciones. En la tabla 3.1 se resumen las características principales del motor utilizado para el desarrollo de la presente tesis doctoral.

Tabla 3.1 Características del motor Diésel usado para validación experimental.

Motor	Nissan YD22
Normativa de Emisiones	Euro 3
Sistema de Inyección	Common Rail
Presión de Inyección	250 bar (ralentí), 1300 bar (plena carga)
Estrategia de Inyección	Una preinyección + una inyección principal
Sistema de admisión	Turbocompresor + Aftercooler
Sistema EGR	Refrigerado por agua
Sistema de postratamiento	Catalizador de oxidación + filtro de partículas
Max. Potencia (kW) a 3600 min ⁻¹	90
Máximo par (Nm) a 2000 min ⁻¹	238
Cilindros	4, en línea
Diámetro (mm)	86
Carrera (mm)	94
Cilindrada (cm ³)	2184
Válvulas por puesto	4
Relación de compresión geométrica	16.7:1

3.3 FRENO DINAMOMÉTRICO

El banco de ensayos está equipado con un freno dinamométrico modelo E90 de Schenck®. Éste contiene un rotor apoyado en los rodamientos, que está formado por dos discos divididos por una bobina de excitación. El control del nivel de carga del dinamómetro se realiza a través de un sistema de control X-Act, que permite el control electrónico de la fuerza resistiva generada variando la corriente que le llega [3.2]. Cuanto mayor sea el campo magnético o mayor sea la velocidad relativa de movimiento, mayor resultan las corrientes parásitas y los campos opositores generados. Este fenómeno, llamado Corrientes de Foucault, es aprovechado por el freno dinamométrico para generar un par resistente al giro del motor.

De igual manera, se mide el régimen de giro y el par efectivo del motor mediante un sensor inductivo de rpm, los cuales permiten que el sistema pueda adquirir datos de par – rpm en diferentes condiciones de operación. En la tabla 3.2 se ilustran las principales características del freno utilizado y en la figura 3.1 se ilustra, acoplado al motor en estudio.

Tabla 3.2 Características del freno dinamométrico Schenck.

Par nominal	200 N·m
Régimen de giro	12000 min ⁻¹
Potencia nominal	90 kW
Momento de Inercia	0.192 kg·m
Masa	200 kg

3.4 SISTEMAS COMPLEMENTARIOS DEL BANCO DE PRUEBA

3.4.1 Sistema de alimentación de combustible

El motor YD22 cuenta con un sistema electrónico de alimentación de combustible, formado por cuatro inyectores, el Common Rail y la bomba de inyección. La unidad de control electrónica del motor (ECU) controla la apertura de los inyectores y calcula la presión necesaria en el Common Rail según el grado de carga del motor, con el fin de regular la cantidad de combustible inyectada en cada ciclo.

3.4.2 Sistema de arranque

Para que el motor inicie la marcha, es necesario un sistema de arranque que inicie el movimiento para que se inicie el proceso de combustión y el motor consiga impulsarse con la energía liberada en este proceso. Esta función es provocada por un motor eléctrico alimentado desde una batería de 12 V, la cual es alimentada por un cargador externo.

3.4.3 Sistema de refrigeración del motor

El control de temperatura del sistema de refrigeración del motor es realizado con un intercambiador de calor aire-agua de tiro forzado. Cuando la temperatura de entrada del líquido refrigerante del motor alcanza el valor de 90°C, el sistema de control activa el sistema de refrigeración. Una vez que ha disminuido 5°C se detiene el sistema de refrigeración.

3.4.4 Sistema de refrigeración del freno, del intercooler y del intercambiador de combustible

Se dispone de una máquina que disipa el calor del depósito que refrigera el freno, con lo que se logra el control de temperatura del freno dinamométrico, del intercambiador de combustible y del intercooler. Por medio de dos bombas, colocadas en un extremo de la bancada del motor, se impulsa el agua desde el dispositivo de intercambio de calor a través de un circuito de refrigeración. El agua caliente al dispositivo de refrigeración, con el fin de facilitar el intercambio de calor.

3.5 HERRAMIENTAS ADICIONALES

Para el proceso de experimentación se requiere una serie de herramientas adicionales, con el fin de lograr la adquisición de los datos para realizar la validación experimental. Dentro de estas herramientas se encuentra:

3.5.1 Sistema de adquisición y registro de datos de ensayo (RAPTOR)

Para la adquisición de datos de variables medias necesarias para el modelado de diagnóstico, se utilizó el sistema de adquisición y registro de datos de ensayo (hardware y software) RAPTOR desarrollado por la empresa Ingesis S.L., con el cual se tomaron las lecturas de las diferentes variables del motor (presiones, temperaturas, cálculos derivados del funcionamiento, entre otros).

3.5.2 Sistema interfaz ETAS-INCA PC

Es el sistema que permite la comunicación con la Unidad de Control Electrónico (ECU) del motor en estudio, con lo cual se puede adquirir datos de inyección y otros parámetros operacionales del motor. Esta herramienta permite también la calibración de los sistemas de control electrónico del motor en estudio.

3.5.3 Medidor gravimétrico de consumo de combustible

El medidor gravimétrico de combustible es un sistema capaz de calcular el gasto másico de combustible. Su principio de medición se basa en realizar la medición de la cantidad de masa suministrada en un intervalo de tiempo. Esta alternativa de medición es relativamente económica, pero no significa que sea menos precisa. De

hecho, este método es reconocido internacionalmente según API MPMS (American Petroleum Institute – Manual of Petroleum Measurement Standard) como patrón primario de referencia para realizar la calibración de los medidores de flujo másico de grandes escalas. Por su alto grado de precisión, economía, bajo mantenimiento y capacidad de movilización, puede fácilmente ser usada para medir la cantidad de combustible que entra a un motor de combustión interna, siendo ampliamente usado en proyectos investigativos y el desarrollo de tesis doctorales en reconocidos centros de investigación a nivel internacional. Este método sólo es preciso para ensayos estacionarios. El sistema se implementó en colaboración con el Grupo de investigación en Manejo Eficiente de la Energía (GIMEL) de la Universidad de Antioquia en Colombia.

A continuación, se resume el sistema de adquisición de datos utilizado para el desarrollo de la presente tesis doctoral.

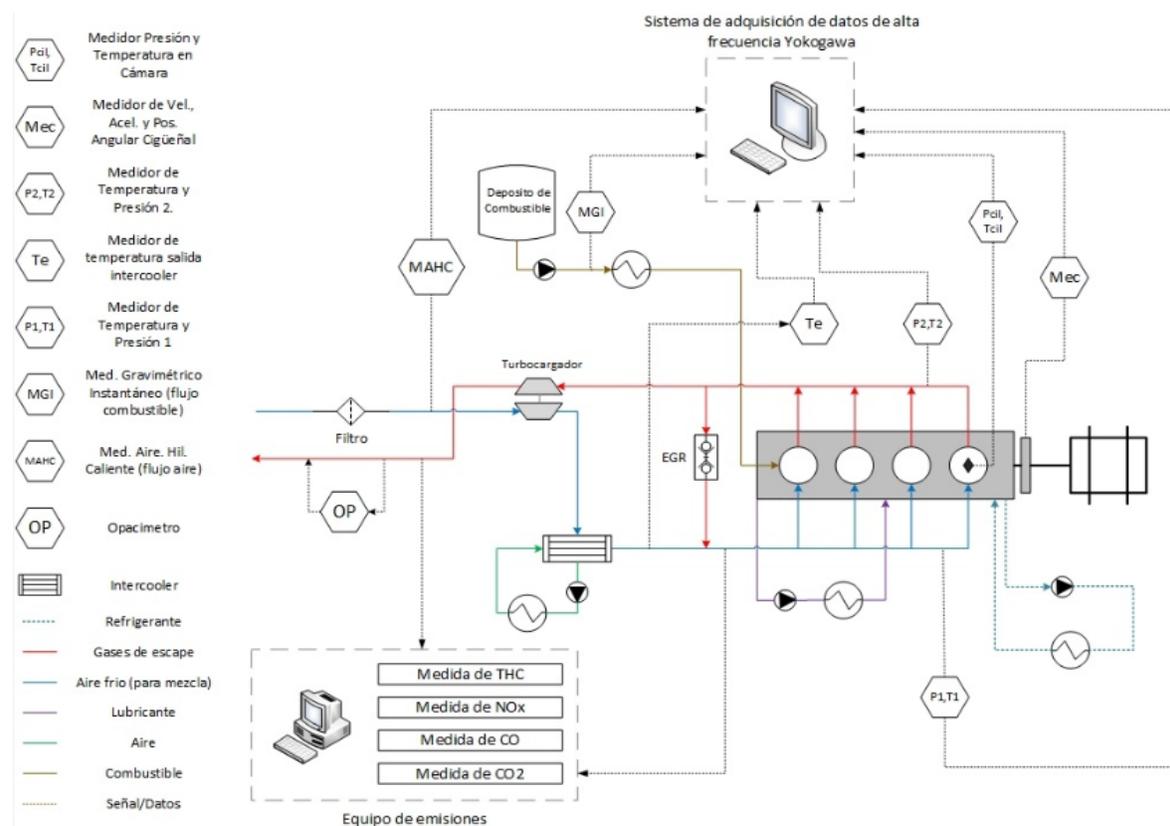


Figura 3.2 Sistema de adquisición de datos utilizado en validación experimental.

3.5.4 Software CALMEC

Calmec es la herramienta informática desarrollada por la CMT de la Universidad Politécnica de Valencia para el diagnóstico de la combustión a partir de la presión

en cámara. A partir de los datos adquiridos de presión en cámara que han pasado por un proceso de filtrado, variables medias que reflejan las condiciones de operación del motor (temperaturas, presiones medias, entre otros) y constantes de ajuste, se obtiene la tasa de liberación de calor en función del ángulo de giro del motor. Este modelo termodinámico será empleado en este trabajo de tesis doctoral como modelo de referencia y será usado para validar los sub-modelos desarrollados.

3.5.5 Software ANSYS®

ANSYS® es un software de simulación que permite predecir cómo funcionará y reaccionará determinado producto bajo un entorno real, por lo que es ampliamente utilizado en aplicaciones industriales y de investigación. Funciona bajo la teoría de elementos finitos para estructuras y de volúmenes finitos para análisis en fluidos. Para la presente tesis doctoral ANSYS® fue utilizado en el modelado de la deformación en el mecanismo pistón – biela, con el fin de tener la capacidad de predecir el nivel de deformación del mismo en los diferentes modos de arrastre, y así caracterizar el coeficiente de deformación sin necesidad de un proceso iterativo. Para esta simulación se utilizó la licencia de ANSYS® que posee la Universidad del Atlántico, en Barranquilla – Colombia y que sin su apoyo, no sería posible el desarrollo de la presente tesis doctoral.

3.5.6 Sistema de adquisición de datos de presión en cámara y energización de inyector

Para la caracterización y validación de los modelos desarrollados en la presente tesis doctoral, es necesaria la adquisición de la señal de presión en cámara y la energización de la corriente del inyector. Estas medidas tienen que estar sincronizadas con el giro del cigüeñal, con el fin de garantizar que estén en fase y predecir correctamente el proceso de combustión.

Debido a las características dinámicas de la medición de presión a realizar, se hace necesario utilizar un sensor piezoeléctrico, el cual tiene la capacidad de medir los niveles de presión manejados dentro de la cámara de combustión, además de soportar las vibraciones y las temperaturas elevadas que se presentan. Por otra parte, la magnitud de la presión que se va a medir varía en tiempos muy pequeños, por lo que deben ser adquiridas y almacenadas en memoria con alta frecuencia de muestreo. Luego de esto, los datos adquiridos deben ser tratados mediante ordenador, con el fin de realizar el proceso de filtrado y procesar los datos adquiridos en un software de diagnóstico de la combustión.

- *Sensor de presión:*

La medida de presión en el cilindro se realiza mediante un transductor piezoeléctrico colocado en el orificio de la bujía de precalentamiento del primer cilindro. Éste sensor debe instalarse sin modificar ni alterar las condiciones de funcionamiento del motor. El sensor es capaz de soportar vibraciones y elevadas temperaturas. Por esto, se utiliza un sensor de presión marca KISTLER® modelo 6056A especialmente diseñado para la medida de presiones en máquinas de combustión interna. Éste modelo trabaja con un cristal piezoeléctrico, con el que se consigue una sensibilidad de -20 pC / bar y alta estabilidad térmica [3.3]. Los cambios de sensibilidad no son más de $\pm 0.5\%$ sobre un rango de temperatura de 200 ± 50 ° C. El sensor tiene una buena disipación del calor, que permite soportar una temperatura máxima de operación de hasta 400 °C. En el anexo 1 se encuentra el certificado de calibración del sensor de presión en cámara utilizado.

- *Amplificador de carga:*

Dado que el captador piezoeléctrico genera una señal eléctrica muy débil y de baja amplitud. La cadena de adquisición de datos viene equipada con un amplificador de carga KISTLER® modelo 5018A, para acondicionar y amplificar dicha señal. Este amplificador está controlado por microprocesador y convierte la señal enviada por el sensor piezoeléctrico en una señal proporcional en voltaje [3.4]. El amplificador debe ser colocado lo más cerca del sensor que sea posible, para evitar que la longitud del cable desde el sensor al amplificador influya en la medida. Este cable tiene una extensión de un 1 m. Desde el amplificador hasta el sistema de adquisición de datos ya no existe problema con el cable, pues la señal ya está debidamente amplificada.

- *Codificador angular:*

El codificador angular del cigüeñal es un sistema codificador óptico, especialmente desarrollado para la instalación de motores de combustión interna, para proporcionar la correlación exacta entre la señal de presión y la posición de ángulo del cigüeñal. El modelo del codificador utilizado en la fase experimental es 2614B y está compuesto de cuatro partes: La parte óptica y mecánica modelo 2614B1, el acondicionador de señales modelo 2614B2, el cable LVDS modelo 2614B3 y el Multiplicador de pulsos modelo 2614B4 [3.5]. Este codificador nos permite determinar variaciones de 0.5° en la posición angular del cigüeñal, de manera que por ciclo termodinámico se pueden adquirir 1440 muestras.

- *Osciloscopio digital modelo DL708E:*

Para la adquisición de la señal de presión en cámara y la energización del inyector es necesario diseñar una cadena de medida que tenga la capacidad de adquirirlos y almacenarlos en memoria para su posterior tratamiento. Para la validación experimental se tomaron 720 muestras por vuelta (cada 0.5°) y tomando en cuenta que el régimen máximo de operación del motor es de 3200 rpm es necesario que la cadena de medida pueda manejar $720 \times 3200 / 60$ muestras / segundo = 38400 muestras / segundo.

Se adquieren 20 ciclos para promediar los valores adquiridos en estos ciclos y obtener un ciclo representativo. De esta manera, pequeñas discrepancias entre valores de diferentes ciclos quedan eliminadas. Por tanto, los requerimientos más importantes la cadena de medida son: dos canales independientes de 39 kHz de frecuencia de muestreo, una entrada de reloj y una de disparo. La cadena de medida elegida para trabajar es un osciloscopio digital YOKOGAWA® modelo DL708E [3.6] conectada a un ordenador PC mediante bus GPIB y una tarjeta PCI-GPIB. En la figura 3.3 se ilustra la cadena de medida de presión en cámara y de señal de energización del inyector.

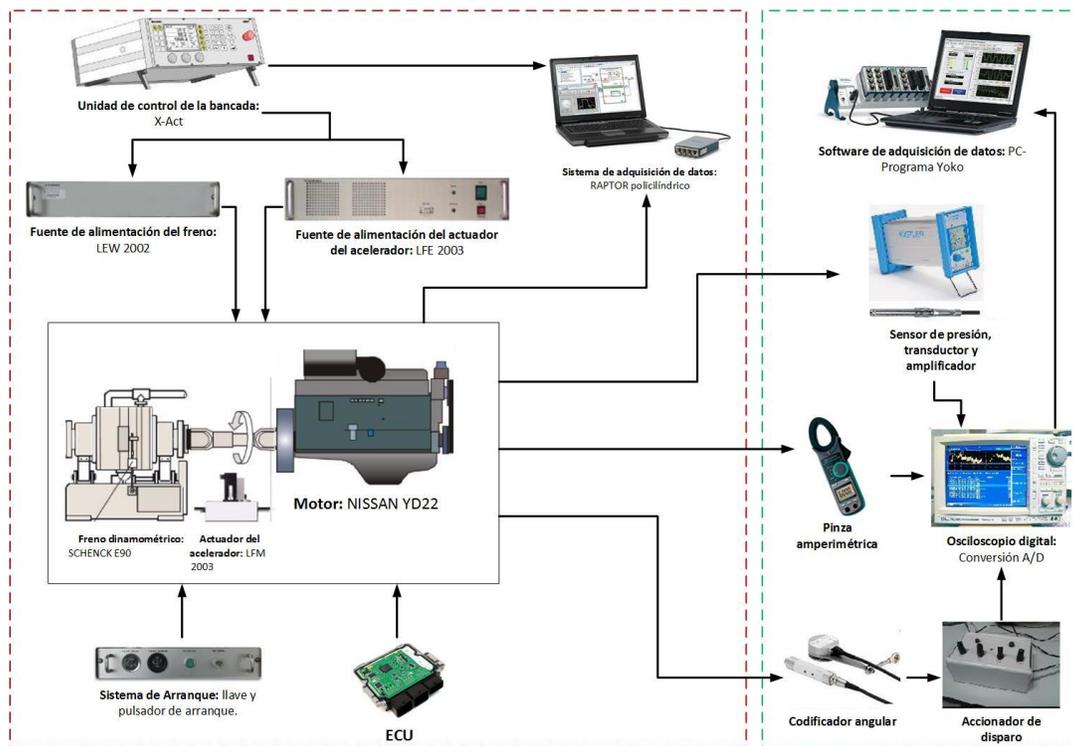


Figura 3.3 Cadena de medida de presión en cámara y de energización del inyector.

3.6 BANCO DE PRUEBAS PARA SISTEMA DE INYECCIÓN DE MOTOR EN ESTUDIO

Los sistemas Common Rail cuentan con una bomba de alta presión, inyector, un raíl y una unidad de control electrónica. El motor Nissan YD22 en estudio viene equipado con un sistema de inyección del tipo Common Rail. La configuración de la estrategia de inyección hace posible que el inyector realice al menos dos inyecciones por ciclo termodinámico. Lo anterior permite reducir el tiempo de retraso, a la vez que limita los picos de presión, con el fin de disminuyendo el ruido.

Con el fin de caracterizar el sistema de inyección y específicamente la tasa de combustible inyectado, fue necesario utilizar el banco ilustrado en la figura 3.4.



Figura 3.4 Banco de prueba sistema de inyección Common Rail.

El banco marca Bosch EPS 711 ha sido modificado con el fin de tener la capacidad de simular la condición de operación del inyector en el motor. Tiene un sistema de adquisición de datos con una balanza analítica de 0.01 g de resolución. Con este equipo, se desarrolló del trabajo de Armas et al. [3.7], en el cual se caracterizó la tasa de combustible inyectado para el caso de los inyectores solenoides y los piezoeléctricos. Basado en este estudio, en la presente tesis doctoral se desarrolló un nuevo modelo de inyección que tiene la capacidad de describir la cantidad de combustible inyectado en función de la presión de inyección y el tiempo de energización. Lo anterior es una de las aportaciones del presente trabajo.

3.7 CÁLCULO DE INCERTIDUMBRE EN LA MEDICIÓN DE LA PRESIÓN EN CÁMARA

En la configuración definida para la validación experimental de la presente tesis doctoral, se definió un rango de medición de 0 a 200 bar. De la ficha técnica del sensor de presión [3.3] se tiene que el error máximo permisible es de +/- 0.7%. El valor de lectura mínimo es de 0.1 bar. Los datos se resumen en la tabla 3.3.

Tabla 3.3 Características de error y rango de sensor de presión.

Rango de indicación (RDI)	0- 200 bar
Error máximo permisible (EMP)	+/- 0.7 %
Valor de lectura mínimo (VLM)	0.1 bar

Tomando en cuenta lo anterior, se tiene que:

$$\text{Clase de exactitud} = \frac{1.4 * 100}{(200 - 0)} = 0.7$$

Debido a que el programa YOKOLAB (utilizado para la adquisición de datos de presión en cámara) permite cambiar el número de muestras tomada por ensayo, esto conlleva a que la incertidumbre por repetibilidad este en función de las muestras tomadas. Manzaneque [3.8] realiza un análisis de esta fuente de incertidumbre para la cadena de medida utilizada, en donde se encontró que el valor máximo de incertidumbre es de 0.09 bar para 20 muestras. Por esta razón, nos centraremos en el análisis de la incertidumbre debido a la instrumentación y a la lectura. La incertidumbre provocada por el error máximo permisible está dada por:

$$u_{EMP} = \frac{EMP (bar)}{\sqrt{3}} \quad (3.1)$$

$$u_{EMP} = \frac{200 * \left(\frac{0.7}{100}\right) bar}{\sqrt{3}} = 0.8 bar$$

La incertidumbre debido a la lectura está dada por:

$$u_{VLM} = \frac{\frac{VLM (bar)}{2}}{\sqrt{3}} \quad (3.2)$$

$$u_{VLM} = \frac{\left(\frac{0.1}{2}\right) bar}{\sqrt{3}} = 0.03 bar$$

La incertidumbre combinada estaría dada por:

$$u_{COM} = \sqrt{u_{EMP}^2 + u_{VLM}^2} = \sqrt{(0.8 \text{ bar})^2 + (0.03 \text{ bar})^2} = 0.8 \text{ bar}$$

Para tener en cuenta la aleatoriedad de los valores estimados anteriormente, se calculará la incertidumbre en un intervalo de confianza del 95 %. Se tiene que el coeficiente a_1 está determinado por el error máximo permisible y el coeficiente a_2 está determinado por la incertidumbre de la lectura. Luego, se tiene que:

$$a_1 = EMP = 1.4 \text{ bar}$$

$$a_2 = VLM = 0.1 \text{ bar}$$

El parámetro de borde está definido como:

$$\beta = \frac{|a_1 - a_2|}{a_1 + a_2} \quad (3.3)$$

$$\beta = \frac{|1.4 \text{ bar} - 0.1 \text{ bar}|}{1.4 \text{ bar} + 0.1 \text{ bar}} = 0.867$$

Para un nivel de confianza del 95% se tiene que:

$$\beta' = \frac{p}{2 - p} \quad (3.4)$$

$$\beta' = \frac{0.95}{2 - 0.95} = 0.905$$

Como $\beta' > \beta$ se tiene que el factor de cobertura está dado por:

$$k(p) = \frac{1}{\sqrt{\frac{1 + \beta^2}{6}}} * \left[1 - \sqrt{(1 - p)(1 - \beta^2)} \right] \quad (3.5)$$

$$k(p) = \frac{1}{\sqrt{\frac{1 + (0.867)^2}{6}}} * \left[1 - \sqrt{(1 - 0.95)(1 - (0.867)^2)} \right]$$

$$k(p) = 1.64$$

Luego, la incertidumbre expandida se define como:

$$U(p) = k(p) * u_{COM} \quad (3.6)$$

$$U(p) = k(p) * u_{COM} = 1.64 * 0.8 \text{ bar} = 1.31 \text{ bar}$$

Por lo que la medición de presión, tomando en cuenta incertidumbres por lectura y por error máximo del instrumento esta expresada por:

$$P (\text{bar}) = P_{lectura}(\text{bar}) \pm 1.31 \text{ bar}$$

Lo anterior conlleva a una alta incertidumbre en zonas de baja presión, pero como el análisis del modelado está centrado en las inmediaciones del PMS, esta incertidumbre es baja comparada con el nivel de presión que se maneja en esta zona.

3.8 BIBLIOGRAFÍA

[3.1] NISSAN EUROPE S.A.S. “Manual de taller electrónico NISSAN. 6ª Revisión”. Service. Engineering Section. Septiembre 2005.

[3.2] SCHENCK®. “Manual “Eddy-Current Dynamometer”. 1997.

[3.3] KISTLER®. “Instruction Manual High Temperature Pressure Sensor Type 6056A”, ISBN: 6056A_000-529e-01.13. 2013.

[3.4] KISTLER®. “Instruction Manual Charge Amplifier Type 5018A”, ISBN: 5018A_002-490e- 11.10. 2010.

[3.5] KISTLER®. “Instruction Manual Crank Angle Encoder Type 2614B” ISBN: 2614B_002-545e- 01.11. 2010.

[3.6] YOKOGAWA®. “DL708E Digital Scope USER´S MANUAL”, ISBN: IM 701820-01E 2ª edición. Abril 1998.

[3.7] O. Armas, S. Martínez, C. Mata and C. Pacheco, “Alternative method for bulk modulus estimation of Diesel fuels”. Fuel, 167, 2016, pp. 199-207.

[3.8] J. Manzaneque, “Actualización y puesta en marcha de un sistema de adquisición de presión en cilindro de Motor de Combustión Interna Alternativo”. TFG. Universidad de Castilla - La Mancha, escuela de ingeniería industrial de Toledo, Toledo, 2015.

Capítulo 4

Modelo de deformación y holguras

4.1 INTRODUCCIÓN

En el capítulo 2 se hizo una descripción de las mejoras a la que se ha sometido el perfil teórico-experimental de modelado. Dentro de ellas, se enuncia la inclusión de las deformaciones mecánicas en el motor, en los estudios. Debido a que dichas deformaciones se manifiestan a través de variaciones en el volumen instantáneo,

especialmente en las cercanías del PMS (donde el motor tiene un nivel importante de carga), se hace necesario complementar el modelo correspondiente, teniendo en cuenta la contribución de este fenómeno. Para lograr esto, es necesario conocer las deformaciones presentes en el mecanismo, con el fin de calcular con mayor precisión el volumen de la cámara de combustión, en función del ángulo de giro del cigüeñal.

Por las razones mencionadas anteriormente, se dividirá el capítulo de la siguiente manera: en primer lugar, se plantea un análisis cinemático del mecanismo de estudio, representado en este caso por el pistón, la biela y la muñequilla del cigüeñal. Lo anterior con el fin de obtener variables cinemáticas (posición, velocidad, aceleración) necesarias para el desarrollo del modelo de deformaciones. Hecho esto, se pasa a describir los términos involucrados en el modelado del volumen instantáneo, para llegar finalmente al desarrollo del sub-modelo de deformaciones, en el cual se tendrá en cuenta la deformación por presión e inercia. Este modelo será ajusta a través de un análisis por elementos finitos en ANSYS®. Por último, se desarrollará un modelo para cuantificar el aporte a la variación del volumen en la cámara de combustión debido a las holguras en la interfaz bulón – biela y biela – muñón de cigüeñal, con el fin de ajustar el modelo de deformación - holguras y lograr así una mayor capacidad de predicción.

4.2 ANÁLISIS CINEMÁTICO DEL MECANISMO PISTÓN – BIELA

Para conocer la deformación del mecanismo biela – pistón es necesario determinar la velocidad y aceleración del sistema, por lo que se imprescindible realizar un análisis cinemático del mecanismo pistón-biela-cigüeñal. Una manera cómoda de analizar variables cinemáticas en mecanismos bidimensionales, es mediante el uso del álgebra compleja para simplificar las expresiones resultantes [4.1]. Para hacer el análisis genérico, se desarrollará la metodología para el mecanismo biela - manivela - corredera con descentramiento, y se simplificará para el caso particular de estudio en la presente tesis doctoral. En la figura 4.1 se ilustra el esquema a analizar.

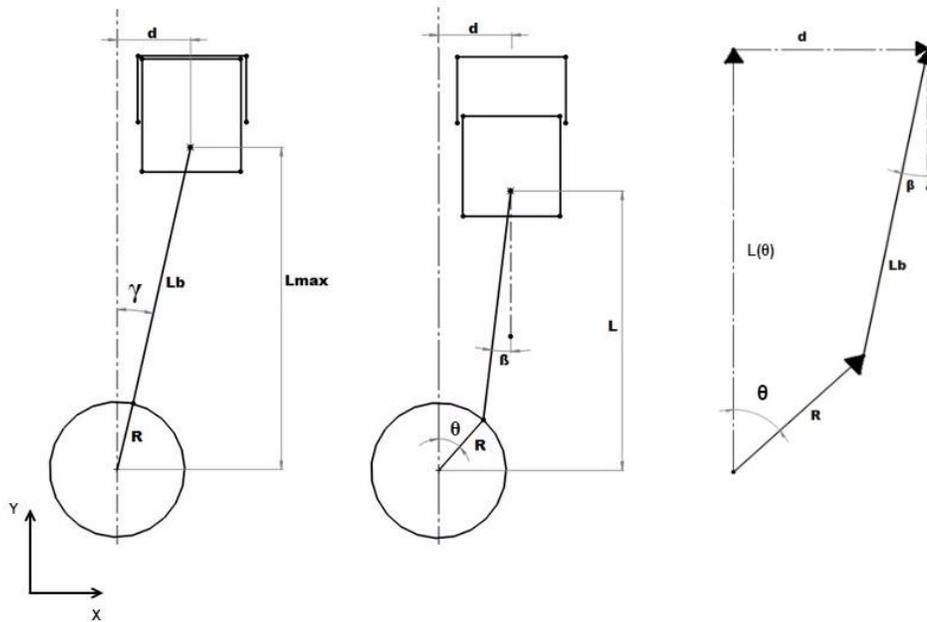


Figura 4.1 Esquema modelo cinemático para mecanismo biela-manivela-corredera descentrado.

Tomando como referencia la figura 4.1, las ecuaciones del lazo vectorial del sistema serian:

$$R e^{i(\frac{\pi}{2}+\theta)} + L_b e^{i(\frac{\pi}{2}+\beta)} = L e^{i(\frac{\pi}{2})} + d e^0 \quad (4.1)$$

Siendo que: $e^{i\frac{\pi}{2}} = i$ y $e^{i0} = 1$, entonces:

$$R e^{i(\frac{\pi}{2}+\theta)} + L_b e^{i(\frac{\pi}{2}+\beta)} = Li + d \quad (4.2)$$

Descomponiendo (4.2) en sus componentes reales – imaginaria se tiene:

$$R \left[\cos\left(\frac{\pi}{2} + \theta\right) + i \operatorname{sen}\left(\frac{\pi}{2} + \theta\right) \right] + L_b \left[\cos\left(\frac{\pi}{2} + \beta\right) + i \operatorname{sen}\left(\frac{\pi}{2} + \beta\right) \right] = Li + d \quad (4.3)$$

$$IR: R[-\operatorname{sen}(\theta)] + L_b[-\operatorname{sen}(\beta)] = d \quad (4.4)$$

$$i: R[\cos(\theta)] + L_b[\cos(\beta)] = L \quad (4.5)$$

Despejando a β de la ecuación 4.4 se obtiene:

$$\beta = \operatorname{sen}^{-1} \left[\frac{-d - R[\operatorname{sen}(\theta)]}{L_b} \right] \quad (4.6)$$

Por lo tanto, la carrera (altura) del pistón en función de la posición angular del cigüeñal con referencia en el eje de giro del cigüeñal está definida por la ecuación:

$$L = L(\theta) = R[\cos(\theta)] + L_b \left[\cos \left(\text{sen}^{-1} \left[\frac{-d - R[\text{sen}(\theta)]}{L_b} \right] \right) \right] \quad (4.7)$$

Es necesario también hallar las velocidades y aceleraciones del sistema para los análisis posteriores. Derivando la ecuación 3.2 en función del tiempo y teniendo en cuenta que L varía, entonces:

$$Ri\omega_\theta e^{i(\frac{\pi}{2}+\theta)} + L_b i\omega_\beta e^{i(\frac{\pi}{2}+\beta)} = \dot{L}i \quad (4.8)$$

Descomponiendo la ecuación (4.8) en sus componentes real – imaginaria:

$$R\omega_\theta \left[i \cos \left(\frac{\pi}{2} + \theta \right) - \text{sen} \left(\frac{\pi}{2} + \theta \right) \right] + L_b \omega_\beta \left[i \cos \left(\frac{\pi}{2} + \beta \right) - \text{sen} \left(\frac{\pi}{2} + \beta \right) \right] = \dot{L}i \quad (4.9)$$

$$IR: R\omega_\theta [-\cos(\theta)] + L_b \omega_\beta [-\cos(\beta)] = 0 \quad (4.10)$$

$$i: R\omega_\theta [\text{sen}(\theta)] + L_b \omega_\beta [\text{sen}(\beta)] = -\dot{L} \quad (4.11)$$

Derivando ahora la ecuación (4.8):

$$\left[Ri\alpha_\theta e^{i(\frac{\pi}{2}+\theta)} - R\omega_\theta^2 e^{i(\frac{\pi}{2}+\theta)} \right] + \left[L_b i\alpha_\beta e^{i(\frac{\pi}{2}+\beta)} - L_b \omega_\beta^2 e^{i(\frac{\pi}{2}+\beta)} \right] = \ddot{L}i \quad (4.12)$$

Descomponiendo a la ecuación (4.12) en sus componentes real – imaginaria se obtiene:

$$R\alpha_\theta \left[i \cos \left(\frac{\pi}{2} + \theta \right) - \text{sen} \left(\frac{\pi}{2} + \theta \right) \right] - R\omega_\theta^2 \left[\cos \left(\frac{\pi}{2} + \theta \right) + i \text{sen} \left(\frac{\pi}{2} + \theta \right) \right] + L_b \alpha_\beta \left[i \cos \left(\frac{\pi}{2} + \beta \right) - \text{sen} \left(\frac{\pi}{2} + \beta \right) \right] - L_b \omega_\beta^2 \left[\cos \left(\frac{\pi}{2} + \beta \right) + i \text{sen} \left(\frac{\pi}{2} + \beta \right) \right] = \ddot{L}i \quad (4.13)$$

$$IR: R\alpha_\theta [-\cos(\theta)] + R\omega_\theta^2 [\text{sen}(\theta)] - L_b \alpha_\beta [\cos(\beta)] + L_b \omega_\beta^2 [\text{sen}(\beta)] = 0 \quad (4.14)$$

$$i: R\alpha_\theta [-\text{sen}(\theta)] - R\omega_\theta^2 [\cos(\theta)] - L_b \alpha_\beta [\text{sen}(\beta)] - L_b \omega_\beta^2 [\cos(\beta)] = \ddot{L} \quad (4.15)$$

Retomando las ecuaciones 4.10, 4.11, 4.14 y 4.15, y teniendo en cuenta las suposiciones formuladas se ponen de un lado de las ecuaciones las incógnitas para organizar una matriz de resultados de la forma:

$$\begin{bmatrix} L_b \text{sen}(\beta) & 1 \\ L_b \cos(\beta) & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \omega_\beta \\ \dot{L} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -R\omega_\theta \text{sen}(\theta) \\ -R\omega_\theta \cos(\theta) \end{bmatrix} \quad (A) \quad (4.16, a)$$

$$\begin{bmatrix} L_b \text{sen}(\beta) & 1 \\ L_b \cos(\beta) & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \alpha_\beta \\ \ddot{L} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -R\omega_\theta^2 [\cos(\theta)] - L_b \omega_\beta^2 [\cos(\beta)] \\ R\omega_\theta^2 [\text{sen}(\theta)] + L_b \omega_\beta^2 [\text{sen}(\beta)] \end{bmatrix} \quad (B) \quad (4.16. b)$$

Al resolver estas matrices se tendrán en simultaneo la velocidad y aceleración angular de la biela junto con la velocidad y aceleración del pistón.

4.3 DETERMINACIÓN DEL VOLUMEN INSTANTÁNEO

El volumen instantáneo es la suma de tres componentes: el volumen de la cámara de combustión, el volumen del cilindro (variable con el ángulo y determinado por el mecanismo biela-manivela) y las variaciones de volumen debido a las deformaciones por presión, inercia y holguras. Estas son producidas fundamentalmente por:

- Las fuerzas de presión de los gases sobre la cabeza del pistón
- Las fuerzas de inercia sufridas por el motor durante el desarrollo de su ciclo de trabajo (2 vueltas de cigüeñal)
- Las causadas por el comportamiento de la película lubricante en las holguras presentes en las juntas del mecanismo

Estas variaciones se expresan mediante la expresión

$$\Delta V_{def}(\theta) = \Delta V_p(\theta) + \Delta V_i(\theta) + \Delta V_h(\theta) \quad (4.17)$$

La suma de estos términos, origina la expresión general del volumen instantáneo, la cual es dependiente del ángulo de giro de cigüeñal:

$$V_c(\theta) = V_{cc} + V_{desp}(\theta) + \Delta V_{def}(\theta) + \Delta V_i(\theta) + \Delta V_h(\theta) \quad (4.18)$$

Donde se ha incluido θ para explicar la dependencia con el ángulo de giro del cigüeñal. Los primeros términos se denominan volumen geométricos instantáneos, V_{cc} es el volumen de la cámara de combustión y $V_{desp}(\theta)$ es el volumen instantáneo desplazado por el mecanismo biela-manivela, $\Delta V_p(\theta)$ es el incremento de volumen debido a la deformación por presión, $\Delta V_i(\theta)$ es el incremento o decremento del volumen por las fuerzas de inercia sobre los elementos móviles y $\Delta V_h(\theta)$ es el incremento o decremento del volumen debido a la interacción física entre la película de aceite y los elementos involucrados. Debido a que este último término, es originado por fenómenos de naturaleza diferente a los anteriores, se requiere un análisis cuidadoso del comportamiento matemático de este, el cual se abordará en una sub-sección diferente.

Para geometrías sin descentramiento ($d=0$), como es el caso del motor de estudio en la presente tesis doctoral, se obtienen las siguientes expresiones para los términos del volumen geométrico instantáneo:

- El volumen de la cámara de combustión está dado por:

$$V_{cc} = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S}{4(r_c - 1)} \quad (4.19)$$

Es importante destacar que este volumen de la cámara de combustión es el del espacio que queda cuando el cilindro, asumiendo que todos sus componentes son cuerpos rígidos, llega al PMS y por ende esta cantidad no variara con el paso del tiempo [4.2].

- El volumen desplazado está dado por:

$$V_{desp}(\theta) = \frac{\pi \cdot D^2}{4} [L_{max} - L(\theta)] \quad (4.20)$$

Este término describe el volumen en función del ángulo de giro del cigüeñal que queda al desplazarse el pistón del PMS al PMI y viceversa [4.3].

4.4 MODELO DE DEFORMACIONES POR PRESIÓN E INERCIA

El desarrollo del sub-modelo de deformaciones, tiene su base en el trabajo de Armas [4.2], quien propuso un modelo simple para cuantificar la influencia de la deformación por presión e inercia sobre el volumen de la cámara de combustión y sus repercusiones sobre el balance energético del motor. En dicho sub-modelo se plantearon las siguientes hipótesis:

- En el motor existirá deformación mecánica (Δy). Esta deformación será, por hipótesis, la variación de la altura libre entre pistón y culata.
- La deformación (Δy) será sólo consecuencia de la acción de la fuerza de presión F_p y de la fuerza de inercia F_i .
- En el caso de la deformación debida a la fuerza de presión el pistón, la biela y la muñequilla trabajan a compresión. El cilindro y el semicárter superior trabajan a tracción.
- En el caso de la deformación debida a la fuerza de inercia, la masa significativa (m_i) será la suma de la masa del pistón, bulón y segmentos (m_p) más 1/3 de la masa de la biela (m_b).

$$m_i = m_p + \frac{1}{3} m_b \quad (4.21)$$

- Se toma como longitud característica:

$$L_0 = 2 * \left(h_c + L_b + \frac{S}{2} \right) \quad (4.22)$$

Donde h_c corresponde a la altura de la cabeza del pistón.

Este modelo supone despreciable la dependencia angular $L_0 = L_0(\theta)$. Esta hipótesis resulta acertada en las proximidades del PMS, donde la contribución del término de presión es más importante.

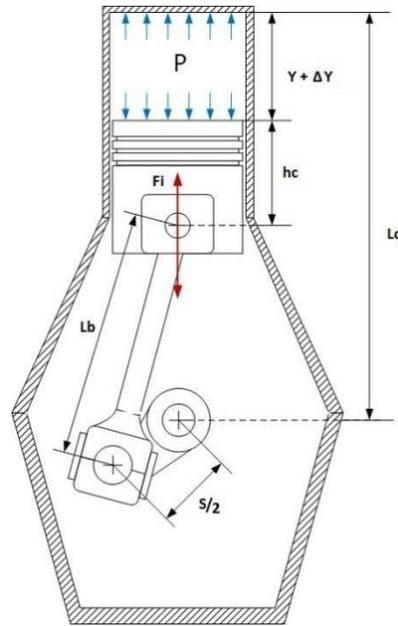


Figura 4.2 Esquema de modelo de deformaciones. Adaptado de [4.2].

En el estudio del modelo, Armas reemplaza el mecanismo pistón-biela-cigüeñal, con una barra sometida a compresión, con longitud característica L_0 y con área igual al área del bulón.

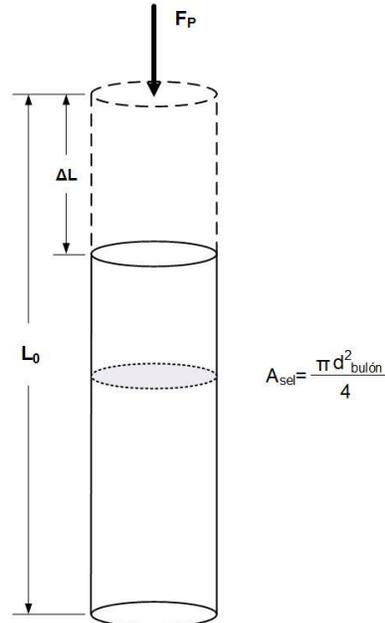


Figura 4.3 Esquema de barra equivalente sometida a compresión. Adaptado de [4.2].

Debido a que no se conoce el módulo elástico de dicha barra, se expresa en función del módulo elástico estándar del acero, que es 210 GPa y un coeficiente de ajuste

K_{def} , el cual se ajusta mediante ensayos en arrastre. Con esta aproximación, Armas [4.2] determina las variaciones de altura debido a presión e inercia mediante (4.23) y (4.24)

$$\Delta y_p = K_{def} * \frac{p}{E_{acero}} * \left(\frac{D}{d_{bulón}}\right)^2 * \left(h_c + L_b + \frac{S}{2}\right) \quad (4.23)$$

$$\Delta y_i = \frac{K_{def}}{E_{acero}} * \frac{m_i * a}{A_{bulón}} * \left(h_c + L_b + \frac{S}{2}\right) \quad (4.24)$$

A partir de las ecuaciones anteriores, obtuvo la expresión correspondiente a las variaciones del volumen instantáneo por presión e inercia:

$$\Delta V_{def} = \frac{\pi * D^2}{4} * (\Delta y_p + \Delta y_i) = \frac{\pi * D^2}{4} * \frac{K_{def}}{E_{acero}} * \left[p * \left(\frac{D}{d_{bulón}}\right) + \frac{m_i * a}{A_{bulón}} \right] * L_0 \quad (4.25)$$

Como en el proceso de arrastre se debe ajustar simultáneamente el modelo de transferencia de calor en las paredes y el K_{def} , el proceso de caracterización de un motor es de carácter iterativo. Para mejorar este punto, en la presente tesis doctoral se diseñó una metodología de ajuste de K_{def} a través de Ansys®, lo cual permite disminuir el tiempo de computo de las herramientas informáticas desarrolladas. Este ajuste se explicará más adelante.

El modelo utilizado en la presente investigación comparte como base las suposiciones utilizadas por Armas [4.2], aunque con algunas modificaciones las cuales se listan a continuación.

- El modelo propuesto va a considerar que toda la deformación tiene lugar en la biela dado que va a ser la pieza que más contribuye en la deformación del mecanismo.

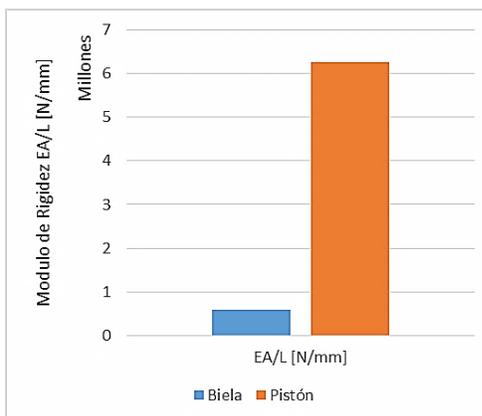


Figura 4.4 Comparación de los módulos de rigidez del pistón y biela. Datos de [4.4].

El cigüeñal es mucho más rígido que la biela y la deformación del pistón también es de un orden menor que el de la biela [4.3]. Esto también puede verificarse mediante la comparación de los módulos de rigidez a carga axial [4.4] que presentan tanto el pistón como la biela, lo cual se observa en la figura 4.4. Por ello, la longitud característica del análisis se considerará que es la longitud de la biela:

$$L_0 = L_b \quad (4.26)$$

- En vista de la geometría simétrica del cigüeñal, se asume que el centro de masa del mismo se encuentra en su eje de giro y por tanto su centro de masa no tiene aceleración ni velocidad lineal [4.4].

Para el análisis de deformaciones por las fuerzas inerciales en el mecanismo se tendrán en cuenta las siguientes suposiciones:

- En el caso de las deformaciones debidas a las fuerzas de inercia la masa significativa (m_i) será la suma de la masa del pistón, bulón y segmentos (m_p) más la contribución de la masa de la biela (m_b). Esto viene del análisis del mecanismo mediante un sistema equivalente de masas concentradas [4.2].

$$m_i = m_p + \left(m_b * \frac{L_r}{L_b} \right) \quad (4.27)$$

- La aceleración del modelo de deformación por fuerzas inerciales será igual a la del pistón [4.3].
- El modelo no considera las deformaciones debidas al estado térmico, pero esto no supone perdida ninguna de precisión. Las deformaciones térmicas del motor no cambian considerablemente a lo largo del ciclo termodinámico y en consecuencia pueden considerarse constantes para un punto de funcionamiento del motor.

Generalmente, el módulo elástico del elemento deformable (la biela) suministrado por el fabricante corresponde a un valor medio de una serie de ensayos sobre una cantidad normalizada de probetas del mismo material. Con el fin de considerar esta variación del módulo de elemento en elemento, se expresará en función del módulo elástico estándar del acero (210 GPa) y una constante de ajuste experimental, de lo cual se obtiene [4.3]:

$$E = \frac{E_{acero}}{K_{def}} \quad (4.28)$$

4.4.1 Deformación por la fuerza debida a la presión

La deformación que experimentará la biela por efecto de una carga de compresión se puede expresar como:

$$\Delta L_p = \frac{\sigma_p}{E} * L_0 \quad (4.29)$$

La carga específica se calcula como:

$$\sigma_p = \frac{F_p}{A_{sección}} = \frac{p \cdot A_p}{A_{caña}} \quad (4.30)$$

Donde $A_{caña}$ corresponde al área de la sección característica definida por el área de la caña de la biela, que se considera como la sección más deformable de la pieza en mm^2 .

La deformación debida a la carga de presión es:

$$\Delta L_p = \frac{p}{E} \cdot \frac{A_p}{A_{caña}} \cdot L_b \quad (4.31)$$

Es necesario descomponer la fuerza de presión, con el fin de tomar la componente que actúa en el eje longitudinal de la biela.

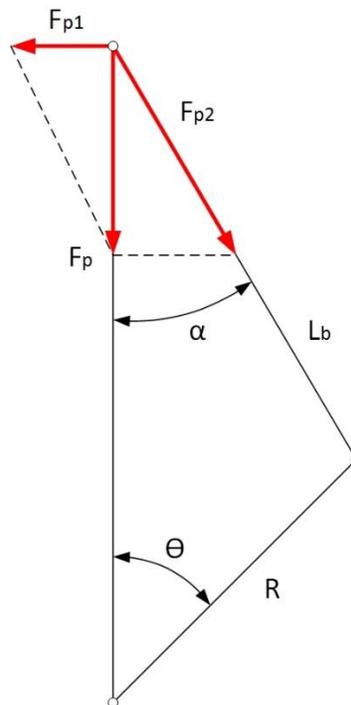


Figura 4.5 Descomposición de la fuerza de presión para análisis de deformación.

De la figura 4.5 se tiene que:

$$F_{p2} = F_p \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad (4.32, a)$$

$$\alpha = \operatorname{arcsen}(\lambda \cdot \operatorname{sen} \theta) \quad (4.32, b)$$

Por lo tanto, la fuerza de presión a la que está sometida la biela es:

$$p \cdot A_p = F_{p1} = F_p \cdot \frac{1}{\cos \alpha} \quad (4.33)$$

Sustituyendo (4.33) en (4.31) y considerando que en el modelo propuesto se debe sustituir el área de la sección del bulón por el área de la caña de la biela, obtenemos que la deformación que sufre la biela por la fuerza debida a la presión será:

$$\Delta L_p = \frac{K_{def}}{E_{acero} \cdot \cos \alpha} \cdot \frac{F_p}{A_{caña}} \cdot L_b \quad (4.34)$$

Según se observa en la figura 4.6, realmente lo que descenderá el pistón es $\Delta L_p'$,

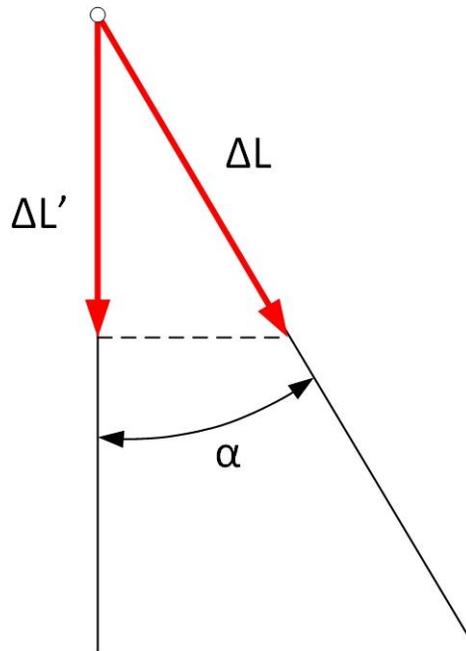


Figura 4.6 Descenso real del pistón por la fuerza debida a la presión.

De lo anterior se tiene que:

$$\Delta L_p' = \Delta L_p \cdot \cos \alpha \quad (4.35, a)$$

$$\Delta L_p' = \frac{K_{def}}{E_{acero}} \cdot \frac{F_p}{A_{caña}} \cdot L_b \cdot \cos \alpha \quad (4.35, b)$$

La variación de volumen debido a la deformación producida por la fuerza debida a la presión de los gases sería:

$$\Delta V_p = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \frac{K_{def}}{E_{acero}} \cdot \frac{F_p}{A_{caña}} \cdot L_b \quad (4.36)$$

4.4.2 Deformación debido a las fuerzas inerciales

La fuerza de inercia puede formularse como:

$$F_i = m_i \cdot a \quad (4.37)$$

El esfuerzo debido a la fuerza inercial está dado por:

$$\sigma_i = \frac{F_i}{A_{caña}} = \frac{m_i \cdot a}{A_{caña}} \quad (4.38)$$

Al conocer la aceleración, la deformación que experimenta la barra por efecto de inercia es:

$$\Delta L_i = \frac{\sigma_i}{E} \cdot L_o \quad (4.39, a)$$

$$\Delta L_i = \frac{K_{def}}{E_{acero} \cdot \cos \alpha} \cdot \frac{m_i \cdot a}{A_{caña}} \cdot L_b \quad (4.39, b)$$

Lo que desciende el pistón es $\Delta L_i'$, que se calcula mediante la ecuación:

$$\Delta L_i' = \Delta L_i \cdot \cos \alpha \quad (4.40, a)$$

$$\Delta L_i' = \frac{K_{def}}{E_{acero}} \cdot \frac{m_i \cdot a}{A_{caña}} \cdot L_b \quad (4.40, b)$$

De este modo, la variación del volumen en el cilindro debida a la fuerza de inercia se calcula como:

$$\Delta V_i = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \frac{K_{def}}{E_{acero}} \cdot \frac{m \cdot a}{A_{caña}} \cdot L_b \quad (4.41)$$

Finalmente, el volumen de la cámara de combustión tomando en cuenta la deformación por presión e inercia en función del ángulo de giro del cigüeñal puede expresarse como:

$$V = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \left\{ \frac{S}{(r_c - 1)} + R \cdot \left(\frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\theta) + (1 - \cos \theta) \right) + \frac{K_{def}}{E_{acero} \cdot A_{caña}} \cdot L_b \cdot [F_p + m_i \cdot a] \right\} \quad (4.42)$$

No tomar en cuenta los últimos dos términos de la derecha en (4.42) conlleva a que se presente un flujo de calor ficticio, el cual aparece por el hecho que en la ecuación de la primera ley de la termodinámica se trata de ajustar el término $P dV$, debido al cambio de volumen en la cámara de combustión por la deformación. Lo anterior conlleva a que en la curva de tasa de liberación de calor se presente el comportamiento ilustrado en la figura 4.7.

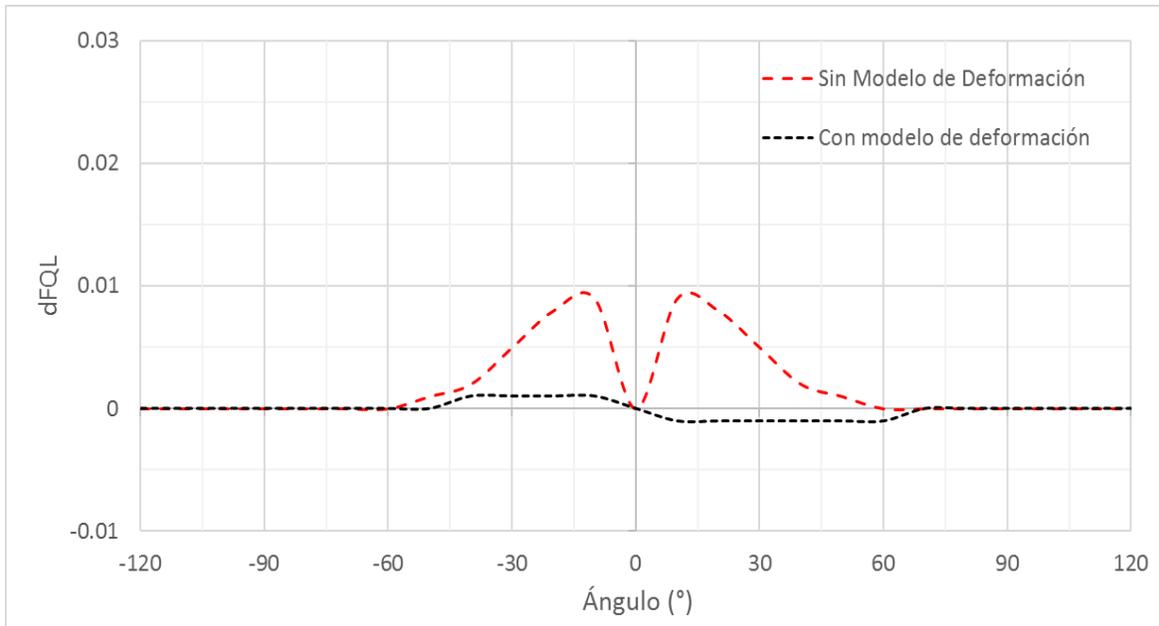


Figura 4.7 DFQL sin ajustar y ajustada con modelo de deformaciones en arrastre.

Por lo anterior, es fundamental tomar en cuenta la variación de volumen de la cámara de combustión debido a deformaciones y adicional a esto, tomar en cuenta el efecto de las holguras sobre dicho cambio, lo cual se describe en el siguiente apartado.

4.5 MODELO DE HOLGURAS

Como se ha descrito en capítulos anteriores, el modelado del volumen instantáneo en los motores Diésel, abarca la contribución a las variaciones de este debido a los factores más influyente (la presión ejercida y la inercia mecánica del mecanismo pistón-biela-cigüeñal). En esta sección se introduce un nuevo factor como aporte significativo en la presente tesis doctoral, que afecta el volumen instantáneo del motor. Este factor es el comportamiento de la película de lubricante en las juntas del mecanismo descrito en las secciones anteriores.

En el estudio energético de los motores Diésel, se observa que solo una fracción de la energía química proporcionada por la combustión, se convierte en trabajo útil. Hasta un 15% de la energía proporcionada se pierde por fricción mecánica entre los componentes del motor, y de esta pérdida, entre un 40-55% se realiza en el conjunto pistón-biela [4.5]. Debido a esto, es necesaria la lubricación de la interfaz de contacto entre componentes, lo cual reduce el desgaste y extiende la vida de los elementos del motor. Dado que en dicha interfaz la película de lubricante no se mantiene con un espesor uniforme, se producen variaciones de altura en el pistón, lo cual a su vez causa cambios en el volumen instantáneo de la cámara de combustión.

Para determinar los cambios sobre el volumen instantáneo causados por el comportamiento de la película lubricante, se requiere de:

- Identificar el tipo de lubricación existente en la interfaz entre componentes
- Modelar matemáticamente el comportamiento de la película en cada interfaz, en función del tipo de lubricación asociada a esta
- Relacionar el comportamiento de dicha película con los cambios de altura libre experimentado por el pistón.

Con ello, el estudio de los efectos de las holguras entre componentes (y por consiguiente la película lubricante en ellas) se divide en varias etapas. Como paso previo a dicha caracterización, es necesario determinar las fuerzas que se producen en el contacto entre componentes, tal como se describe a continuación.

4.5.1 Formulación de modelo cinético

Con el fin de determinar las fuerzas aplicadas sobre las juntas, el sistema es simulado como un mecanismo manivela-corredera, en el cual se analizará cada pieza del sistema por separado y se relacionaran las expresiones obtenidas en una matriz para encontrar las incógnitas necesarias. El elemento 1 son aquellas partes del motor que no se mueven, que para nuestro caso sería el bloque. El elemento 2 es el muñón del cigüeñal, el elemento 3 es la biela y por último tenemos al elemento 4 el cual es la corredera que en este caso es el pistón-camisa. Hecha esta distinción, se procede a hacer el análisis de cada componente por separado. Para dimensionar cada uno de los componentes, fue necesario realizar un proceso de metrología, por lo cual se procedió a desarmar el motor en estudio. Lo anterior permitió validar la información suministrada por el fabricante.

- *Análisis cinético del cigüeñal:*

Para el caso del cigüeñal, se hará un análisis de fuerzas en solo uno de los muñones, como se ilustra en el corte de la figura 4.8.

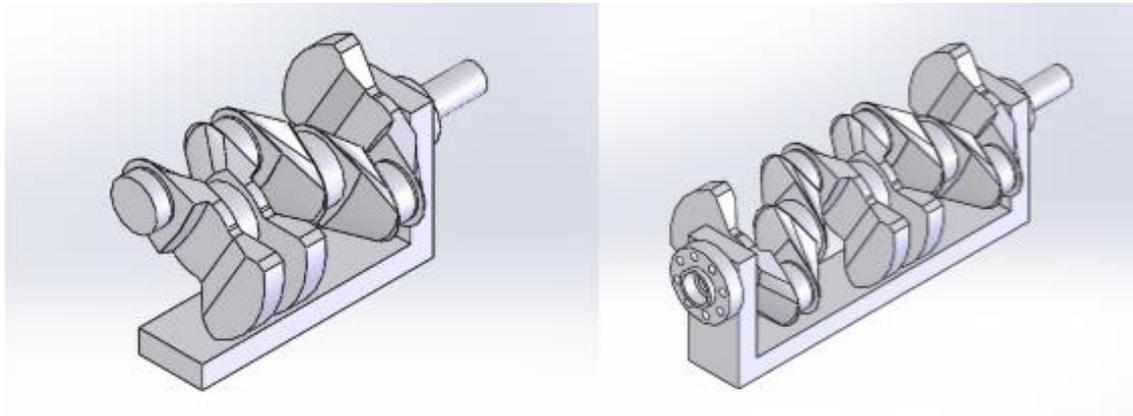


Figura 4.8 CAD Cigüeñal utilizado en estudio.

El diagrama de cuerpo libre y cinemático de la sección en análisis del cigüeñal se puede apreciar en la figura 4.9.

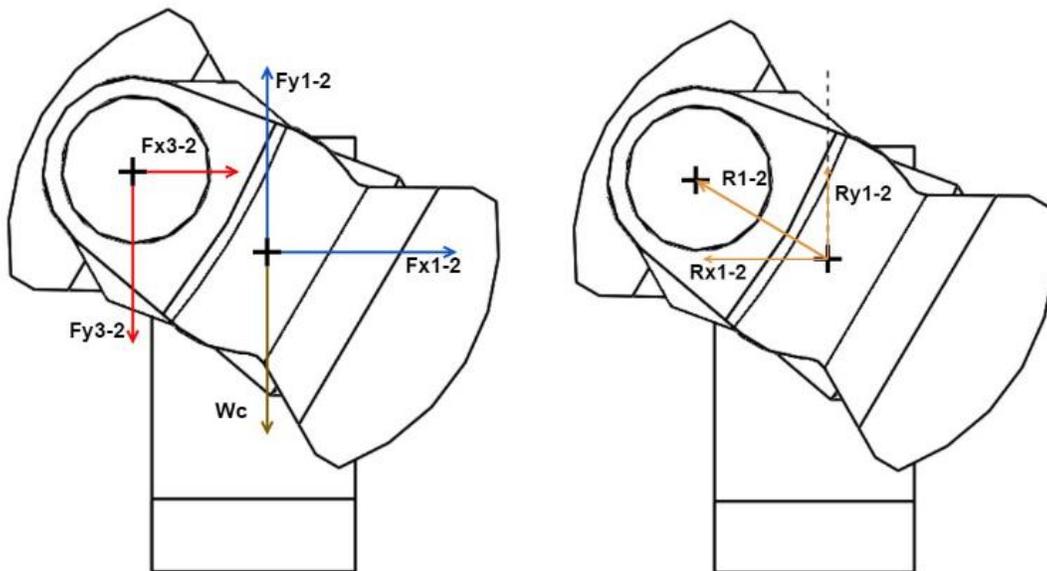


Figura 4.9 Diagrama de cuerpo libre del cigüeñal (izquierda), diagrama cinemático (derecha).

De lo que se obtendría:

$$+\rightarrow \sum F_x : F_{x12} + F_{x32} = 0 \quad (4.43)$$

$$+\uparrow \sum F_y : F_{y12} - F_{y32} - m_c g = 0 \quad (4.44)$$

$$+\cup \sum M_{cg2} : F_{y32} R_{x12} - F_{x32} R_{y12} = 0 \quad (4.45)$$

- *Análisis cinético de la biela:*

El diagrama de cuerpo libre y cinemático de la biela se puede apreciar en la figura 4.10.

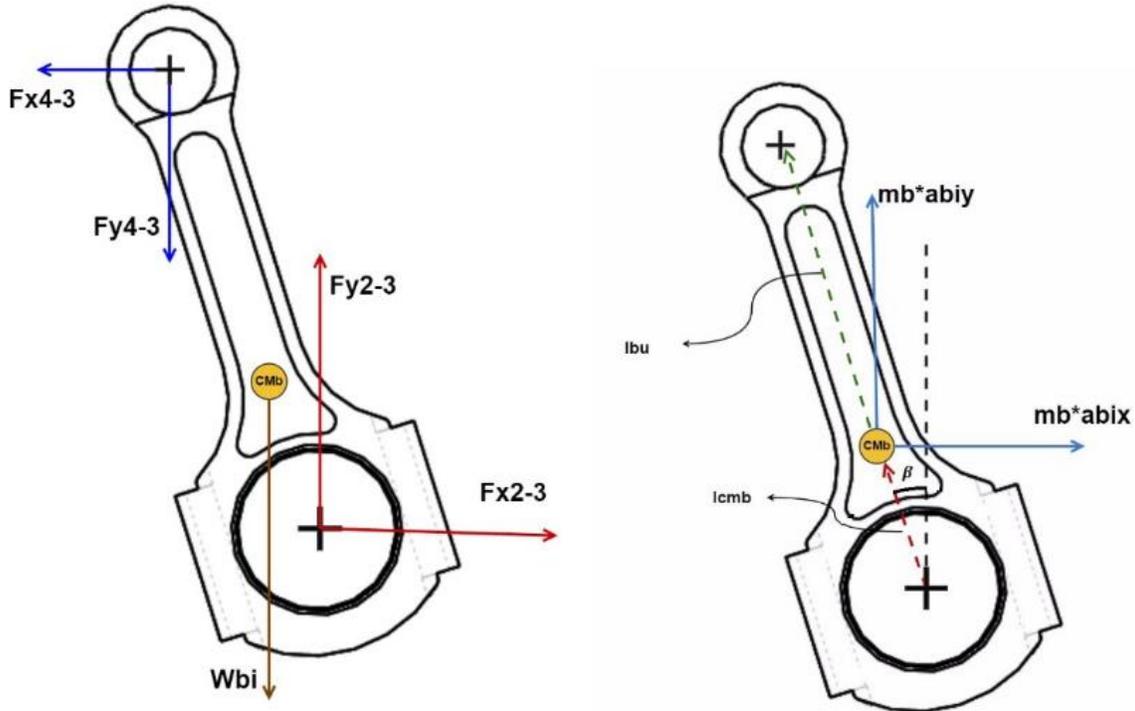


Figura 4.10 Diagrama de cuerpo libre de la biela (izquierda), diagrama cinemático (derecha).

De lo que se obtendría:

$$+\rightarrow \sum F_x : F_{x23} - F_{x43} = m_{bi} a_{bix} \quad (4.46)$$

$$+\uparrow \sum F_y : F_{y23} - F_{y43} = m_{bi} (a_{biy} + g) \quad (4.47)$$

$$+\cup \sum M_{cmb} : F_{x23} l_{cmb} \cos(\beta) + F_{y23} l_{cmb} \sin(\beta) + F_{x43} l_{bu} \cos(\beta) + F_{y43} l_{bu} \sin(\beta) \\ = I_{bi} \alpha_{bi} \quad (4.48)$$

- *Análisis cinético del pistón:*

A continuación, se ilustra el análisis cinemático del pistón. Se resalta que en este análisis se tomará en cuenta la fuerza de contacto que ejerce la camisa del cilindro sobre el pistón. Dicha fuerza se distribuye sobre los tres anillos del pistón, lo cual se puede modelar como una carga distribuida de forma triangular que actúa en el área donde se encuentran ubicados los anillos del pistón. La justificación de esta

suposición está en el hecho que los únicos puntos de contacto entre la camisa y el pistón son los anillos, por lo cual al realizarse el giro por el cabeceo los extremos de algunos anillos pierden contacto con la cámara y por ende su fuerza normal distribuida en ese punto es cero, tal y como se muestra en la figura 4.11. El perfil triangular se ajusta debidamente a un modelo de cabeceo es porque mientras uno de los extremos pierde contacto con la cámara, el extremo opuesto está en contacto máximo.

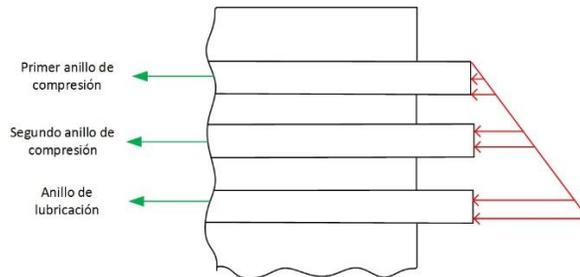


Figura 4.11 Distribución de la fuerza de contacto sobre los anillos del pistón.

Dicha fuerza no es igual, sino que es diferente en cada lado de los anillos. El anillo de fuego en cierto momento tendrá una fuerza mayor del lado izquierdo que del derecho y así sucesivamente, debido a la línea de acción de la fuerza resultante que actúa sobre el pistón, tal y como se muestra en la figura 4.12.

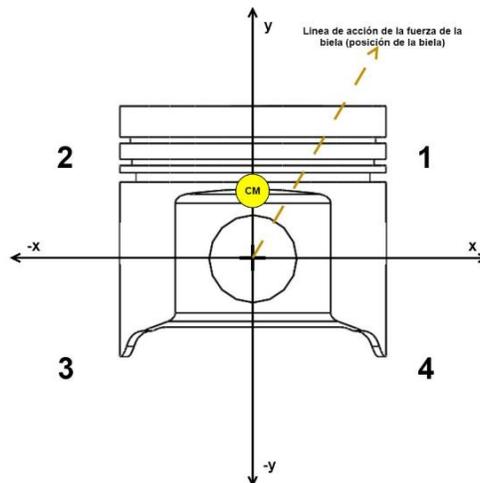


Figura 4.12 Línea de acción de fuerza resultante sobre el pistón.

Dichos cambios en las distribuciones laterales dependen de la línea de acción de la fuerza que ejerce la biela sobre el bulón o de la posición angular de la biela. Para la descripción del fenómeno se considerará al pistón dividido en cuatro cuadrantes, como se ilustra en la figura 4.12. En la figura 4.13 se ilustra el diagrama de cuerpo libre del pistón cuando la línea de acción de la fuerza resultante está en el primer y en el tercer cuadrante.

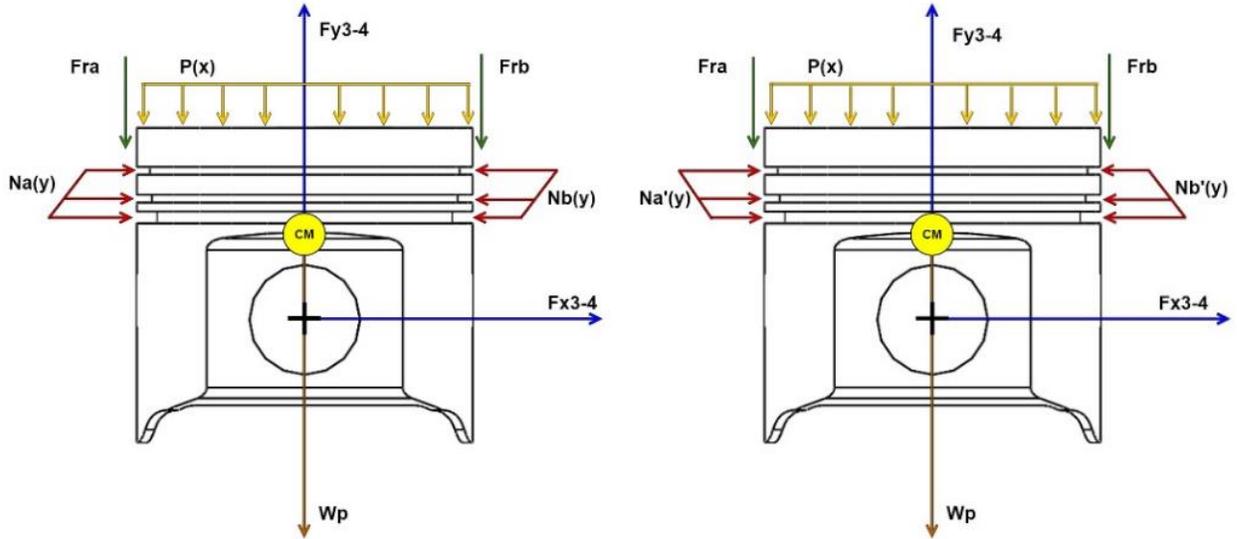


Figura 4.13 Diagrama de cuerpo libre del pistón cuando la línea de acción de la fuerza está en el tercer cuadrante (izquierda) y está en el primer cuadrante (derecha).

Para efectos de simulación, esta fuerza distribuida en el área de los anillos es simulada como una carga puntual ubicada en el centroide del trapecio correspondiente. Tomando en cuenta lo anterior, el análisis cinético sería:

$$+\rightarrow \sum F_x : F_{x34} - N_b + N_a = 0 \quad (4.49)$$

$$+\uparrow \sum F_y : F_{y34} - F_{ra} - F_{rb} - P = m_p(a_p + g) \quad (4.50)$$

$$+\uparrow \sum F_y : F_{y34} - \mu N_b - \mu N_a - P(x)D = m_p(a_{y2} + g) \quad (4.51)$$

Debido a que la entrada al modelo será la curva $P(\theta)$, se tiene que:

$$+\uparrow \sum F_y : F_{y34} - \mu N_b - \mu N_a = m_2(a_{y2} + g) + P(\theta)A_{efecP} \quad (4.52)$$

Se debe tener en cuenta que dependiendo de la geometría del pistón se tendrá el área efectiva donde se ejercerá la presión. El A_{efecP} fue determinada por ANSYS®, utilizando únicamente las caras en donde dicha fuerza debida a la presión no se cancele.

Si se revisa el comportamiento del pistón durante la carrera de compresión y de expansión, dependiendo de la posición de la biela, el trapecio de fuerzas cambiará su forma debido a que la magnitud de las fuerzas en los anillos va variando en función de la posición angular de la biela. Tomando en cuenta que el movimiento de

que el movimiento del pistón es rápido, prácticamente se tienen dos momentos, como se indica en la figura 4.14 (puntos a y b).

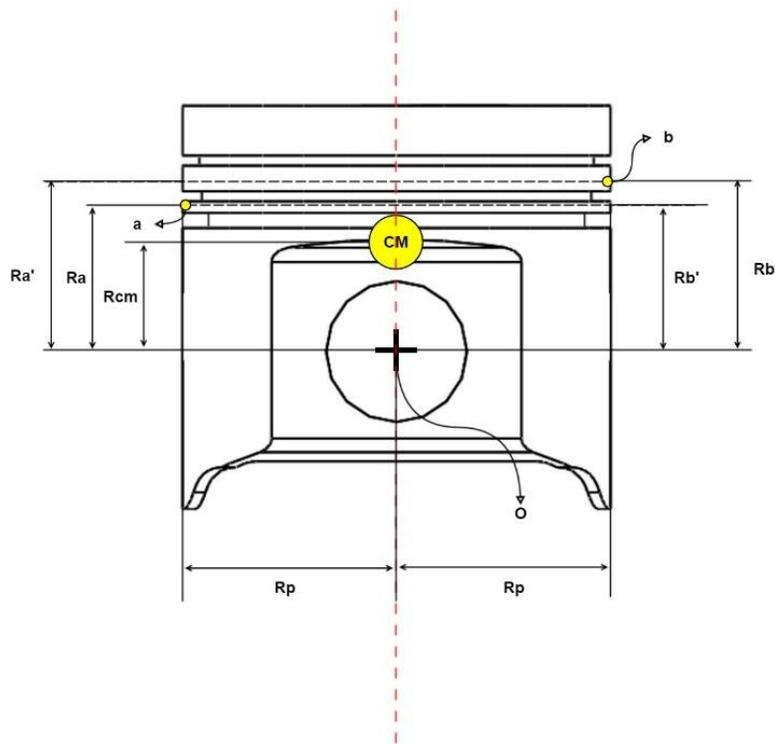


Figura 4.14 Puntos de aplicación de fuerzas resultantes en el pistón.

Realizando un análisis de momento respecto al centro de masas del cilindro se tiene que:

$$+\cup \sum M_{cmb1} : F_{x34}R_{cm} - \mu N_a R_p + \mu N_b R_p + N_a(R_a - R_{cm}) - N_b(R_b - R_{cm}) = I_p \alpha_p \quad (4.53)$$

$$+\cup \sum M_{cmb2} : F_{x34}R_{cm} - \mu N_a R_p + \mu N_b R_p + N_a(R_{a'} - R_{cm}) - N_b(R_{b'} - R_{cm}) = I_p \alpha_p \quad (4.54)$$

4.5.2 Consideraciones sobre el cabeceo del pistón, ajustes y tolerancias.

El estudio de este fenómeno es de vital importancia para caracterizar la variación de volumen en la cámara de combustión. Se tiene que los valores de holgura entre la camisa y el pistón pueden ser de 5 μm hasta 20 μm , lo cual conlleva a un cambio importante en el torque de salida. Si la holgura es pequeña, esto ayudara a suavizar la transición del torque y las vibraciones. La fricción es mínima gracias a que a través de esta holgura hay flujo de lubricante el cual permite que la fricción sea muy baja.

Además de la holgura y de la fricción, se debe tener en cuenta el perfil de la falda del pistón, el cigüeñal, los anillos y sus holguras, el transporte del lubricante hacia

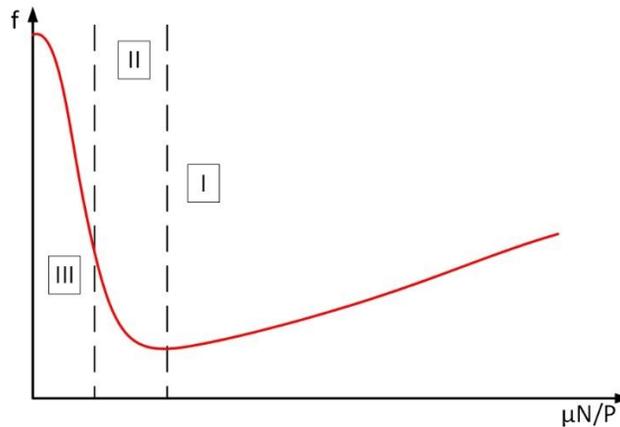


Figura 4.15 Curva de Stribeck, con indicaciones de las regiones de lubricación.

- La región de *lubricación mixta o de película delgada* (región II), donde la reducción progresiva de $\mu N/P$ causa la disminución del espesor de película, causando que las asperezas superficiales de ambos elementos entren en contacto, lo cual eleva el coeficiente de fricción. En este caso, dicho valor depende de la rugosidad superficial, las propiedades de los materiales en contacto, y las propiedades del lubricante. Dentro de esta región, se encuentra un régimen particular de lubricación, denominado lubricación elastohidrodinámica, el cual puede considerarse una extensión de la lubricación de película gruesa, en la cual se presenta deformación elástica de los elementos en contacto.
- La región de *lubricación límite* (región III), donde las superficies están separadas por una capa muy delgada de lubricante, la cual permite un contacto parcial entre los componentes. Esto sucede particularmente en fluidos con baja cantidad de agentes tenso-activos.

Además de la curva de Stribeck, existe una manera de verificar el tipo de lubricación presente en la interfaz de estudio, la cual involucra la determinación del *parámetro de película*, el cual relaciona las dimensiones de la capa de lubricante y las rugosidades de los materiales presentes en la interfaz, a través de un coeficiente adimensional. En otras palabras,

$$\lambda = \frac{h_{min}}{(Ra^2 + Rb^2)^{\frac{1}{2}}} \quad (4.55)$$

Donde R_a y R_b son las rugosidades de los materiales que conforman el cojinete de deslizamiento. En la tabla 4.1, se resumen algunas de las características básicas de cada tipo de lubricación, al igual que el rango de valores del parámetro de película correspondiente.

Tabla 4.1 Tipo de lubricación según el valor de parámetro de película λ .

Tipo de Lubricación	Coefficiente de fricción	Grado de desgaste	Rango de valores λ
Sin lubricar	0.5 – 2.0	Severo	0
Limite	0.05 – 0.15	Medio	$\lambda < 1$
Mixta			$1 \leq \lambda \leq 5$
Película gruesa (EHL)			$3 < \lambda \leq 100$
Hidrodinámica	0.001	Bajo	$5 < \lambda \leq 100$

Para el presente estudio se verificó que el tipo de lubricación presente en las juntas del mecanismo biela – manivela es hidrodinámica, ya que el parámetro λ presentó un valor promedio de 29.8 para el motor en estudio, como se observa en la Figura 4.16.

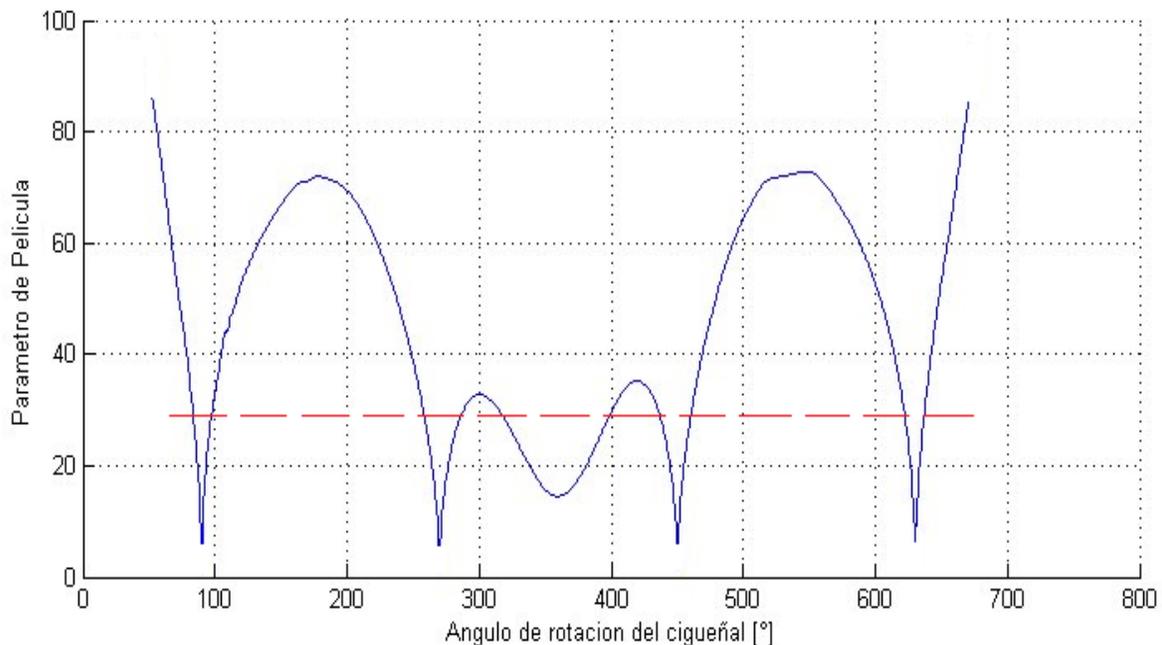


Figura 4.16 Parámetro de película para la junta muñón de cigüeñal – casquete de biela.

Un comportamiento similar se obtuvo en las otras juntas del mecanismo. Lo anterior tomando en cuenta los parámetros especificados por el fabricante en el manual de taller [4.7] y validados con medidas directas, como se observa en la figura 4.17.



Figura 4.17 Validación de tolerancias del motor en estudio.

4.5.5 Desarrollo de modelo de holguras

El origen de las variaciones de volumen debido a holguras, radica en el comportamiento de la película lubricante presente en ellas. Al ser un fenómeno que toma en cuenta la viscosidad y la velocidad de los componentes en movimiento, el modelado matemático del fenómeno se puede realizar a través de las ecuaciones de Navier-Stokes, las cuales constituyen la base del estudio de la transferencia de cantidad de movimiento.

Tomando en cuenta lo anterior, para un fluido incompresible y con viscosidad constante (lo cual es cierto en el presente estudio ya que la condición de prueba del motor es estacionaria), se tiene que:

$$\rho \left[\frac{\partial \mathbf{v}}{\partial t} + (\mathbf{v} \cdot \nabla) \mathbf{v} \right] = -\nabla p + \mu \nabla^2 \mathbf{v} + \rho \mathbf{F} \quad (4.55)$$

Donde \mathbf{v} corresponde a un vector de componentes (u,v,w). La ecuación anterior, combinada con la ecuación de continuidad

$$\text{div } \mathbf{v} = \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (4.56)$$

Describe el comportamiento de dicho fluido, y las variables asociadas a este, con respecto a un sistema ortogonal de coordenadas (x,y,z).

Para encontrar una expresión que tenga la capacidad de describir el comportamiento de la película hidrodinámica de lubricante, se proponen las siguientes asunciones para el modelo propuesto:

- Se ignora la compresibilidad del fluido
- La película de fluido es delgada, lo cual implica que el flujo sea completamente laminar, y se ignore los efectos inerciales producidos por esta. A su vez, es lo suficientemente gruesa para ignorar los efectos de contacto directo entre componentes, dejando únicamente el comportamiento hidrodinámico del fluido.
- La viscosidad se considera constante.

Estas simplificaciones derivan de la observación de que el flujo del lubricante (al menos en una primera aproximación) es de viscosidad constante y ocurre en una capa delgada casi paralela, de curvatura despreciable. Además, otro hecho que permite soportar las simplificaciones anteriores, es que, desde el punto de vista geométrico, el movimiento de fluido ocurre en una región que presenta una capa fluida de espesor muy pequeño en comparación con la longitud cubierta por dicha capa. Por ello, la aproximación de Reynolds es válida en este caso particular, donde se tienen relaciones de espesor - longitud cubierta (L_y/L_{xz}) del orden de 10^{-3} [4.9], como se ilustra en la figura 4.18.

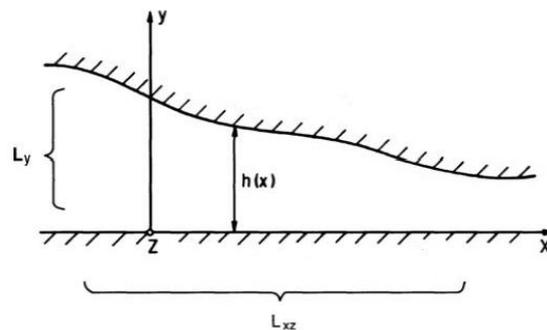


Figura 4.18 Sistema de referencia usado en el modelado de la lubricación.
Adaptado de [4.9].

Para definir la ecuación de Reynolds, se toma un sistema de coordenadas ortogonal similar al de la figura 4.18, en el cual el eje y corresponde a la dirección de menor longitud (es decir, la capa de lubricante), mientras que el plano xz coincide con el plano a lo largo del cual se mueve la capa fluida. Tomando como base lo anterior, y aplicando a un cojinete de carga radial expuesto a carga, la ecuación de Reynolds se expresa mediante:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6R\omega \frac{\partial h}{\partial x} \quad (4.57)$$

Donde h corresponde a la altura de la película, p a la presión ejercida sobre el lubricante, R al radio del cojinete, ω es la velocidad angular del buje, y μ la viscosidad dinámica del lubricante.

Debido a la complejidad de la solución de la ecuación diferencial parcial (4.57), es necesario realizar simplificaciones de dicha expresión, con el fin de obtener una solución analítica. Para el modelo propuesto se realizará la *aproximación a un cojinete corto* en la cual, debido a la presión de alivio axial, el flujo en la dirección circunferencial se ve notablemente reducido, mientras que el gradiente de presión en la dirección axial se incrementa. Esta aproximación es válida si el cuadrado de la relación longitud-diámetro del cojinete (L/D) tiende a cero, lo cual se cumple para nuestro caso de estudio. Por lo anterior, (4.57) se reduce a

$$\frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6R\omega \frac{\partial h}{\partial x} \quad (4.58)$$

Debido a la carga aplicada, y la velocidad rotacional que presenta el muñón, los elementos que conforman el cojinete, no son completamente concéntricos. Adicional a esto, a causa del comportamiento de la película, se presenta una excentricidad “e”, a lo largo de la línea imaginaria que une los centros de muñón y el casquete de la biela. Esta es comúnmente expresada a través de la relación de excentricidad ε , que es la relación adimensional entre la excentricidad y la holgura radial (esto es, la diferencia entre los radios de muñón y casquete), la cual puede tomar valores entre cero y uno [4.9].

Para el desarrollo del modelo propuesto, en la figura 4.19 se ilustran los parámetros usados en el análisis en un sistema de coordenadas x-y, que coincide con el centro del buje.

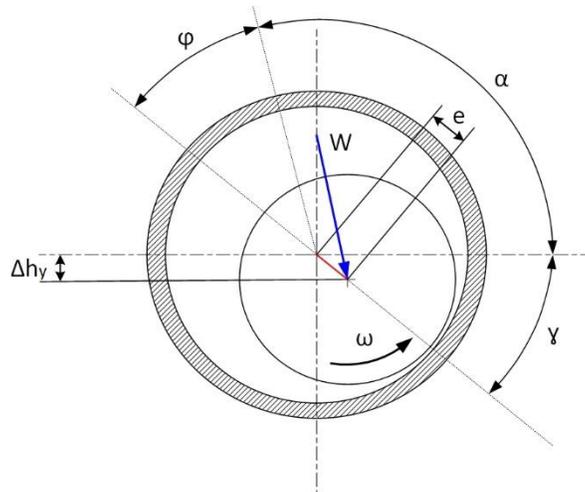


Figura 4.19 Esquema de un cojinete de carga radial con parámetros de modelo propuesto.

Para la formulación del modelo, es necesario definir la condición de *cero movimiento por parte del casquete*, esto es, el muñón del cigüeñal es sometido a una velocidad de rotación, mientras el casquete se mantiene fijo [4.9]. Dicho enfoque, se basa en

la hipótesis de que el sistema original – buje con velocidad de rotación ω y muñón estático - pueda ser reemplazado por un sistema equivalente, en el cual se tiene el buje fijo, y el muñón posea una velocidad de rotación opuesta a la original, con el fin de mantener la equivalencia. Lo anterior se ilustra en la figura 4.20.

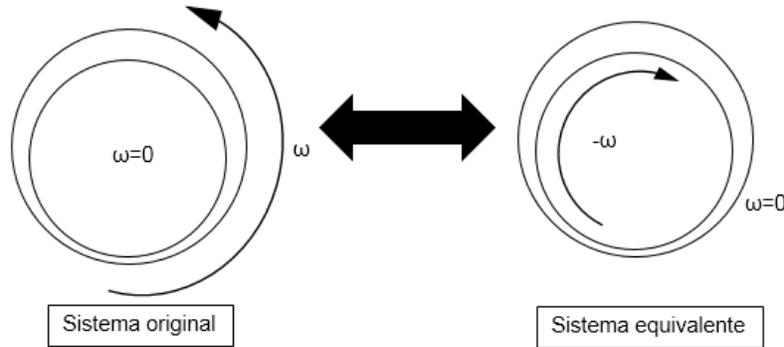


Figura 4.20 Conversión del sistema original a un sistema equivalente para modelo de holguras.

Mediante un análisis matemático [4.9], se tiene que la capacidad de carga del lubricante en función de la relación de excentricidad viene dada por:

$$W = 2\mu\omega R^2 \left(\frac{R}{C}\right)^2 \left(\frac{L}{D}\right)^3 \frac{\varepsilon[16\varepsilon^2 + \pi^2(1 - \varepsilon^2)]^{0.5}}{(1 - \varepsilon^2)^2} \quad (4.59)$$

A partir de (4.59) es posible determinar el valor de ε , asumiendo que se produce equilibrio estático entre la carga que se ejerce sobre el muñón, y la reacción ejercida por la película de aceite. Lo anterior es válido debido al hecho de que el modelo propuesto es aplicado al modelado termodinámico en condiciones estacionarias. La relación de excentricidad es

$$\varepsilon = \frac{e}{C} \quad (4.60)$$

Tomando en cuenta esto, es posible determinar el ángulo de inclinación de la línea de centros, el cual se mide desde la línea de aplicación de la carga y la dirección de rotación del muñón. Esto se calcula mediante:

$$\varphi = \arctan\left(\frac{\pi}{4} * \frac{\sqrt{1 - \varepsilon^2}}{\varepsilon}\right) \quad (4.61)$$

Con estos dos valores, es posible determinar el ángulo que forma la línea de centros con el eje x, a través de dos relaciones:

$$\gamma = \pi - \alpha - \varphi \quad ; \text{ Si } -\omega > 0 \quad (4.62, a)$$

$$\gamma = \varphi - \alpha \quad ; \text{ Si } -\omega < 0 \quad (4.62, b)$$

Y de aquí se obtiene finalmente que la variación de altura por holguras, se expresa mediante

$$\Delta y_h = -e * \sin(\gamma) \quad (4.63)$$

En la sección anterior, se describió matemáticamente las variaciones de volumen instantáneo, debidas a presión e inercia. Luego se complementó el análisis con una formulación matemática de la influencia de las holguras y la película lubricante, en las variaciones del volumen instantáneo. Con este último término consolidado, el cual esta condensado en (4.63), es posible formular una expresión que contenga las contribuciones de cada uno de estas variables en la determinación del volumen instantáneo. Esta expresión quedaría

$$V = \frac{\pi D^2}{4} * \left\{ \frac{S}{(r_c - 1)} + R \left(\frac{\lambda}{4} (1 - \cos(2\theta)) + (1 - \cos(\theta)) \right) + \frac{K_{def}}{E_{acero} * A_{caña}} * L_b \right. \\ \left. * [F_p + m_i * a] + \sum_{i=1}^j -e_i * \sin(\gamma_i) \right\} \quad (4.64)$$

Donde el último término,

$$\sum_{i=1}^j -e_i * \sin(\gamma_i)$$

corresponde a las variaciones de altura libre total, considerando las contribuciones de cada una de las juntas estudiadas en el análisis: Bulón – Buje de Biela, Muñón de Cigüeñal – Casquete de Biela y Cigüeñal – Casquete de bancada. En el capítulo 7 de resultados, se ilustra los aportes de cada una de estos términos sobre el cambio de volumen en la cámara de combustión, para los diferentes modos de arrastre.

4.6 CARACTERIZACIÓN DE COEFICIENTE DE DEFORMACIÓN Y MODELO DE HOLGURAS EN ANSYS®

En el estudio realizado en la sección 4.4 se observa que las variaciones de volumen instantáneo son expresadas en función de una constante de ajuste K_{def} , de la cual no se conoce su valor. Dado que el objetivo del presente estudio es caracterizar las deformaciones a través de dicho valor, se requiere formular un procedimiento para estimar las variaciones de altura debido a los efectos de presión e inercia.

Este procedimiento se realiza a través de la simulación del mecanismo pistón-biela-cigüeñal. En el mercado existen diversos paquetes de CAE (Computer-Aided Engineering, Ingeniería asistida por computador), entre los cuales se destaca (dada

su amplia aceptación en el área de las publicaciones científicas y la industria) el software ANSYS®, el cual, además de permitir la simulación mecánica de componentes, incluye una extensa gama de componentes para simulación de otros tipos de procesos. Previo a la simulación, se genera el modelo CAD requerido, a partir de un escaneo en 3D del ensamblaje y mediciones realizadas en los laboratorios de la Universidad de Castilla – La Mancha, como se observa en la figura 4.21.

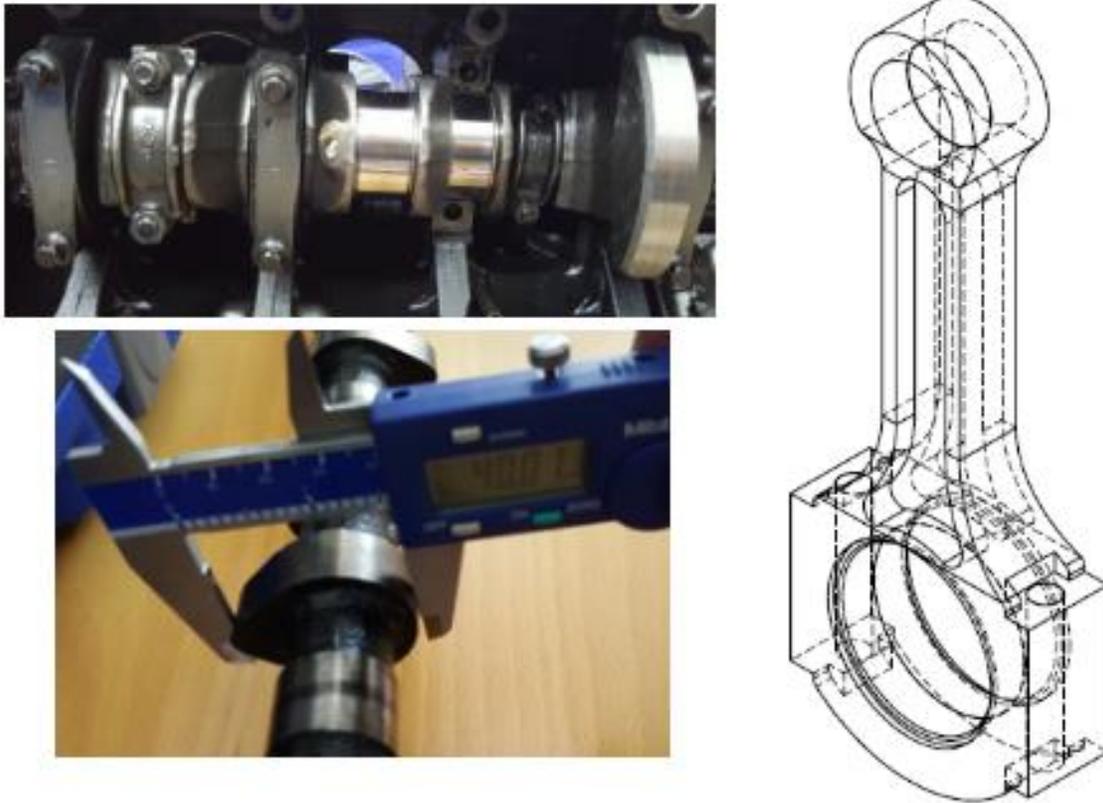


Figura 4.21 Dimensionamiento de componentes del motor en estudio para construcción de CAD.

Luego, el modelo CAD es analizado a un análisis estructural transitorio en ANSYS el cual es realizado en el complemento ANSYS Mechanical APDL. Dicho análisis permite estudiar cargas en función del tiempo, además de considerar los efectos inerciales de cada elemento sobre el ensamblaje global.

Para un modo de arrastre en particular (1000, 1700 o 2400 rpm) la simulación se hará en dos partes: un análisis primario de efectos inerciales, y un segundo al cual se le añade la presión obtenida en arrastre, la cual ya ha sido debidamente filtrada y referenciada en nivel y ángulo. En esta parte, se simula en nivel de deformación presentada para cada uno de los modos de arrastre, con el fin de ajustar el coeficiente de deformación, como se ilustra en la figura 4.22.

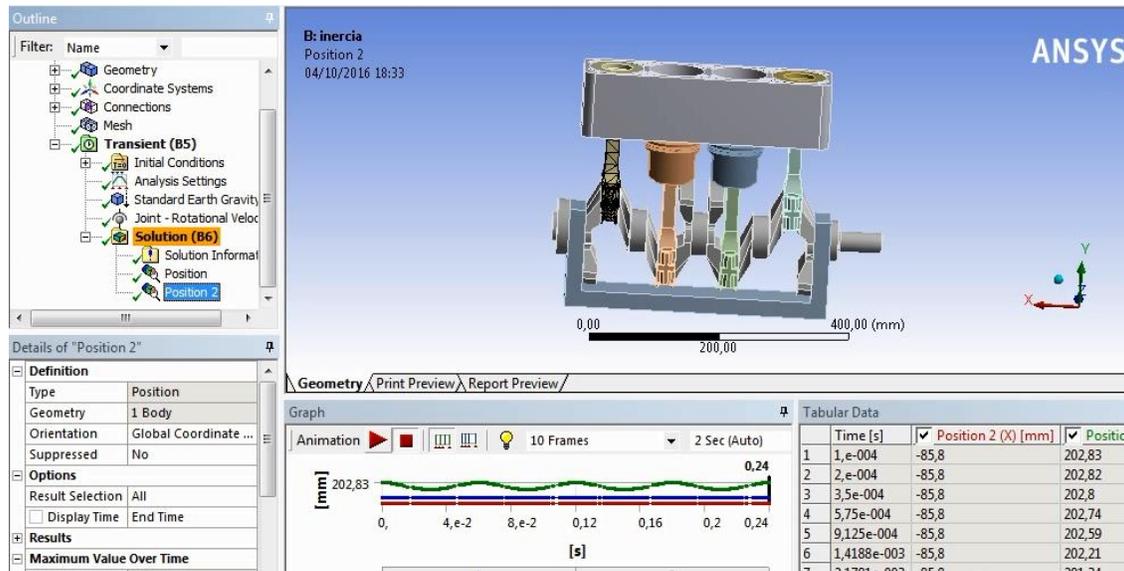


Figura 4.22 Simulación en ANSYS® para la caracterización del coeficiente de deformación en el ensayo de arrastre 1700 rpm.

Para la validación del modelo de holgas, se realizó su validación a través de un modelo de la película lubricante con base en las tolerancias geométricas de los componentes, las cuales fueron determinadas por medición directa y por la información suministrada por el fabricante. Esta etapa se realizó en el complemento ANSYS® Fluent. Dado que una característica adicional de Mechanical APDL, consiste en una estimación de las cargas que se aplican en cada junta a estudiar (pistón-biela y biela-cigüeñal), es posible su implementación en el análisis de Fluent, concatenando ambos análisis de manera simultánea. No obstante, para vincular los valores de carga a Fluent, se hace necesario el estudio con una malla dinámica para obtener las condiciones finales y el cambio de altura por el efecto de la película en las holgas. Además del desarrollo de funciones definidas por el usuario (UDF), las cuales son escritas en lenguaje C de programación y que fueron implementadas tomando en cuenta el desarrollo teórico ilustrado en la sección 4.5.

Los resultados obtenidos de la caracterización del motor por arrastre, los cuales incluyen los obtenidos del modelo de deformación y holgas se discuten en el capítulo 7.

4.6.1 Consideraciones de mallado para el modelado en ANSYS®.

Actualmente, ANSYS® ofrece diferentes tipos de mallado, los cuales pueden dividirse en:

- a. **Patch Conforming.** Son métodos que mallan la totalidad de las caras del sólido, y a partir de ello, los elementos crecen hacia el interior de

la pieza. Esto respeta la geometría original del sólido. Los métodos de este tipo son:

- *Patch Conforming Tetra*. El método utiliza triángulos como desarrollo inicial en las caras, y se expande hacia el interior formando tetraedros.
- *Sweep*. Este utiliza triángulos para mallar una cara de un cuerpo (cara inicial) con cuadriláteros, para luego “barrer” esta malla a lo largo del resto de las caras del cuerpo para llegar a una cara final (ambas definidas por el usuario o automáticamente). Además, es posible crear varias capas de malla con este método.
- *Sweep Thin*. Una variante de Sweep, que permite seleccionar múltiples caras del sólido como iniciales y como caras finales. No obstante, en este método es posible crear una única capa de mallado.
- *Hex Dominant*. Utiliza como base Patch Conforming Tetra, pero posteriormente combina los tetraedros para formar hexaedros (cubos); no obstante, este método conserva los tetraedros que no pudieron ser sometidos a conversión.

b. **Patch Independent**. Al contrario de Patch Conforming, estos métodos inician con la creación de elementos al interior de la pieza, y de aquí se mueven hacia afuera; debido a ello, la geometría inicial de esta se puede afectar considerablemente. Ejemplos de este son:

- *Patch Independent Tetra*. Al igual que Patch Conforming Tetra, parte del uso de elementos triangulares (tetraedros) en el mallado.
- *MultiZone*. Es un método en el cual se descompone un cuerpo sobre el cual no es posible aplicar Sweep, en múltiples sólidos, aplicando el método mencionado a cada uno de estos. La división del sólido original puede ser realizada automáticamente o de manera manual.

A la hora de realizar el mallado de los elementos para el análisis de elementos finitos y CFD, se encontraron las siguientes limitaciones.

- Dado que Patch Independent Tetra distorsiona gravemente la geometría de la pieza, se descarta como método de control de malla.
- Dada la existencia de agujeros o regiones huecas cerradas en la geometría, además de la dificultad de seleccionar una cara base apropiada, las operaciones de barrido (Sweep, Sweep Thin, e incluso MultiZone) se descartan por su grado de complejidad.

- Hex Dominant demostró ser de validez en su aplicación, no obstante, la mayoría de los elementos tetraédricos no sufrían transformación, lo cual aumenta el número de elementos presentes en la malla.

Tomando en cuenta lo anterior, el único método efectivo es el Patch Conforming Tetra. Los resultados de mallado utilizando este método se ilustran en la figura 4.23.

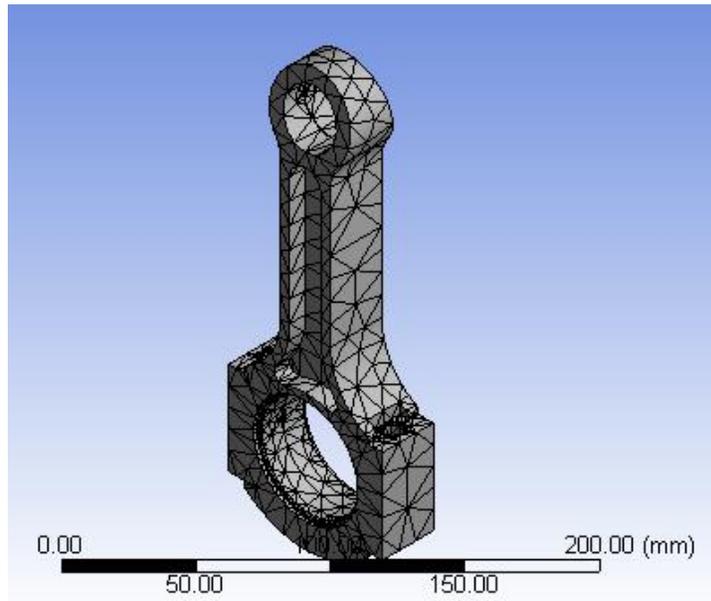


Figura 4.23 Mallado final de la biela con el método de Patch Conforming Tetra.

Una manera de cuantificar la calidad de la malla, es mediante la relación de asimetría (Skewness), la cual representa la desviación del elemento finito respecto a su aspecto ideal (triángulo equilátero/tetraedro regular). ANSYS® especifica unos rangos para este valor [4.10], los cuales se ilustran en la tabla 4.2.

Tabla 4.2 Relación de asimetría en ANSYS®.

Valor de Asimetría	Calidad del mallado
1	Degenerada
0.9 — <1	Mala
0.75 — 0.9	Pobre
0.5 — 0.75	Aceptable
0.25 — 0.5	Buena
>0 — 0.25	Excelente
0	ideal

De acuerdo a esto, los resultados de mallado obtenidos en ANSYS® para las piezas en estudio son muy buenos, ya los valores de la relación de asimetría están en el rango de 0.1 hasta 0.22, con lo que la calidad del mallado es excelente. Adicional a esto, se realizó un refinamiento de la malla en los sitios pequeños y en las caras con menor área superficial, con el fin de mejorar aún más la calidad del mallado. No obstante, al aumentar el número de elementos mediante el refinamiento, se incrementa la carga computacional y el tiempo de solución, por lo que fue necesario utilizar una Workstation para realizar dichas simulaciones.

4.7 BIBLIOGRAFÍA

- [4.1] J. Shigley y J. Uicker, “Teoría de máquinas y mecanismos”. McGraw-Hill, 2001, pp. 613. ISBN 968-451-297-X.
- [4.2] O. Armas, “Diagnostico experimental del proceso de combustión en motores Diésel de inyección directa”. Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Valencia, Dpto. de máquinas y motores térmicos, Valencia, 1998.
- [4.3] J. Cano, “Determinación de deformaciones mecánicas en un MCIA en condiciones de motor arrastrado”. PFC. Universidad de Castilla-La Mancha, Ciudad Real, 2013.
- [4.4] R. Juvinall and K. Marshek, “Fundamentals of machine component design”. John Wiley & Sons, Inc., 2012, pp. 929. ISBN 9781118012895.
- [4.5] B. Bushan, “Modern tribology handbook”. CRC Press LLC, 2001, pp. 1760. ISBN 0-8493-8403-6.
- [4.6] Z. Yeow-ChongTan, “Technique to determine instantaneous pistons kirt friction during piston slap”. Elsevier, 74, 2014, pp. 145-153,
- [4.7] NISSAN EUROPE S.A.S. “Manual de taller electrónico NISSAN. 6ª Revisión”. Service. Engineering Section. Septiembre 2005.
- [4.8] A. Szeri. “Fluid film lubrication”. 2 ed. Cambridge University Press, 2011, pp. 565. ISBN 978-0-521-89823-2.
- [4.9] Y. Hori. “Hydrodynamic lubrication”. Springer, 2002, pp.231. ISBN 978-4-431-27898-6.
- [4.10] ANSYS, Inc. “ANSYS Mechanical User's Guide”. Release 15. November 2013.

Capítulo 5

Modelado termodinámico de diagnóstico

5.1 INTRODUCCIÓN

En el modelado termodinámico es necesario como paso inicial la caracterización del motor. Para esto, es necesario realizar el procedimiento de arrastre, en el cual se ajusta el proceso de transferencia de calor a las paredes de la cámara de combustión. De igual manera, cuando se aplica un modelo de diagnóstico de la combustión se logra definir los parámetros de la tasa de liberación de calor, de manera que se tiene la capacidad de predecir el comportamiento del motor a través del modelado predictivo. En este capítulo se presentarán las consideraciones y el esquema de cálculo para el diagnóstico de la combustión, a la vez que se expone el modelo de inyección desarrollado en la presente tesis doctoral y que es común tanto para el modelo de diagnóstico como el predictivo.

5.2 CONSIDERACIONES GENERALES DEL MODELO DE DIAGNÓSTICO DE LA COMBUSTIÓN

Antes de identificar las herramientas necesarias para el correcto funcionamiento del modelo, es necesario aclarar las limitaciones del mismo. Esto se logra formulando hipótesis o consideraciones que regirán en la selección de las herramientas y sub-modelos necesarios para la consecución de un modelo robusto, pero a la vez con una rápida capacidad de cálculo. A continuación, se enuncian y describen las consideraciones fundamentales tomadas en cuenta para la formulación del presente modelo de diagnóstico.

- **Presión uniforme a lo largo de la cámara combustión.** Esta suposición tiene validez debido a que tanto la velocidad del fluido como la velocidad de llama de combustión, son menores a la velocidad del sonido, lo cual permite uniformidad en la medida de la presión en cámara y la estimación de la misma [5.1].
- **Los gases dentro de la cámara de combustión se comportan como gases ideales.** La validez de este supuesto se debe a que se obtienen márgenes de error muy pequeños respecto a los valores reales [5.2]. Esto puede ser corroborado por los excelentes resultados obtenidos por distintos autores teniendo en cuenta entre sus fundamentos de modelado esta consideración [5.3], [5.4], [5.5].
- **Los calores específicos de las sustancias dependen exclusivamente de la composición química del gas y de su temperatura.** Esto es consecuencia del supuesto anterior, ya que para una mezcla de gases de

ideales el cálculo de su respectivo calor específico depende netamente de la composición del mismo y de su temperatura.

- **Los productos calculados de la combustión los estequiométricos.** Este supuesto se toma en cuenta debido a que normalmente en los motores Diésel se utiliza una combustión convencional, donde la flama de la combustión se localiza en la región estequiométrica de la relación aire - combustible durante la fase de combustión controlada [5.6].
- **Propiedades termodinámicas como la energía interna y la entalpía son calculadas en base de la temperatura promedio de la cámara de combustión.** Si bien es cierto que existe una distribución de temperatura a lo largo de la cámara de combustión y esto podría generar errores al momento de los cálculos, a medida que progresa la combustión, los fenómenos de difusión y transferencia de calor presentes tienden a estabilizar la temperatura de forma uniforme en la cámara de combustión, lo cual disminuye el error en los cálculos [5.7].
- **Se considera la transferencia de calor a través de las paredes.** Esta consideración es necesaria para obtener resultados más precisos y acordes a la realidad del fenómeno. De no tomarse en cuenta, esto conllevaría a un trabajo del motor sin transmisión de calor, por lo que se calcularía el calor liberado aparente en lugar del calor liberado real, lo cual es menos preciso y menos realista respecto a la operación del motor Diésel [5.8].
- **Las pérdidas másicas por *blow-by* son consideradas.** Deben considerarse estas pérdidas, ya que por ejemplo en motores pequeños las pérdidas son porcentualmente más grandes. Estas pérdidas másicas dentro de la cámara de combustión influyen directamente en la precisión del cálculo de la temperatura promedio [5.9] y consecuentemente afectan indirectamente los cálculos de propiedades termodinámicas [5.10].
- **Las deformaciones en el mecanismo de manivela-biela-pistón son consideradas.** Al igual que el punto anterior, el no considerar las deformaciones del mecanismo, repercute seriamente en los resultados termodinámicos del modelo [5.3], [5.4], [5.5].

5.3 CÁLCULOS DE PROPIEDADES TERMODINÁMICAS

5.3.1 Calores específicos a volumen y presión constante

A lo largo del proceso de cálculo del modelo de diagnóstico se hace necesario conocer los valores de propiedades termodinámicas como el calor específico a

volumen constante, ya que influyen en cálculos de propiedades tales como la temperatura promedio en cámara y en magnitudes como la masa contenida dentro de la cámara combustión. Para esta variable en particular se utilizarán las regresiones polinómicas obtenidas por Armas [5.3], ya que el uso de estas regresiones garantiza un cálculo rápido dentro del modelo.

$$C_{va} = -10.4199 * T^{0.5} + 2522.88 - 67227.1 * T^{-0.5} + 917124.4 * T^{-1} - 4174853.6 * T^{-1.5} \quad (5.1)$$

$$C_{vf} = -256.4 + 6.95372 * T - (4.04715 * 10^{-3}) * T^2 + (9.10259 * 10^{-7}) * T^3 + 1458487 * T^{-2} \quad (5.2)$$

$$C_{vq} = 641.154 + 0.43045 * T - 0.0001125 * T^2 + (8.979 * 10^{-9}) * T^3 \quad (5.3)$$

Donde C_{va} , C_{vf} y C_{vq} son los calores específicos a volumen constante del aire, combustible y productos de combustión respectivamente. Para calcular los calores específicos a presión constante de los tres compuestos antes mencionados solo es necesario utilizar la relación que existe entre esta propiedad y el calor específico a volumen constante bajo el supuesto de gases ideales. Las expresiones se muestran a continuación:

$$C_{pa} = C_{va} + R_a \quad (5.4)$$

$$C_{pf} = C_{vf} + R_f \quad (5.5)$$

$$C_{pq} = C_{vq} + R_q \quad (5.6)$$

Donde R_a , R_f y R_q son las constantes de gas ideal del aire, combustible y productos de combustión respectivamente.

Para calcular los calores específicos a presión y volumen constante de la mezcla de gases dentro de la cámara de combustión, basta con utilizar las siguientes expresiones:

$$C_p = Y_a * C_{pa} + Y_f * C_{pf} + Y_q * C_{pq} \quad (5.7)$$

$$C_v = Y_a * C_{va} + Y_f * C_{vf} + Y_q * C_{vq} \quad (5.8)$$

Donde Y_a , Y_f y Y_q son las fracciones másicas del aire, combustible y productos de la combustión respectivamente.

5.3.2 Constante de gases ideales

Al igual que los calores específicos a presión y volumen constante, la constante de gases ideales, es de vital importancia en cálculos, tal y como se puede evidenciar en secciones anteriores y posteriores. Debido a esto, se hace más que notable la

necesidad del cálculo de esta constante, el cual se presenta a continuación para las tres especies consideradas dentro de la cámara de combustión:

$$R_a = \frac{R}{M_a} \quad (5.9)$$

$$R_f = \frac{R}{M_f} \quad (5.10)$$

$$R_q = \frac{R}{M_q} \quad (5.11)$$

$$R_{gas} = Y_a * R_a + Y_f * R_f + Y_q * R_q \quad (5.12)$$

Donde R es la constante universal de los gases ideales, M_a , M_f y M_q son los pesos moleculares del aire, combustible y productos de combustión respectivamente y R_{gas} es la constante de gases ideales de la mezcla de gases dentro de la cámara de combustión. Los valores y unidades de R , M_a , M_f y M_q se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 5.1 Valores de R , M_a , M_f y M_q para el presente estudio

VARIABLE	UNIDADES	VALOR
R	KJ/Kmol*K	8,314
Ma	Kg/Kmol	28,97
Mf	Kg/Kmol	142,29
Mq	Kg/Kmol	29,13

5.4 COMPORTAMIENTO DE PROPIEDADES DURANTE LA COMPRESIÓN Y EXPANSIÓN

En esta sección, debido a que no existe inyección de combustible no se considera la influencia de la combustión, por lo tanto, se abarca únicamente las etapas del ciclo cerrado en las cuales no existen ignición o quemado de combustible, debido a que esto los balances másicos y energéticos serán indiscutiblemente diferentes los unos de los otros. Teniendo en cuenta lo dicho anteriormente se muestra a continuación las ecuaciones propuestas para el cálculo de la temperatura a lo largo de estas dos etapas del ciclo cerrado:

Para la temperatura promedio en cámara se tiene que:

$$T = \frac{P * V}{m_{cam} * R_{gas}} \quad (5.13)$$

Debido a que (5.13) involucra el término de masa en cámara, se hace necesario el cálculo del cambio de la masa en cámara, el cual se obtiene del siguiente balance de masa:

$$m_{cam}(i) = m_{cam}(i-1) - \frac{dm_{bb}}{d\theta} * \Delta\theta \quad (5.14)$$

De esta forma se calcula la masa como una función del giro del cigüeñal.

5.4.1 Tasa de masa por pérdidas respecto al ángulo del cigüeñal

Para determinar la condición del flujo de masa, se compara la relación de presiones que existe entre la presión de referencia del cárter y la presión de la cámara, respecto a la relación crítica de presiones [5.11].

$$P_{rel} = \frac{P_{carter}}{P_{cam}} \quad (5.15)$$

$$Pr_{crit} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (5.16)$$

$$\frac{dm_{bb}}{d\theta} = \frac{1}{\omega_{motor}} * C_{bb} * A_{bb} * P * \sqrt{\frac{2 * k}{R * T * (k-1)} * \left[\left(\frac{p}{P} \right)^{2/k} - \left(\frac{p}{P} \right)^{(k+1)/k} \right]} \quad (5.17)$$

Para A_{bb} se tiene la ecuación planteada por Hohenberg [5.12]:

$$A_{bb} = (3.5 * 10^{-6}) * B \quad (5.18)$$

En lo que respecta C_{bb} , se debe obtener de forma experimental o a través de un análisis en CFD.

5.5 CÁLCULO DEL RETRASO DE LA COMBUSTIÓN

Debido a la naturaleza del proceso termodinámico de la inyección del combustible, se ha encontrado que la combustión de la mezcla aire-combustible no ocurre exactamente en el instante de inyección de combustible. Lo que ocurre normalmente es un retraso en el inicio de la combustión. Dicho de otra forma, transcurre un cierto periodo de tiempo (del orden de las milésimas de segundo), entre el inicio de la inyección (SOI) y el inicio de la combustión (SOC), tal y como se muestra en la figura 5.1.

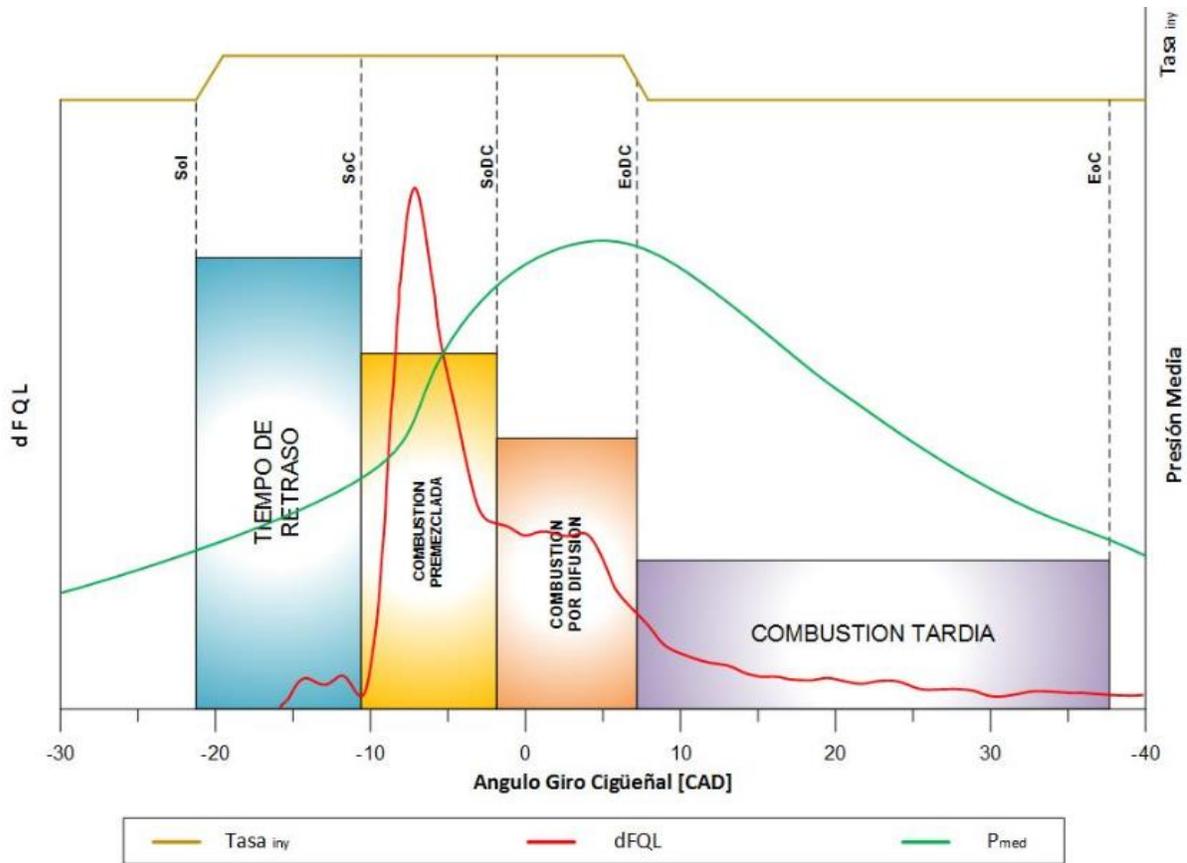


Figura 5.1 Esquema de etapas de combustión en función del combustible inyectado.

Como se puede observar es de vital importancia un correcto cálculo de este tiempo de retraso, ya que esto podría acarrear en errores a la hora del diagnóstico de la combustión. Para el cálculo de este retraso termodinámico se utiliza la fórmula propuesta de Molina [5.14], la cual sigue la estructura de la ecuación de Arrhenius:

$$\tau = 0,0212 * (P_I)^{-0,2} * P^{-0,7} * e^{\frac{4861}{T}} \quad (5.19)$$

Para la masa en cámara durante el retraso de la combustión se tiene la siguiente expresión:

$$m_{cam(i)} = m_{cam(i-1)} - \frac{dm_{bb}}{d\theta} * \Delta\theta + \frac{dm_{fuel}}{d\theta} * \Delta\theta \quad (5.20)$$

El término $\frac{dm_{fuel}}{d\theta}$ es la tasa de inyección de combustible respecto al ángulo de giro del cigüeñal, de este término se darán más detalles en el apartado del modelo de inyección, el cual fue desarrollado en la presente tesis doctoral.

5.6 MODELO PARA LA TASA DE LIBERACIÓN CALOR

Una parte fundamental del diagnóstico de combustión es el cálculo de la tasa de liberación de calor provocada por la combustión de combustible. Para ello, se hace necesario un balance de energía con las variables asociadas al proceso, tal y como lo formulan autores como Armas [5.3] y Martín [5.5].

$$DFQL_{real} = \frac{P * \frac{dV}{d\theta} + m_{cam} * C_v * \frac{\Delta T}{\Delta\theta} + \frac{dQ_r}{d\theta} - \frac{dm_{fuel}}{d\theta} * (h_{fl(Tiny)} - u_f) + \frac{dm_{bb}}{d\theta} * R_{gas} * T}{m_{combtot} * LHV} \quad (5.21)$$

De (5.21) se tienen los siguientes términos:

$DFQL_{real}$: Tasa de liberación de calor real del motor adimensional

$P * \frac{dV}{d\theta}$: Trabajo de frontera efectuado en la cámara de combustión

$m_{cam} * C_v * \frac{\Delta T}{\Delta\theta}$: Cambio de energía interna de la cámara de combustión

$\frac{dQ_r}{d\theta}$: Calor rechazado por convección de la cámara de combustión

$\frac{dm_{fuel}}{d\theta} * (h_{fl(Tiny)} - u_f)$: Energía asociada a la inyección del combustible y a la vaporización de este

$\frac{dm_{bb}}{d\theta} * R_{gas} * T$: Trabajo de flujo asociado a las pérdidas que se dan por fugas en la cámara de combustión

$m_{combtot} * LHV$: Es la energía total liberada por el combustible inyectado durante el ciclo. Para este término se hace necesario conocer la masa total de combustible inyectado durante el ciclo cerrado.

Para calcular la fracción de quemados se tiene la siguiente expresión:

$$FQL_{real(i)} = FQL_{real(i-1)} + DFQL_{real(i)} * \Delta\theta \quad (5.22)$$

Donde:

$FQL_{real(i)}$: Fracción de quemados en el paso actual de giro del cigüeñal

$FQL_{real(i-1)}$: Fracción de quemados en el paso anterior de giro del cigüeñal

$DFQL_{real(i)}$: Tasa de liberación de calor en el paso actual de giro del cigüeñal.

Si se requiere los valores dimensionales de FQL_{real} y de $DFQL_{real}$ solo basta con multiplicarlos por el término $m_{combtot} * LHV$.

Para el cálculo de la temperatura del cilindro durante la combustión se asume que los gases tienen comportamiento de gas ideal, por lo tanto, es aplicable (5.13) para la estimación de esta variable.

Para la cantidad de calor rechazado en Watts se tiene la siguiente expresión:

$$\frac{dQ_r}{d\theta} = h_c * A_w * (T - T_w) * \frac{1}{\omega_{motor}} \quad (5.23)$$

Debido a que la transferencia de calor no es uniforme a lo largo de la cámara de combustión, se hace necesario calcular el calor transferido en cada una de las fases de la combustión. Esto será explicado con más detalle en el apartado de pérdidas de calor en la cámara de combustión. Para la masa en cámara durante la combustión es necesario utilizar (5.14).

Para la caracterización del proceso de combustión es necesario realizar un ajuste de la curva $DFQL_{real}$ a través de la función de Wiebe [5.15]. Cabe resaltar que existen otros modelos de tasa de liberación de calor, tales como el de Watson [5.16], pero no se comporta de la manera adecuada que lo hace el modelo de Wiebe. Este ajuste es necesario para obtener datos de entrada para el modelado predictivo. La función de Wiebe tiene la forma:

$$FQL = x = 1 - e^{-a * \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta_c}\right)^{m0+1}} \quad (5.24)$$

Esta expresión representa la fracción de calor liberado durante la combustión en función del ángulo de giro del cigüeñal (Wiebe). Esta ecuación a través de los parámetros a y m deben ser ajustada para la correcta simulación de distintos tipos de motores [5.15].

Si se deriva (5.24) respecto al ángulo de giro del cigüeñal se obtiene lo siguiente:

$$DFQL = \frac{dx}{d\theta} = \frac{a * (m0 + 1)}{\Delta\theta_c} * \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta_c}\right)^{m0} * e^{-a * \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta_c}\right)^{m0+1}} \quad (5.25)$$

la cual es la tasa de liberación de calor respecto al ángulo de giro del cigüeñal.

Debido a que se modelará más de una inyección (dos inyecciones para el motor en estudio), se tienen las siguientes expresiones:

$$FQL = x = b_0 \left(1 - e^{-a_0 * \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta_{c0}}\right)^{m0+1}}\right) + b_1 \left(1 - e^{-a_1 * \left(\frac{\theta - \theta_1}{\Delta\theta_{c1}}\right)^{m1+1}}\right) \quad (5.26)$$

$$DFQL = \frac{dx}{d\theta} = b_0 \left(\frac{a_0 * (m_0 + 1)}{\Delta\theta_{c0}} * \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta_{c0}} \right)^{m_0} * e^{-a * \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta_{c0}} \right)^{m_0+1}} \right) + b_1 \left(\frac{a_1 * (m_1 + 1)}{\Delta\theta_{c1}} * \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta_{c1}} \right)^{m_1} * e^{-a * \left(\frac{\theta - \theta_1}{\Delta\theta_{c1}} \right)^{m_1+1}} \right) \quad (5.27)$$

Para que los resultados del ajuste sean coherentes y aceptables se tiene que dar la condición $DFQL \approx DFQL_{real}$. La curva de $DFQL$ nunca será exactamente igual a $DFQL_{real}$ dado que $DFQL$ es simplemente una representación en forma de función matemática.

5.7 PERDIDAS DE CALOR EN LAS PAREDES DE LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN

Otro aspecto fundamental del modelado de diagnóstico de la combustión es el cálculo de calor rechazado en las paredes de la cámara de combustión, ya que influyen directamente los resultados del diagnóstico de combustión. El simple hecho de no considerar estas pérdidas conllevaría que el motor fuese adiabático, tal y como se explicó en las consideraciones al inicio del capítulo. Esto implica que todo el calor generado en la combustión se convierte en energía útil, lo cual es totalmente distante de la realidad en un motor Diésel.

Para el cálculo de estas pérdidas existen diversas propuestas de autores tales como la de Annand [5.17], Sitkei [5.18], Hohenberg [5.19] y Gatowski [5.20], las cuales a pesar de tener resultados aceptables, no son equiparables a la propuesta de Woschni [5.21] [5.22], la cual a pesar del tiempo transcurrido desde su formulación, sigue con vigencia en los modelos predictivos y de diagnóstico actuales [5.3] [5.5] [5.14] [5.23].

Tomando como referencia al trabajo de Woschni, la expresión para el coeficiente de transferencia de película es la siguiente [5.21]:

$$h_c = C * B^{m-1} * P^m * w^m * T^{0.75-1.62m} \quad (5.28)$$

Esta expresión fue obtenida por Woschni al aplicar las bases de transferencia de calor para conductos y considerar al gas en un estado de flujo turbulento. De esta forma, se obtiene las siguientes correlaciones entre los números de Nusselt y Reynolds:

$$N_u = (R_e)^m \quad (5.29)$$

$$N_u = \frac{h * B}{k} \quad (5.30)$$

$$R_e = \frac{B * w * \rho}{\mu} \quad (5.31)$$

Además, Woschni tomó como longitud característica el diámetro del cilindro B, la velocidad del fluido w y utilizando una dependencia en función de la presión, temperatura, viscosidad y conductividad térmica del gas, obtuvo (5.28). La constante C tendrá un valor de 3.26 en el presente estudio.

La variable w es la velocidad media de los gases dentro del cilindro, que dependiendo si hay combustión o no, se puede deducir de las siguientes expresiones:

- Con combustión

$$w = C_1 * v_{mp} + C_2 * \frac{V_{disp} * T_{ref}}{P_{ref} * V_{ref}} * (P_{comb} - P_r) \quad (5.32)$$

- Sin combustión

$$w = C_1 * v_{mp} \quad (5.33)$$

T_{ref} , P_{ref} , V_{ref} son la temperatura en Kelvin, la presión en kPa y el volumen en m³ del estado referencia de la combustión, que en este caso son las propiedades al cierre de la válvula de admisión. P_r es la presión de la cámara de combustión si el motor estuviese arrastrado. Las constantes C_1 y C_2 pueden tomar distintos valores.

El valor de la constante C_1 dependerá del proceso que se esté llevando a cabo dentro de la cámara de combustión y se rige por la siguiente expresión:

$$C_1 = C_{W1} + C_{W2} * \frac{v_u(\theta)}{v_{mp}} \quad (5.34)$$

Donde $v_u(\theta)$ es la componente tangencial de la velocidad de los gases dentro de la cámara de combustión. Para el cálculo de esta, se utilizará lo propuesto por Martín [5.5]:

$$v_u(\theta) = x_u(\theta) * v_{u\ max} \quad (5.35)$$

$v_{u\ max}$ y $x_u(\theta)$ son la velocidad tangencial máxima y la fracción de velocidad tangencial en función del ángulo de giro del cigüeñal respectivamente. Estas variables se estiman de la siguiente forma:

$$v_{u\ max} = K_{CTM} * CTM * \left(\frac{B}{D_{bowl}}\right)^2 * \omega_{motor} * \frac{D_{bowl}}{2} \quad (5.36)$$

$$x_u(\theta) = r_{CTM} + \frac{1}{\left[\cosh\left(\frac{\theta}{100}\right)\right]^{40} + \frac{r_{CTM}}{1-r_{CTM}}} \quad (5.37)$$

Donde D_{bowl} el diámetro de la muesca hecha en la parte superior de la cabeza del pistón, K_{CTM} es el coeficiente de conservación del momento angular del torbellino y r_{CTM} es el cociente entre los coeficientes de torbellino medio al cierre de la válvula de admisión y en el punto muerto superior del mecanismo durante el ciclo cerrado. Este último se calcula con:

$$r_{CTM} = \left(\frac{D_{bowl}}{B}\right)^2 * \frac{1}{K_{CTM}} \quad (5.38)$$

En lo que respecta K_{CTM} , Pastor [5.24] expone que esta variable toma valores entre 0.7 y 0.75. A pesar de que Martín [5.5] propone una expresión para el cálculo de K_{CTM} en base a CTM , esta requiere una regresión lineal de datos obtenidos a través de modelado en CFD, por lo cual en este trabajo se tomará el valor usado por Armas [5.3], que fue de 0.75.

Para las constantes C_{W1} y C_{W2} Woschni [5.22] propone los siguientes valores:

- Renovación de la carga (Intercambio de gases):

$$C_{W1} = 6.18 \quad C_{W2} = 0.417$$

- Compresión-Expansión:

$$C_{W1} = 2.28 \quad C_{W2} = 0.308$$

Debido a que los motores no son iguales, es necesario un ajuste a los términos antes mencionados C_{W1} y C_{W2} , para tener una estimación mucho más precisa del coeficiente de transferencia de calor por convección dentro de la cámara de combustión. Este proceso de ajuste se explicará en el apartado de caracterización del motor del capítulo 7.

La constante C_2 tiene en cuenta las pérdidas de calor en función del tipo de cámara de combustión del motor. Se tiene que:

- Cámaras abiertas:

$$C_2 = 3.24 * 10^{-3}$$

- Cámaras divididas:

$$C_2 = 6.22 * 10^{-3}$$

Habiendo descrito el cálculo para la obtención de las constantes relacionadas al coeficiente de transferencia de calor, aún falta por definir las áreas de transferencia y sus respectivas temperaturas.

Para la temperatura de pared, se tiene la siguiente expresión [5.3]:

$$T_W = T_{refr} + a_1 * (\rho_c * v_{mp})^{0.8} + b_1 * pme \quad (5.39)$$

Los valores para a_1 y b_1 están definidos para una zona de transferencia de calor en particular y se encuentran relacionadas en la tabla 5.2.

Tabla 5.2 Valores de a_1 y b_1 para modelo de transferencia de calor en las paredes. Tomado de [5.3].

ELEMENTO	a1	b1
Cilindro	2.3	3
Culata	2.7	3.5
Pistón	8.6	5.5

Las áreas son características geométricas del motor en particular, el cual se ha determinado a través de medición directa en el motor en estudio. Con esto, se obtiene todo lo necesario para la estimación de calor rechazado.

5.8 MODELO DE INYECCIÓN PROPUESTO

Durante la inyección, la curva de energización de inyector no coincide directamente con la curva de inyección de combustible. Lo anterior debido a que las entregas no combustibles no están en fase con la energización del inyector por una serie de desfases electromecánicos. El levantamiento de la aguja, debido a su inercia no es instantáneo, lo cual hace necesario cuantificar esos desfases para los posibles inyectores aplicados en motores Diésel: Los de solenoide y los Piezoeléctricos. En la figura 5.2 se observan los dos desfases d_1 y d_2 para un inyector de solenoide.

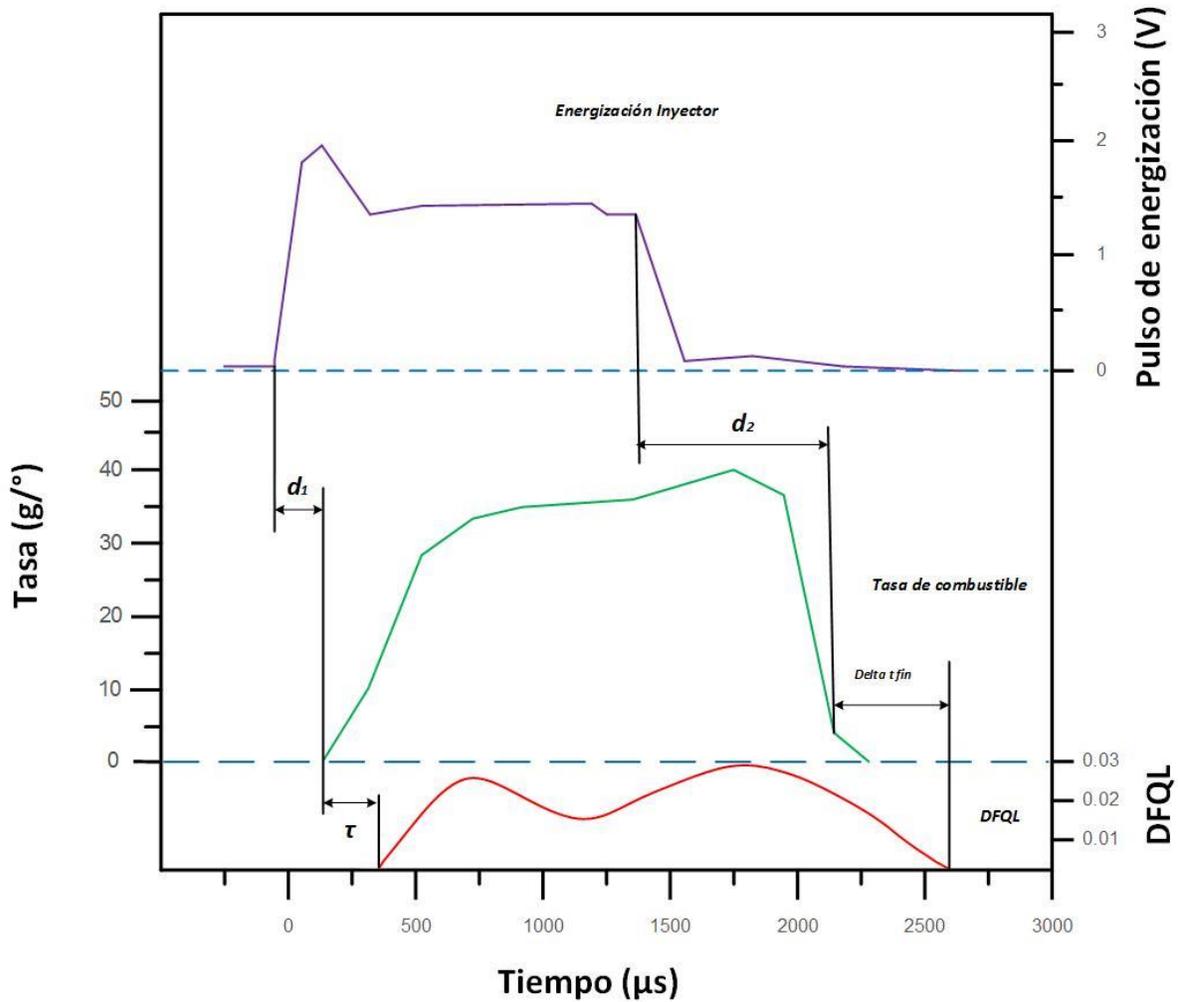


Figura 5.2 Desfases entre energización de inyector y combustible inyectado para inyector de solenoide.

Para obtener valores de d_1 y d_2 , Armas [5.25] realiza un estudio de los desfases electro-mecánicos tanto para inyectores de tipo solenoide como para los piezoeléctricos, tomando en cuenta el tiempo de energización del inyector (ET) y la presión del common rail. Utilizando como base los datos experimentales obtenidos en este estudio, en la presente tesis doctoral se realizó un análisis estadístico para validar la influencia de los factores citados por Armas sobre la tasa de combustible entregada. En la figura 5.3 se observa el comportamiento del primer desfase electro-mecánico (d_1) y en la figura 5.4 el segundo desfase electro-mecánico (d_2), en función de la presión del rail y del tiempo de energización.

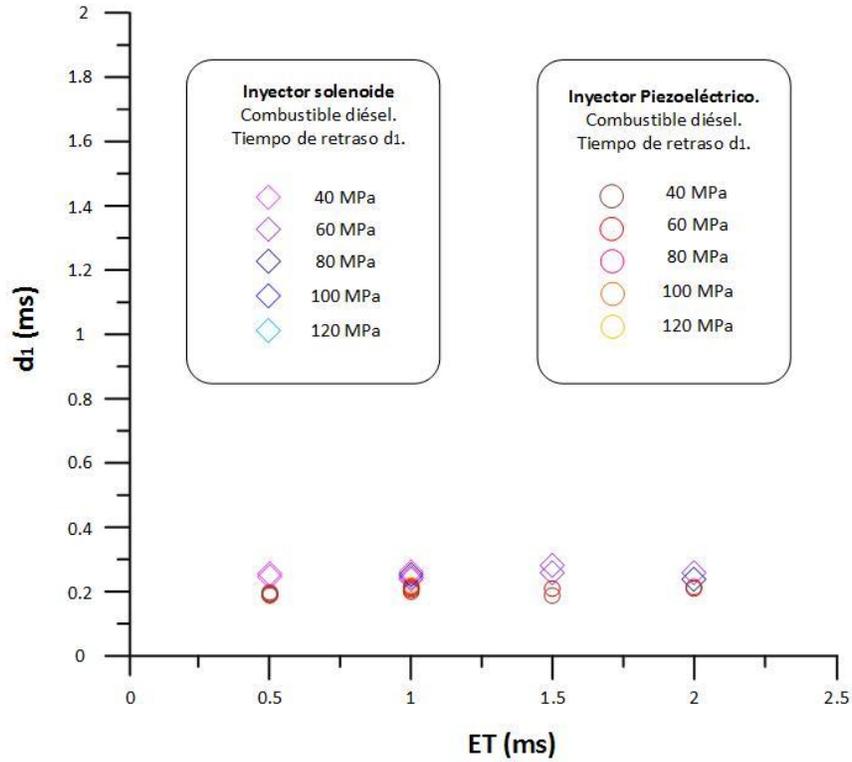


Figura 5.3 Valores de desfase electro-mecánico d_1 para inyector solenoide y piezoeléctrico con distintas presiones de Rail y tiempos de energización.

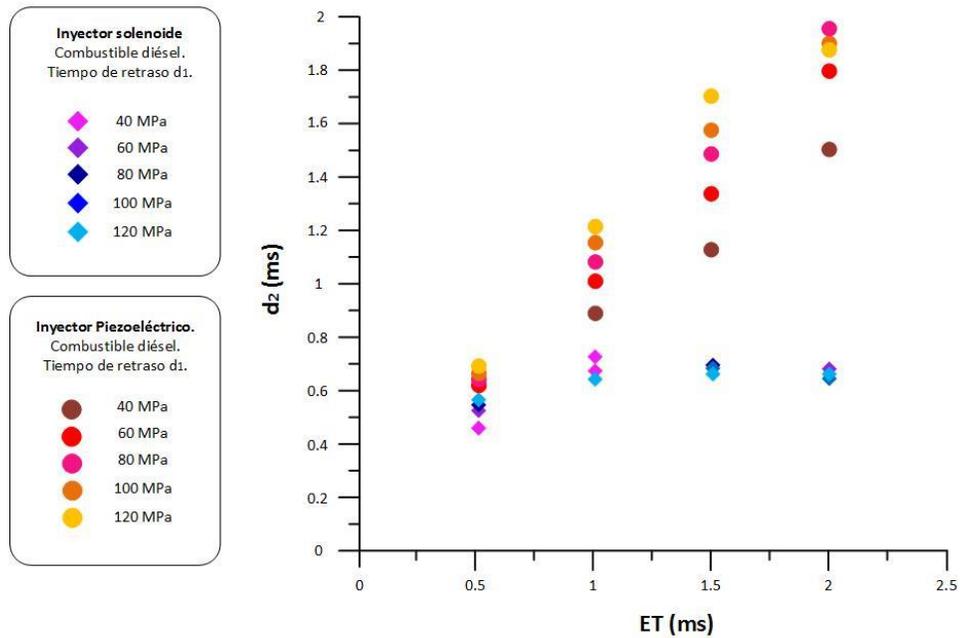


Figura 5.4 Valores de desfase electro-mecánico d_2 para inyector solenoide y piezoeléctrico con distintas presiones de Rail y tiempos de energización.

Se observa estas figuras y se valida estadísticamente que para inyectores de tipo solenoide los desfases electro-mecánicos d_1 y d_2 son constantes, sin importar el valor del tiempo de energización y de la presión de inyección. En lo que respecta a los inyectores piezoeléctricos, el desfase d_1 permanece constante a pesar de que se generen cambios en el tiempo de energización o en la presión de inyección. Lo contrario se da en el desfase d_2 , en donde se observa que este parámetro cambia en función de las variables antes mencionadas. Se tiene que:

- Solenoide:

$$d_1 = 0.2489 \text{ ms}$$

$$d_2 = 0.6377 \text{ ms}$$

- Piezoeléctrico:

$$d_1 = 0.2095 \text{ ms}$$

Para la caracterización del desfase d_2 en inyectores piezoeléctricos se realizó una regresión con una muestra del 70% de los datos adquiridos (en total 64), la cual se tomó de manera aleatoria. El restante 30% fue utilizado para validar el modelo estadístico desarrollado, como se observa en la figura 5.5.

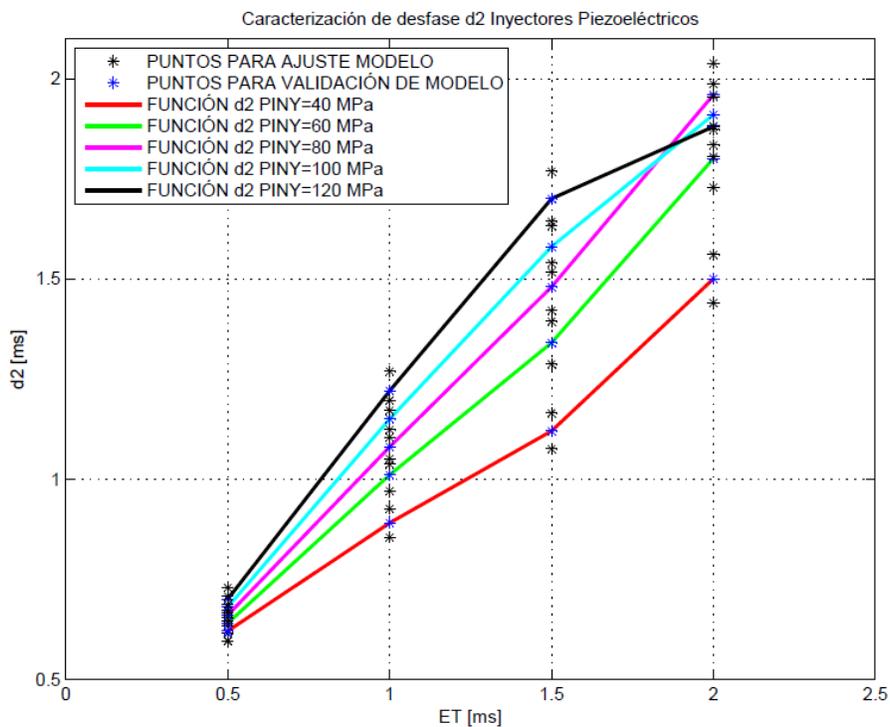


Figura 5.5 Ajuste de modelo para predicción de desfase electro-mecánico d_2 para inyector piezoeléctrico con distintas presiones de Rail y tiempos de energización.

Como se evidencia, d_2 varía en función de la presión de inyección y del tiempo de energización. Del ajuste estadístico, se obtuvieron las siguientes expresiones para su estimación.

- Presión de inyección igual a 40 MPa:

$$d_2 = 0.2533 * ET^3 - 0.84 * ET^2 + 1.3567 * ET + 0.12 \quad (5.40)$$

- Presión de inyección igual a 60 MPa:

$$d_2 = 0.2267 * ET^3 - 0.76 * ET^2 + 1.4833 * ET + 0.06 \quad (5.41)$$

- Presión de inyección igual a 80 MPa:

$$d_2 = 0.1333 * ET^3 - 0.44 * ET^2 + 1.2667 * ET + 0.12 \quad (5.42)$$

- Presión de inyección igual a 100 MPa:

$$d_2 = -0.08 * ET^3 + 0.16 * ET^2 + 0.84 * ET + 0.23 \quad (5.43)$$

- Presión de inyección igual a 120 MPa:

$$d_2 = -0.3467 * ET^3 + 0.96 * ET^2 + 0.2067 * ET + 0.4 \quad (5.44)$$

En caso que la presión de inyección no sea alguno de los valores dados anteriormente, dentro de la herramienta informática desarrollada se diseñó un algoritmo sencillo de interpolación, con el fin de tener la capacidad de estimar el valor de d_2 . Para una presión de inyección determinada, se interpola con dos niveles de presión (uno por encima y uno por debajo) con una misma ET, con lo que obtiene los valores de d_1 y d_2 característicos, para un tipo de inyector. En el caso de los regímenes de baja carga y baja rpm, los valores de presión del rail están por debajo de 40 MPa, por lo cual para este caso se extrapola con dos niveles de presión (por encima) con una misma ET.

Según Molina [5.14], al aumentar la presión de inyección, aumenta la tasa de inyección y al mantenerse constante la cantidad inyectada, se acorta el tiempo de inyección. Entre los resultados obtenidos se observa que la aguja del inyector llega al tope y durante gran parte del proceso se mantiene en esta posición, lo cual conlleva a que la tasa sea prácticamente constante, y en su conjunto la tasa se puede considerar cuasi-rectangular. Lo anterior no es del todo cierto, debido a que la entrega de combustible va a depender del tiempo de energización del inyector,

por lo que para tiempo cortos la aguja no alcanza a levantarse totalmente. Nos centraremos en el análisis de inyectores de solenoides, debido a que el motor utilizado en la validación experimental tiene este tipo de inyectores instalados. Su comportamiento, tomando en cuenta las consideraciones descritas anteriormente, se ilustra en la Figura 5.6.

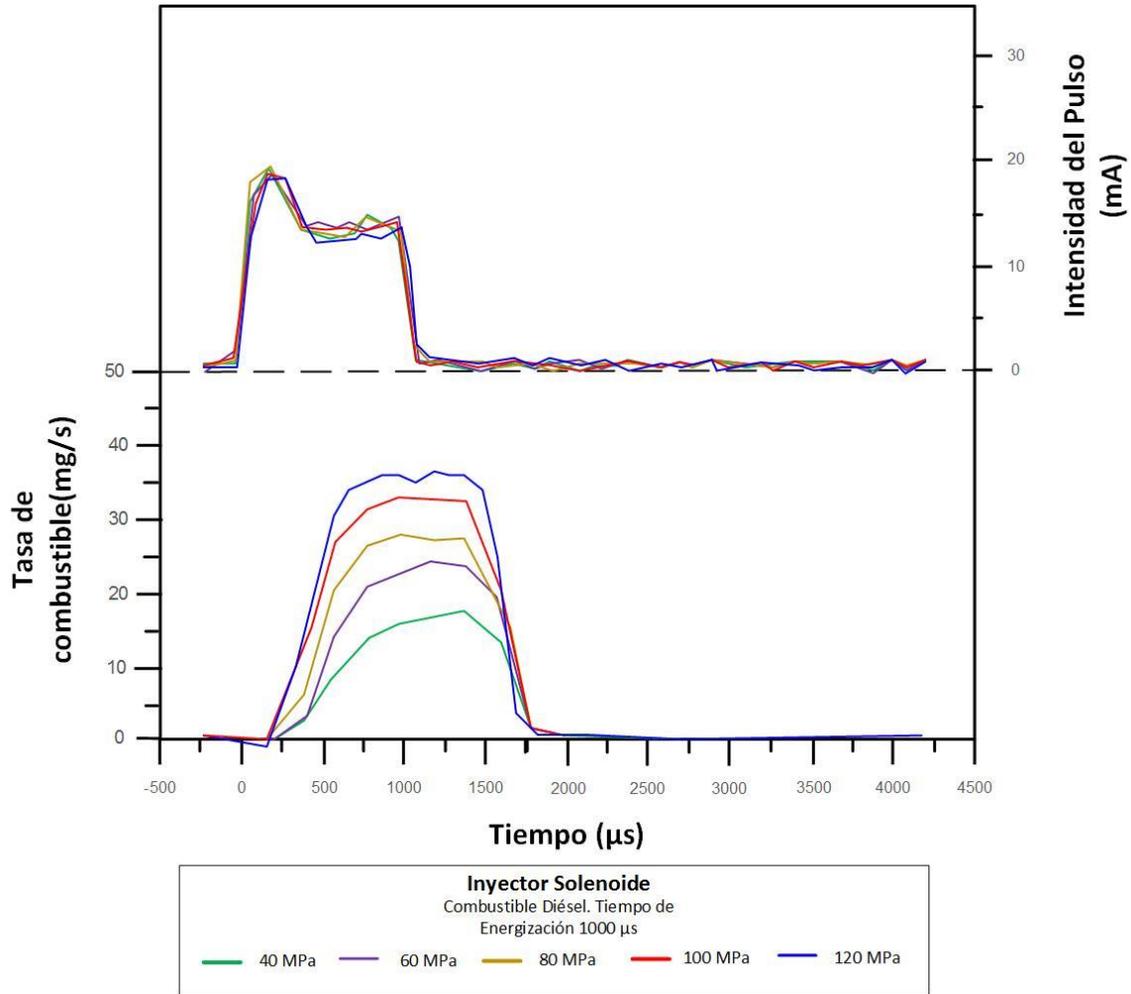


Figura 5.6 Resultados de tasa de combustible entregada para un inyector de solenoide, con diferentes presiones de inyección y un tiempo de energización constante.

Tomando en cuenta lo anterior y los resultados expuestos por Armas [5.25] sobre la curva de combustible inyectado, se propone el siguiente modelo para describir la masa de combustible inyectada en función del cambio unitario de ángulo.

$$\dot{m}_f = a * \left\{ \text{sen} \left[\pi \left(\frac{\theta - \theta_i}{\Delta\theta} \right) \right] + \left(\frac{1}{3} \right) * \text{sen} \left[3\pi \left(\frac{\theta - \theta_i}{\Delta\theta} \right) \right] + \left(\frac{1}{5} \right) * \text{sen} \left[5\pi \left(\frac{\theta - \theta_i}{\Delta\theta} \right) \right] + \left(\frac{1}{7} \right) * \text{sen} \left[7\pi \left(\frac{\theta - \theta_i}{\Delta\theta} \right) \right] + \dots + \left(\frac{1}{19} \right) * \text{sen} \left[19\pi \left(\frac{\theta - \theta_i}{\Delta\theta} \right) \right] \right\} \quad (5.45)$$

en donde $\Delta\theta = \theta_f - \theta_i$. La expresión anterior es válida en $\theta_i < \theta < \theta_f$, y los parámetros θ_i y θ_f están definidos por el cálculo previo de d_1 y d_2 , el cual depende a la vez del tipo de inyector, el tiempo de energización y la presión de inyección. El comportamiento de (5.45) y el comparativo con un ensayo experimental son ilustrados en la figura 5.7:

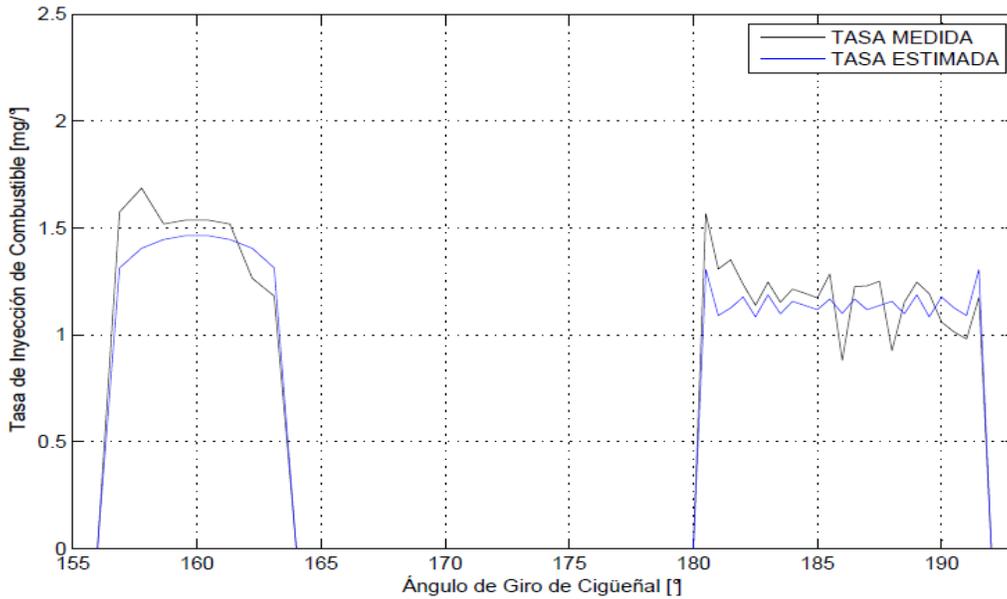


Figura 5.7 Modelo de tasa inyectada de combustible propuesto (estimada) comparado con ensayo experimental (medida).

Tomando en cuenta el trabajo desarrollado por Armas [5.3], el parámetro “a” de (5.45) debe ser ajustado hasta que el área bajo la curva de masa de combustible inyectado cumpla que:

$$\dot{m}_f = \left(\frac{1000}{6 * N} \right) C_d A_0 \sqrt{2 \rho_{DIESEL} (P_{iny} - P_{mc})} \quad \left[\frac{g}{^\circ} \right] \quad (5.46)$$

en donde:

\dot{m}_f : Tasa de combustible inyectado en $g/^\circ$

N: Régimen de giro del motor en rpm

C_d : es el coeficiente de descarga a la salida de los orificios del inyector, cuyo valor fue ajustado con datos experimentales obtenidos en el tasímetro

A_0 : Área total de los orificios del inyector en m^2

ρ_{DIESEL} : Densidad del combustible en kg/m^3 , que para el presente estudio será asumido como Diésel puro. Según Armas [5.25], la densidad del combustible puede

ser determinada con la expresión: $\rho_{DIESEL} = 1061,5 - 0,7471 * T$, en donde T está definido en K. Esta expresión es válida de $298 K < T < 350 K$.

P_{iny} : Presión media de inyección en Pa.

P_{mc} : Presión media en el cilindro durante el periodo de inyección en Pa. Esta presión media es caracterizada ajustando linealmente la presión del cilindro al comenzó y al final del proceso de inyección.

Los resultados del modelo de inyección propuesto y su comparativo con el modelo de inyección de CALMEC serán presentados en el capítulo de resultados.

5.9 MODELO PARA LA PREDICCIÓN DE LA CANTIDAD Y COMPOSICIÓN DE MASA ATRAPADA EN EL CILINDRO

5.9.1 Modelo cuasi-estacionario para flujo a través de las Válvulas

Para esta parte del ciclo termodinámico de cuatro tiempos del motor Diésel turboalimentado, además de tenerse en cuenta las consideraciones antes mencionadas, también se considera el flujo a través de válvulas, el cual se modela a través de la expresión expuesta por Payri [5.26]. Este modelo a pesar de su simplicidad ofrece buenos resultados, tales como los obtenidos por Armas [5.3] y Luján [5.27]. Es importante resaltar que la consideración clave para este modelo es que las presiones en los múltiples de admisión y de escape son constantes durante el traslape de válvulas (si es que existe).

En este modelo primeramente se deben calcular dos magnitudes, la relación de presiones y la relación de presiones crítica. El comparativo de estas dos permite saber el tipo de condición que se presenta en el instante del cálculo de flujo a través de la válvula, o sea, si subsónico o supersónico. Lo anterior está dado por:

$$P_{rel} = \frac{P_1}{P_2} \quad (5.47)$$

$$Pr_{crit} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (5.48)$$

La condición subsónica se da solo si $P_{rel} > Pr_{crit}$:

$$\frac{dm}{d\theta} = \frac{1}{\omega_{motor}} * C_d * A_v * P_2 * \sqrt{\frac{2 * k}{R * T_2 * (k-1)} * \left[\left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{2/k} - \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{(k+1)/k} \right]} \quad (5.49)$$

La condición supersónica se da cuando $P_{rel} \leq Pr_{crit}$, por lo tanto, se produce un tapón sónico, y el flujo a través de las válvulas se calcula con la misma expresión

de la condición subsónica, solo que la presión en cámara se calcula de la siguiente forma:

- Escape: ($P_{\text{escape}}=P_1$)

$$P_{cam} * Pr_{crit} = P_1 \quad (5.50)$$

- Admisión: ($P_{\text{admisión}}=P_2$)

$$\frac{P_{cam}}{Pr_{crit}} = P_2 \quad (5.51)$$

Para el cálculo de A_v , se utiliza la siguiente expresión:

$$A_v = D_v * L_v(\theta) \quad (5.52)$$

donde D_v es el diámetro de cabeza de la válvula (sea de admisión o escape) y $L_v(\theta)$ es el levantamiento de la válvula en función del ángulo de giro del cigüeñal. Para el levantamiento de válvula se utilizó la siguiente expresión [5.27]:

$$L_v(\theta) = \frac{L_vmax}{2} * \left[1 - \cos \left(\frac{\pi}{2} * 4 * \left(\frac{\theta - \theta_1}{\theta_2 - \theta_1} \right) \right) \right] \quad (5.53)$$

L_vmax es el levantamiento máximo de la válvula, θ es el ángulo de giro del cigüeñal y en los que respecta a θ_2 y θ_1 serán el ángulo de cierre y de apertura de la válvula respectivamente. C_d es el coeficiente de descarga de la válvula, el cual es suministrado por el fabricante o se determina experimentalmente. En el presente estudio se toma un valor constante para este coeficiente, tomando en cuenta las caracterizaciones previas realizadas al motor en estudio.

De esta forma se calcula el flujo másico a través de las válvulas de admisión y de escape, con el fin de definir la masa y la temperatura al cierre de la admisión, que son entradas necesarias al modelo de diagnóstico de la combustión.

5.9.2 Estimación de EGR

En la actualidad todos los motores debido a normativas medioambientales, deben cumplir con una cierta cantidad límite de emisiones, para ello los fabricantes han implementado la recirculación de gases de escape en la cámara de combustión como una de las estrategias para el control de los contaminantes. Lo anterior conlleva a la necesidad de definir cuál es la fracción másica de EGR que está pasando a la cámara de combustión en el proceso de admisión. La situación descrita anteriormente se ilustra en la figura 5.8.

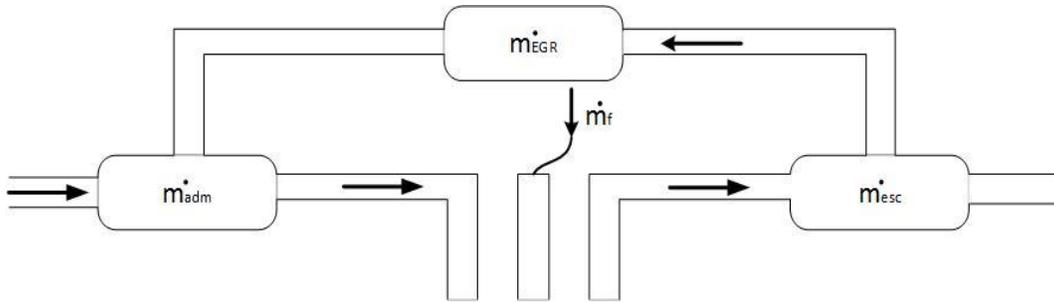


Figura 5.8 Esquema de tasa de EGR en la admisión del motor.

Debido a esto, el modelo desarrollado en la presente tesis doctoral tiene en cuenta este fenómeno, por lo que para el cálculo de la fracción másica de EGR a través del flujo entrante de la válvula de admisión se propone la siguiente ecuación, la cual es consecuencia de un balance de la primera ley de la termodinámica para el volumen de control ilustrado en la figura 5.8.

$$FM_{EGR} = \frac{T_{adm} - T_{sint}}{T_{EGR} - T_{adm}} \quad (5.54)$$

Donde FM_{EGR} es la fracción másica de EGR, T_{adm} es la temperatura media en el múltiple de admisión, T_{sint} es la temperatura promedio del aire a la salida del intercambiador y T_{EGR} es la temperatura media de EGR en el conducto de recirculación.

5.10 ANÁLISIS DE SENSIBILIDAD

Siguiendo la línea de análisis expuesta en los trabajos de Armas [5.3] y Martín [5.5], se hace necesario un análisis de sensibilidad del modelo desarrollado, con el fin de constatar cuales son las variables más influyentes en el presente estudio. Lo anterior justifica los desarrollos expuestos en la presente tesis doctoral, a la vez que les da peso a los nuevos modelos desarrollados, como un aporte significativo al campo del modelado termodinámico de motores.

Se tomará el modo de operación 1700 rpm y 110 Nm, para validar la influencia de distintas variables sobre la respuesta del modelo de diagnóstico. En el capítulo 7 se explicará la razón de esta combinación de torque – rpm y los otros modos utilizados en la validación experimental. Cabe resaltar que a pesar de que no se sigue la tendencia de realizar los análisis de sensibilidad en ensayos de arrastre tal y como lo realizó Armas [5.3], se tienen resultados similares, a pesar de que se sigue la metodología desarrolladas por Gatowski [5.20] y Tinaut [5.28].

Como incertidumbre experimental se tendrá en cuenta la masa retenida al cierre de la admisión. Como incertidumbre fundamental entre los parámetros estimados se

tomará el calor rechazado, específicamente el cambio dentro del parámetro C_{W1} , coeficiente fundamental a la hora del cálculo de esta estimación y que es susceptible a un proceso de ajuste por el ensayo de arrastre. Por último, la incertidumbre de la relación de compresión, esto, debido a la alta complejidad que esta demanda su medición [5.3], adicional al hecho de que la deformación del mecanismo pistón – biela causa una variación de la misma. Los rangos de variación de las variables antes mencionadas serán del $\pm 10\%$ respectivamente.

5.10.1 Influencia del parámetro C_{W1} sobre los resultados obtenidos

En las figuras 5.9 y 5.10 se puede apreciar las tasas de calor rechazado y la tasa de calor liberado en función de los distintos valores de C_{W1} .

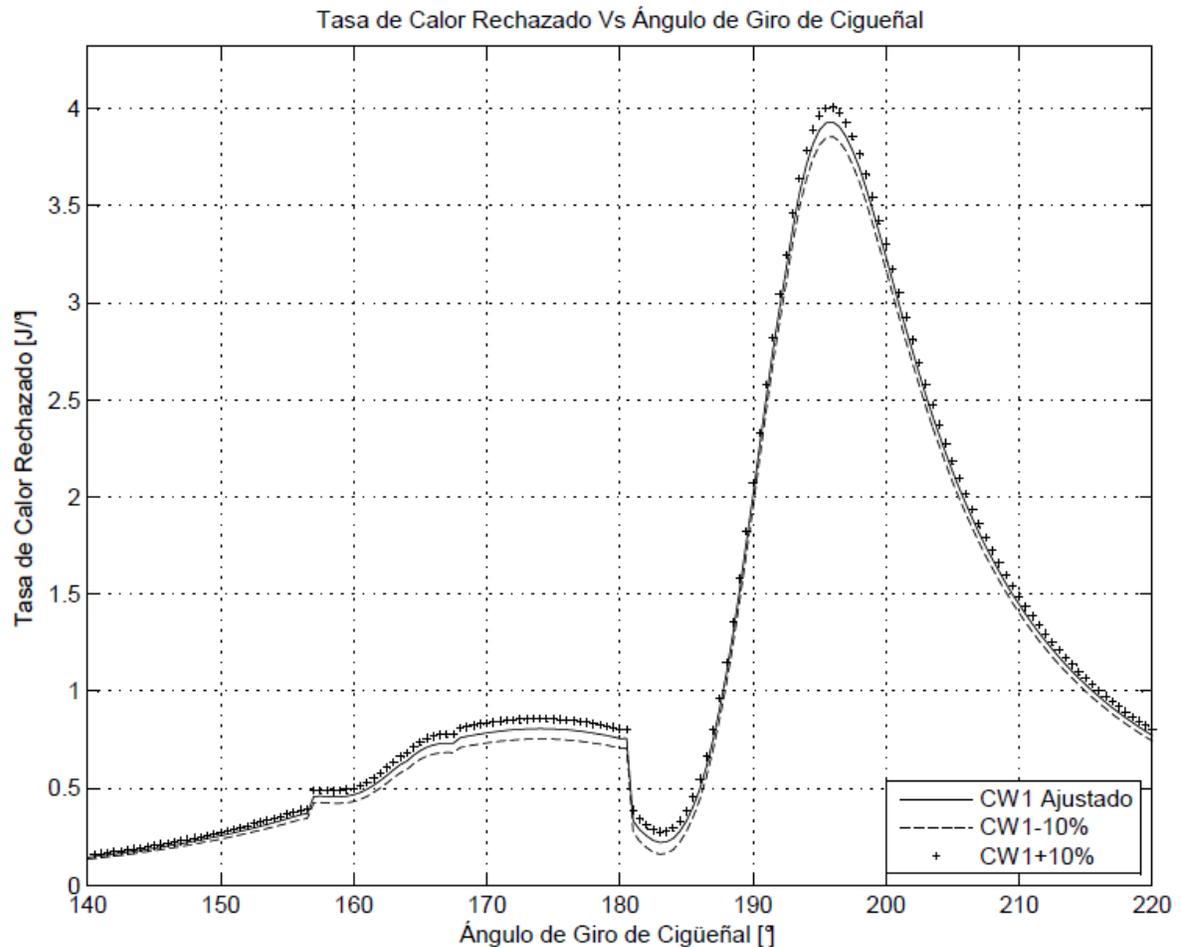


Figura 5.9 Tasa de calor rechazado durante el ciclo cerrado variando C_{W1} para modo 1700 rpm-110 Nm.

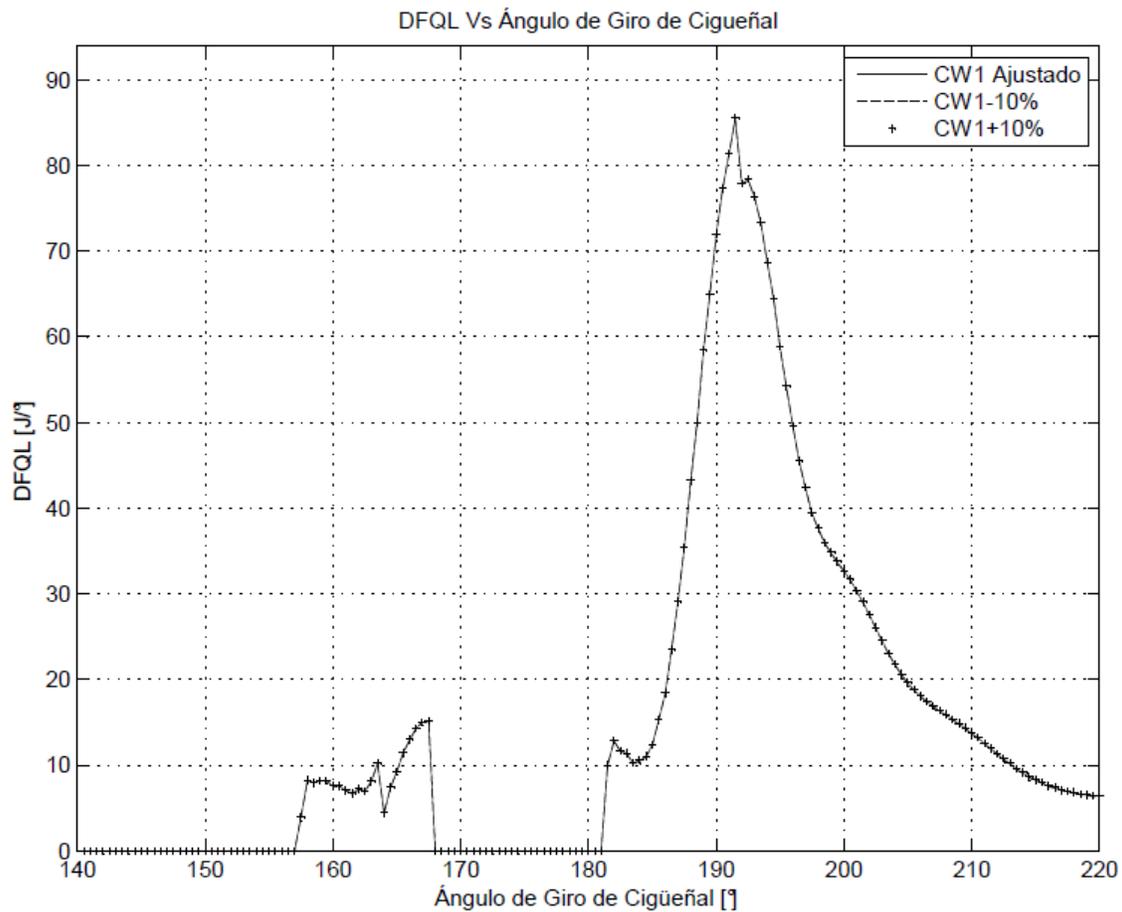


Figura 5.10 Tasa de calor liberado (DFQL) durante el ciclo cerrado variando C_{W1} para modo 1700 rpm-110 Nm.

De estas figuras se puede apreciar que a pesar de que se genera un cambio notorio en la tasa de calor rechazado dentro de la cámara de combustión (cambios de hasta el 6.7%), este no genera un cambio significativo en la tasa de liberación de calor (cambios del orden del 1%).

5.10.2 Influencia de la masa retenida al cierre de la admisión sobre los resultados obtenidos

En las figuras 5.11 y 5.12 se puede apreciar las tasas de calor rechazado y la tasa de calor liberado en función de la variación en la masa retenida al cierre de la admisión. De estas figuras se puede apreciar una tendencia contraria a la evidenciada durante la variación de C_{W1} , y adicional a esto, la masa retenida al cierre de la admisión también genera cambios notorios tanto en la tasa de calor rechazado como en la tasa de liberación de calor (cambios cercanos al 100%).

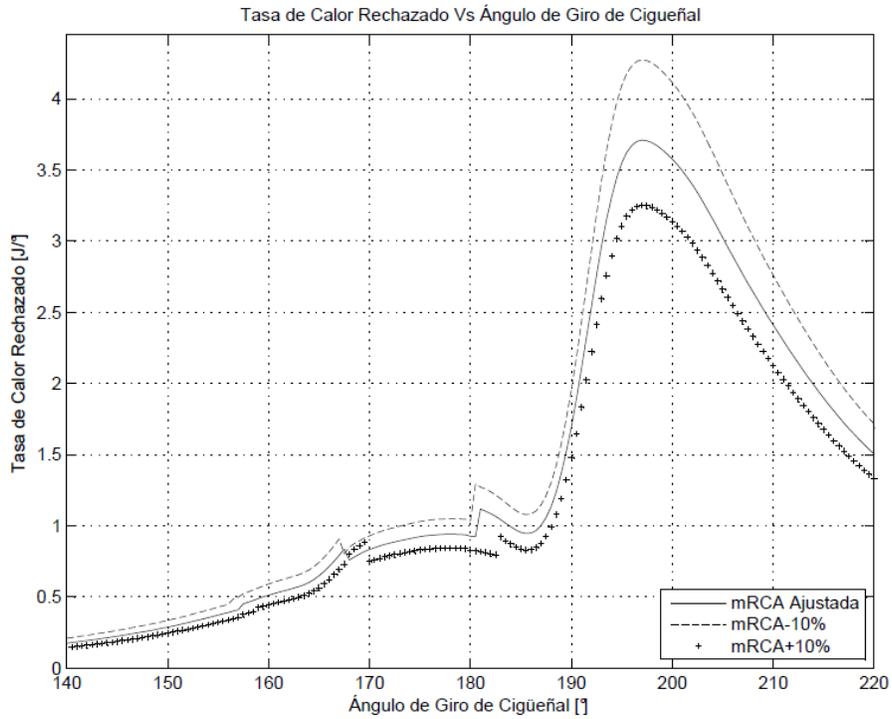


Figura 5.11 Tasa de calor rechazado durante el ciclo cerrado variando la masa al cierre de la admisión para modo 1700 rpm-110 Nm.

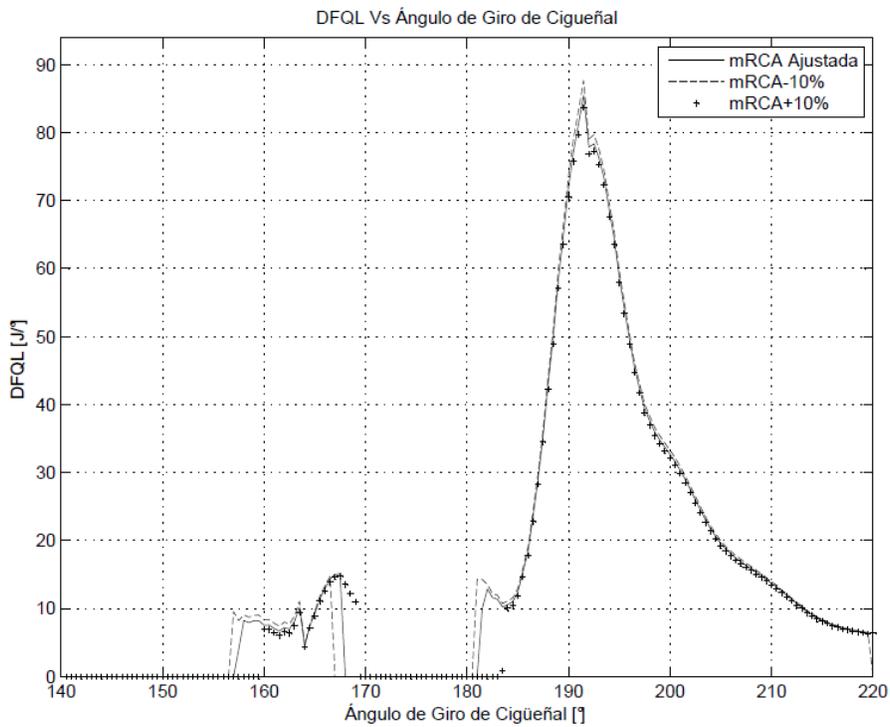


Figura 5.12 Tasa de calor liberado (DFQL) durante el ciclo cerrado variando la masa al cierre de la admisión para modo 1700 rpm-110 Nm.

El comportamiento descrito anteriormente se presenta debido a que existe un cambio en los desfases de inicio de combustión de las distintas inyecciones [5.14]. A pesar de esta diferencia, los valores máximos de la tasa de calor liberado en las inyecciones no se ven del todo afectados, lo cual concuerda con lo evidenciado por Martín [5.5].

5.10.3 Influencia de la relación de compresión sobre los resultados obtenidos

En las figuras 5.13 y 5.14 se puede apreciar las tasas de calor rechazado y la tasa de calor liberado en función de la variación relación de compresión. De estas figuras se puede apreciar una tendencia similar a la evidenciada durante la variación de la masa retenida al cierre de la admisión, ya que la relación de compresión también genera cambios evidentes en la tasa de calor rechazado.

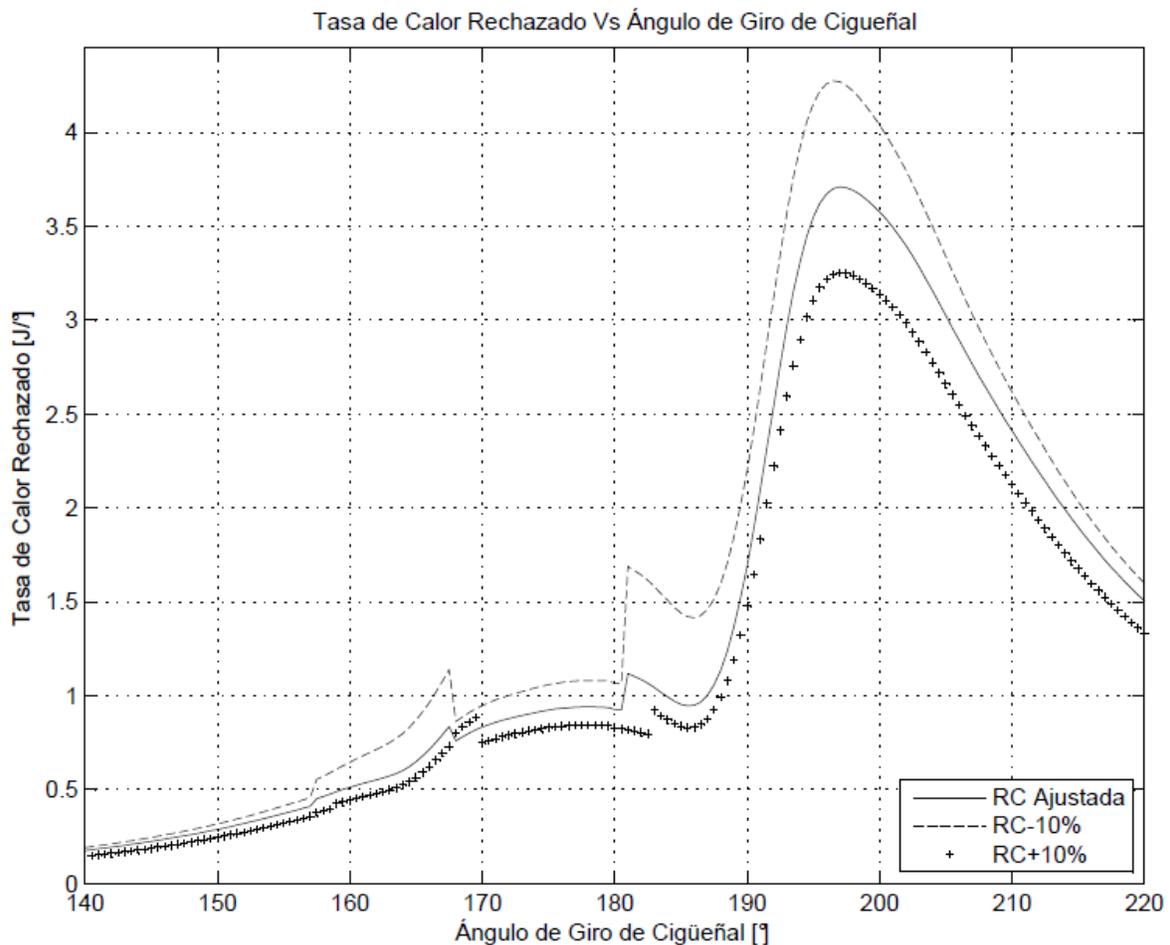


Figura 5.13 Tasa de calor rechazado durante el ciclo cerrado variando la relación de compresión para modo 1700 rpm-110 Nm.

De igual manera es evidente la influencia de la relación de compresión en la tasa de liberación de calor (cambios oscilan entre el 50 y 100% de variación). Este cambio se debe a que se cambia el valor estimado del volumen en la cámara de combustión, por lo tanto, se ven afectadas otras estimaciones, tales como la temperatura media en la cámara de combustión.

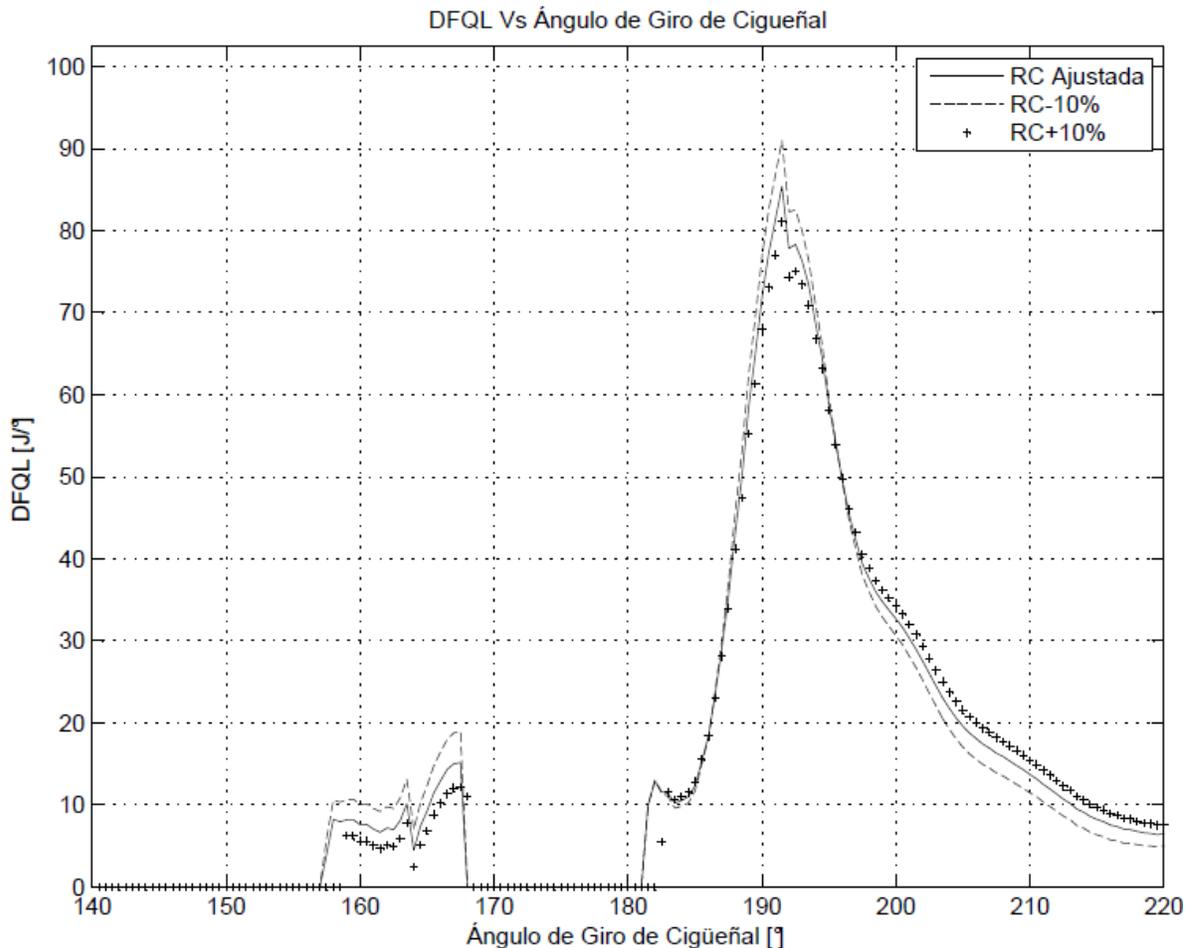


Figura 5.14 Tasa de calor liberado (DFQL) durante el ciclo cerrado variando la relación de compresión para modo 1700 rpm-110 Nm.

Estos resultados concuerdan por lo resaltado por Armas [5.3] respecto a las variaciones en la tasa de liberación de calor debido a cambios en la relación de compresión.

5.11 BIBLIOGRAFÍA

[5.1] F.Williams, "Combustion theory". The Benjamin/Cummings Publishing Co, 1985, pp. 408-410.

- [5.2] M. Lapuerta, R. Ballesteros y J. R. Agudelo, "Effect of the gas state equation on the thermodynamic diagnostic of diesel combustion". *Applied Thermal Engineering*, 26 (14), 2006, pp. 1492-1499.
- [5.3] O. Armas, "Diagnostico experimental del proceso de combustión en motores Diésel de inyección directa". Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Valencia, Dpto. de máquinas y motores térmicos, Valencia, 1998.
- [5.4] F. Payri, P. Olmeda, J. Martín y A. García, "A complete 0D thermodynamic predictive model for direct injection diesel engines". *Applied Energy*, 88, (12), 2011, pp. 4632-4641.
- [5.5] J. Martín, "Aportación al diagnóstico de la combustión en motores Diésel de inyección directa". Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Valencia, Dpto. de máquinas y motores térmicos, Valencia, 2007.
- [5.6] G. M. Faeth, "Spray combustion phenomena". *Symposium (International) on Combustion*, 26 (1), 1996, p. 1593–1612.
- [5.7] M. Lapuerta, O. Armas y J. J. Hernández, "Diagnosis of DI Diesel combustion from in-cylinder pressure signal by estimation of mean thermodynamic properties of the gas". *Applied Thermal Engineering*, 19 (5), 1999, pp. 513-529.
- [5.8] C. D. Rakopoulos, G. M. Kosmadakis y E. G. & Pariotis, "Critical evaluation of current heat transfer models used in CFD in-cylinder engine simulations and establishment of a comprehensive wall-function formulation". *Applied Energy*, 87 (5), 2010, p. 1612–1630.
- [5.9] F. Payri, A. Broatch, J. R. Serrano, L. F. Rodríguez y A. & Esmorís, "A study of the potential of intake air heating in automotive DI diesel engines". *SAE Technical Paper*, N° 2006-01-1233, 2006.
- [5.10] C. D. Rakopoulos, G. M. Kosmadakis, A. M. Dimaratos y E. G. Pariotis, "Investigating the effect of crevice flow on internal combustion engines using a new simple crevice model implemented in a CFD code". *Applied Energy*, 88 (1), 2011, pp. 111-126.
- [5.11] E. Abdi Aghdam y M. Kabir, "Validation of a blowby model using experimental results in motoring condition with the change of compression ratio and engine speed". *Experimental Thermal and Fluid Science*, 34 (2), 2010, pp. 197-209.
- [5.12] G. Hohenberg, "Definition und Eigenschaften des thermodynamischen Verlustwinkels von Kolbenmaschinen". *Automobil-Industrie*, 4, 1976, pp. 15-21.
- [5.13] V. Ganesan, "Computer Simulation of Compression-Ignition Engine Processes", Hyderabad: Universities Press (India) Private Limited, 2000.

- [5.14] S. A. Molina, "Estudio de la influencia de los parámetros de inyección y la recirculación de gases de escape sobre el proceso de combustión, las prestaciones y las emisiones de un motor Diésel de 1.8 litros de cilindrada". Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Valencia, Dpto. de máquinas y motores térmicos, Valencia, 2003.
- [5.15] I. Wiebe, "Halbempirische formel für die Verbrennungs-Geschwindigkeit. Verlag der akademie der Wissenschaften der UdSSR". SSR, Moscow, 1956.
- [5.16] N. Watson, A. Pilley y M. Marzouk, "A Combustion Correlation for Diesel Engine Simulation". SAE Technical Paper, (800029), 1980.
- [5.17] W. Annand, "Heat transfer in the cylinders of reciprocating internal combustion engines". P I Mech Eng, (177), 1963, p. 973–990.
- [5.18] G. Sitkei y G. V. Ramanaiah, "A rational approach for calculation of heat transfer in diesel engines". SAE Technical Paper (720027), 1972.
- [5.19] G. F. Hohenberg, "Advanced approaches for heat transfer calculations". SAE Technical paper, (790825), 1979.
- [5.20] J. Gatowski, E. Balles, K. Chun, F. Nelson, J. Ekchian y J. Heywood, "Heat release analysis of engine pressure data". SAE Technical paper, (841359), 1984.
- [5.21] G. Woschni, "A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine". SAE Technical paper, (670931), 1967.
- [5.22] G. Woschni, "Die Berechnung der Wandverluste und der thermischen Belastung der Bauteile von Dieselmotoren.". MTZ, vol. 31, nº 12, pp. 491-499, 1970.
- [5.23] J. Duarte, G. Amador, J. Garcia, A. Fontalvo, R. Padilla, M., Sanjuan, and A. G. Quiroga, "Auto-ignition control in turbocharged internal combustion engines operating with gaseous fuels". Energy, 71, 2014, pp. 137-147.
- [5.24] J. V. Pastor, "Movimiento del aire en motores Diésel de inyección directa". Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Valencia, Dpto. de máquinas y motores térmicos, Valencia, 1997.
- [5.25] O. Armas, S. Martínez-Martínez, C. Mata and C. Pacheco, "Alternative method for bulk modulus estimation of Diesel fuels". Fuel, 167, 2016, pp. 199-207.
- [5.26] F. Payri, J. M. Desantes y J. M. Corberán, "A quasi-steady model on gas exchange process, some results", de Motor Sympo'88, 1988.

[5.27] J. M. Luján, “Recirculación interna de gases de combustión en motores Diésel sobrealimentados”. Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Valencia, Dpto. de máquinas y motores térmicos, Valencia, 2006.

[5.28] F. Tinaut, “Contribución al estudio del proceso de combustión en motores de encendido por compresión de inyección directa”. Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Valencia, Dpto. de máquinas y motores térmicos, Valencia, 1986.

Capítulo 6

Modelado termodinámico predictivo

6.1 INTRODUCCIÓN

En el capítulo anterior se explicó que era necesario realizar una caracterización del funcionamiento del motor, con el fin de tener la capacidad de predecir de manera adecuada el funcionamiento del mismo. Al aplicar el modelado de diagnóstico se está ajustando el proceso de combustión a través de la ecuación de Wiebe y se complementa el ajuste con el procedimiento de arrastre, para ajustar el calor rechazado por las paredes de la cámara de combustión. Al tener ajustado el proceso de transferencia de calor y de combustión, es posible aplicar el modelado predictivo, de manera que se puedan predecir los parámetros operacionales del motor sin necesidad de realizar ensayos experimentales adicionales. Lo anterior permite una reducción sustancial de los costos de ensayo y desgaste del motor, a la vez que se puede establecer una función objetivo para optimizar el desempeño del motor. Hay una gran cantidad de sub-modelos que son comunes entre el modelo predictivo y de diagnóstico, por lo cual la descripción matemática del modelo es más compacta en el presente capítulo.

6.2 CONSIDERACIONES GENERALES DEL MODELO PREDICTIVO

Las consideraciones generales del modelo predictivo, son particularmente similares a las de un modelo de diagnóstico, tal y como fue enunciado en el documento de base teórica del modelo de diagnóstico. Esto se debe a que como describió Martín [6.1], estos modelos son un “espejo” el uno del otro. En lo que difieren únicamente es en los datos de entrada, tal y como se enuncia a continuación:

- Los datos de entrada se toman a partir de una previa caracterización del motor y de su respectivo proceso de diagnóstico de la combustión. En caso tal de que no se haga esto, el modelo a pesar de tener robustez, no será capaz de definir tendencias y el comportamiento termodinámico del motor, ya que no tendrá la información necesaria para tener una alta capacidad de predicción.

Las otras consideraciones son las mismas realizadas en la sección 5.2 del modelo de diagnóstico de la combustión. Cabe resaltar que como se dijo anteriormente los modelos y expresiones requeridas para el modelo de diagnóstico son esencialmente las mismas que se requieren para el modelo predictivo, debido a esto, en este capítulo solo se enunciarán expresiones que se presenten cambios significativos entre un modelo y el otro. Esto se detalla en la sección 6.3.

6.3 ESQUEMA DE CÁLCULO PARA EL MODELADO PREDICTIVO

6.3.1 Cambio de estados durante la compresión y expansión

Para el cálculo de la presión y temperatura en cámara a lo largo de estas dos etapas del ciclo cerrado, se proponen un grupo de correlaciones. Para la presión se tiene que [6.1]:

$$P = \frac{m_{cam} * R_{gas} * T}{V} \quad (6.1)$$

En el caso de la temperatura, se hace necesario un balance de energía de primera ley de la termodinámica, para obtener la tasa de cambio de la temperatura respecto al ángulo de giro del cigüeñal:

$$\frac{dT}{d\theta} = \frac{-P * \frac{dV}{d\theta} - \frac{dQ_r}{d\theta} - \frac{dm_{bb}}{d\theta} * R_{gas} * T}{m_{cam} * C_v} \quad (6.2)$$

La expresión para el cálculo de la temperatura en cámara sería la siguiente:

$$T_{(i)} = T_{(i-1)} + \frac{dT}{d\theta} * \Delta\theta \quad (6.3)$$

Tomando en cuenta que (6.2) requiere como entrada el cambio de la masa en cámara, se propone la siguiente relación, basada en un balance de masa [6.2]:

$$m_{cam (i)} = m_{cam (i-1)} - \frac{dm_{bb}}{d\theta} * \Delta\theta \quad (6.4)$$

6.3.2 Transferencia de calor durante la combustión

Para realizar el cálculo de transmisión de calor en la etapa del ciclo cerrado, se requiere de un balance de energía asociando las variables del proceso, tal y como lo detalla Payri [6.3] en su trabajo, en el cual se explica los cambios de estado durante la compresión y expansión, la presión y temperatura en cámara. Se tiene que:

$$\frac{dT}{d\theta} = \frac{m_{combtot} * LHV * DFQL_{Wiebe} - P * \frac{dV}{d\theta} - \frac{dQ_r}{d\theta} - \frac{dm_{bb}}{d\theta} * R_{gas} * T + \frac{dm_{fuel}}{d\theta} * (h_{fl(Tiny)} - u_f)}{m_{cam} * C_v} \quad (6.5)$$

donde:

$P * \frac{dV}{d\theta}$: Trabajo de frontera efectuado en la cámara de combustión.

$m_{cam} * C_v$: Cambio de energía interna de la cámara de combustión, en función de la temperatura.

$\frac{dQ_r}{d\theta}$: Calor rechazado por convección de la cámara de combustión.

$\frac{dm_{fuel}}{d\theta} * (h_{fl(Tiny)} - u_f)$: Energía asociada a la inyección del combustible y a la vaporización de este.

$\frac{dm_{bb}}{d\theta} * R_{gas} * T$: Trabajo de flujo asociado a las pérdidas que se dan por fugas en la cámara de combustión.

$m_{combtot} * LHV * DFQL_{Wiebe}$: Tasa liberación de calor respecto al ángulo de giro del cigüeñal durante la combustión.

$\frac{dT}{d\theta}$: Tasa de cambio de la temperatura respecto al ángulo de giro del cigüeñal.

Una vez calculada la tasa de cambio de la temperatura respecto al ángulo de giro, para hallar la presión y temperatura en cámara solo basta utilizar a (6.3) y (6.1), respectivamente.

En lo que respecta al término $DFQL_{Wiebe}$, no es más que la derivada de la ley de liberación de calor, esta última puede obtenerse de la siguiente expresión:

$$FQL = x = 1 - e^{-a * \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta_c}\right)^{m0+1}} \quad (6.6)$$

Esta ecuación representa la fracción de calor liberado durante la combustión en función del ángulo de giro del cigüeñal [6.4]. Esta ecuación es ajustada a través de los parámetros a y m para la correcta simulación de distintos tipos de motores, lo cual se logra con el modelado de diagnóstico.

Si se deriva (6.6) respecto al ángulo de giro del cigüeñal se obtiene la curva de la tasa de liberación de calor:

$$DFQL = \frac{dx}{d\theta} = \frac{a * (m0 + 1)}{\Delta\theta_c} * \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta_c}\right)^{m0} * e^{-a * \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta_c}\right)^{m0+1}} \quad (6.7)$$

Debido a que se modelará dos inyecciones en el motor que se está estudiando, se tienen las siguientes expresiones [6.3]:

$$FQL = x = b_0 \left(1 - e^{-a_0 * \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta_{c0}}\right)^{m0+1}}\right) + b_1 \left(1 - e^{-a_1 * \left(\frac{\theta - \theta_1}{\Delta\theta_{c1}}\right)^{m1+1}}\right) \quad (6.8)$$

$$DFQL = \frac{dx}{d\theta} = b_0 \left(\frac{a_0 * (m_0 + 1)}{\Delta\theta_{c0}} * \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta_{c0}} \right)^{m_0} * e^{-a * \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta_{c0}} \right)^{m_0 + 1}} \right) + b_1 \left(\frac{a_1 * (m_1 + 1)}{\Delta\theta_{c1}} * \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta_{c1}} \right)^{m_1} * e^{-a * \left(\frac{\theta - \theta_1}{\Delta\theta_{c1}} \right)^{m_1 + 1}} \right) \quad (6.9)$$

De esta forma, se estima de forma independiente cada inyección, donde cada una de estas está representada por una onda de Wiebe. Es importante recordar que los parámetros de entrada de este sub-modelo, son los resultados obtenidos del diagnóstico de la combustión.

6.4 ANÁLISIS DE SENSIBILIDAD

Al igual que para el modelo de diagnóstico, se presenta a continuación un análisis de sensibilidad para el modelo predictivo, con el fin de verificar la influencia de diferentes variables sobre los resultados obtenidos.

Se tomará como incertidumbre experimental la masa retenida al cierre de la admisión. De igual forma se comparte la incertidumbre en los parámetros estimados, el cual es la tasa de calor rechazado, específicamente el cambio dentro del parámetro C_{W1} , coeficiente fundamental a la hora del cálculo de esta estimación tanto para modelos de diagnóstico, como para modelos predictivos. Por último, se tiene la incertidumbre de la relación de compresión, debido al modelo de deformaciones y holguras desarrollado. Los rangos de cambio de las variables antes mencionadas serán del $\pm 10\%$, respectivamente.

6.4.1 Influencia del parámetro C_{W1} sobre los resultados obtenidos

En las figuras 6.1 y 6.2 se pueden apreciar las tasas de calor rechazado y presión en cámara para distintos valores de C_{W1} . De estas figuras se puede apreciar que a pesar de que se genera un cambio notorio en la tasa de calor rechazado dentro de la cámara de combustión (cambios de hasta el 27%), este no genera un cambio del todo evidente en la presión en cámara (cambios alrededor del 1%). Lo anterior está basado en el hecho de que para el análisis de incertidumbre se tiene ajustado el modelo de combustión (parámetros de Wiebe), en donde es mucho más preponderante el aporte de calor en la combustión que la pérdida de calor a las paredes de la cámara de combustión. Sobre el calor rechazado es evidente que tiene que presentarse una variación del calor rechazado como una función de la variación del C_{W1} , ya que este tiene una influencia directa sobre el coeficiente de película.

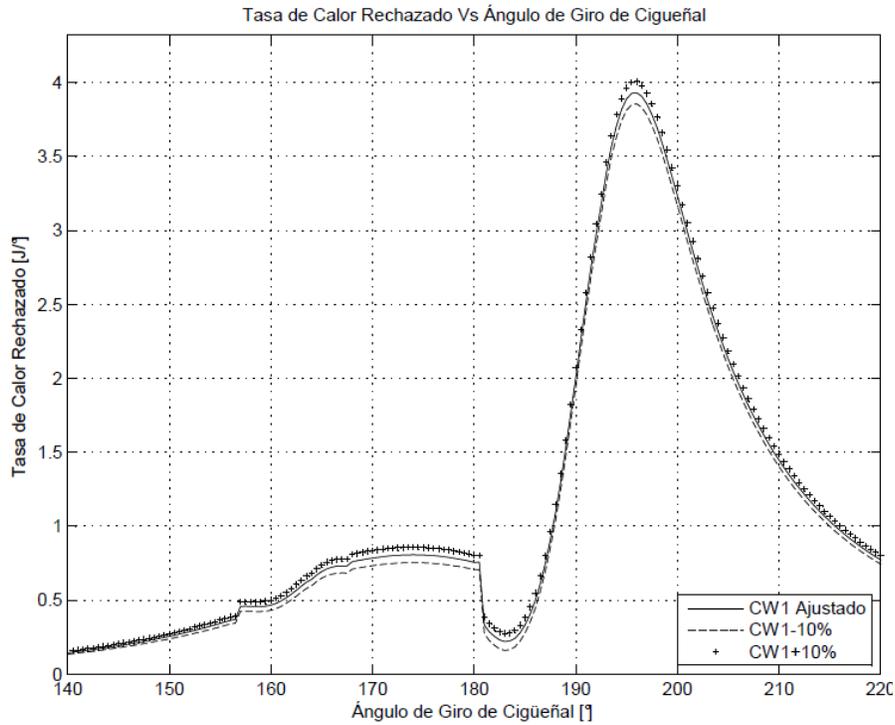


Figura 6.1 Tasa de calor rechazado durante el ciclo cerrado variando C_{W1} para modo 1700 rpm-110 Nm.

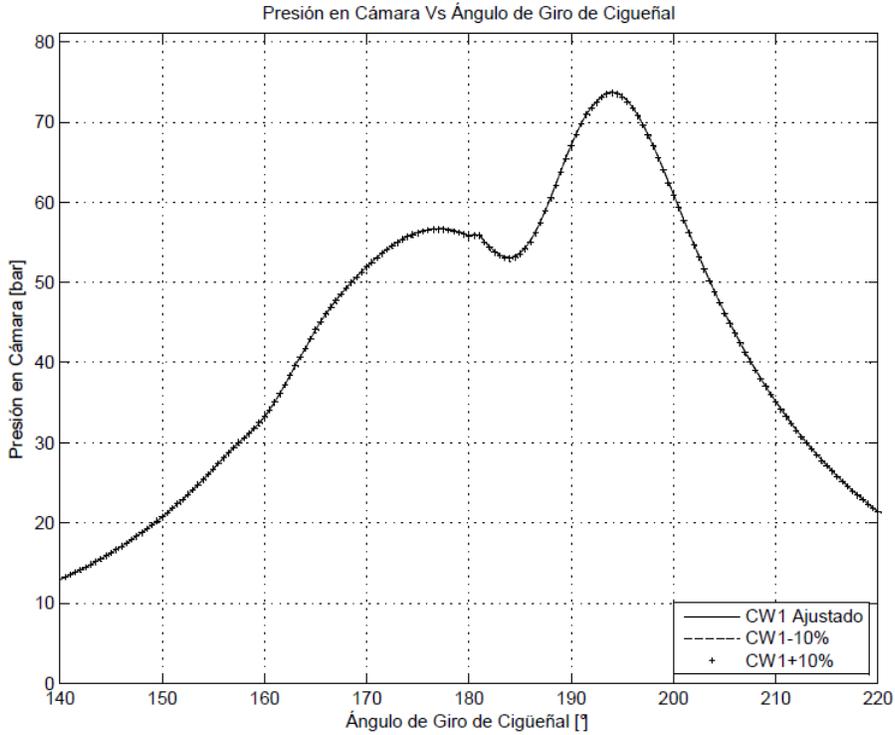


Figura 6.2 Presión en Cámara durante el ciclo cerrado variando C_{W1} para modo 1700 rpm-110 Nm.

6.4.2 Influencia de la masa retenida al cierre de la admisión sobre los resultados obtenidos

En las figuras 6.3 y 6.4 se pueden apreciar las tasas de calor rechazado y de presión en cámara en función de la variación en la masa retenida al cierre de la admisión. En la primera figura se puede apreciar una tendencia contraria a la evidenciada durante la variación de C_{W1} , ya que la masa retenida al cierre de la admisión también genera cambios notorios en la tasa de calor rechazado (cambios de hasta el 25%).

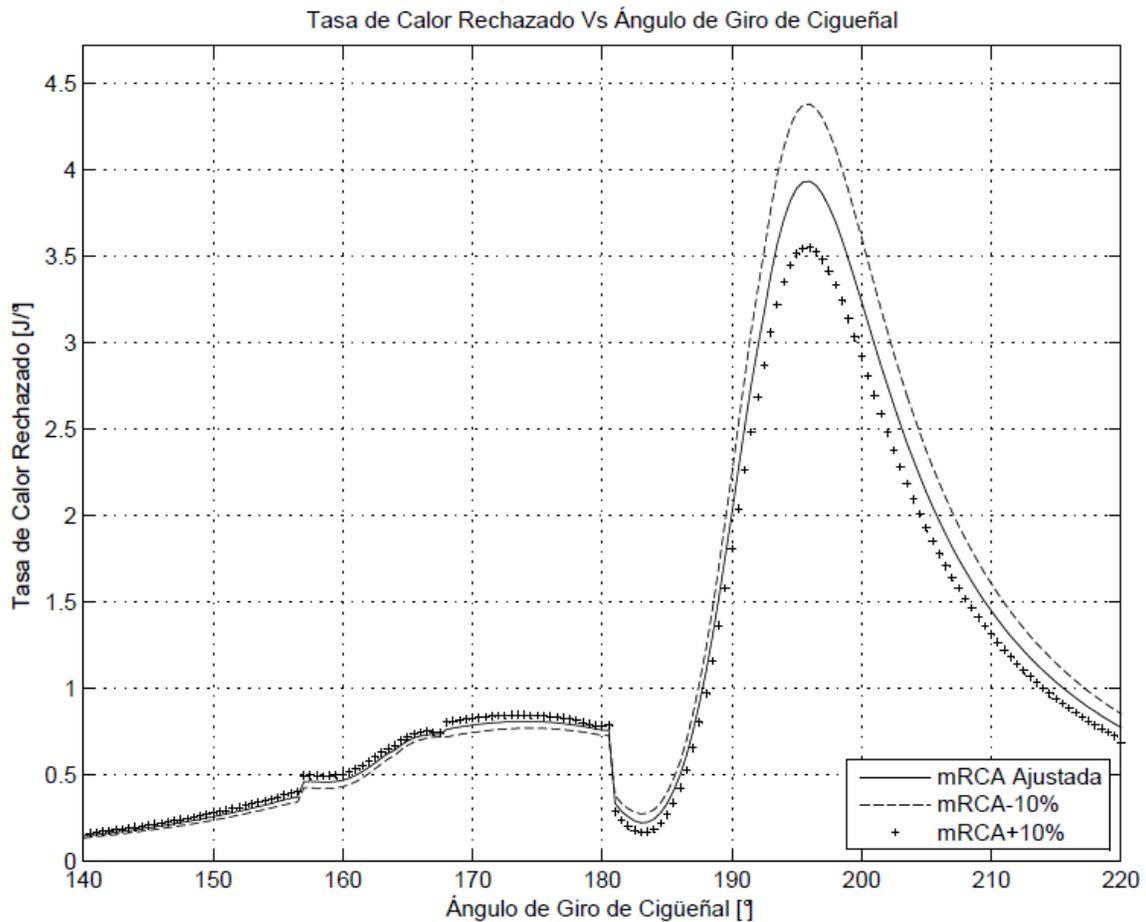


Figura 6.3 Tasa de calor rechazado durante el ciclo cerrado variando la masa al cierre de la admisión para modo 1700 rpm-110 Nm.

Un cambio evidente se observa en la figura 6.4 para la presión en cámara, cuyos cambios son cercanos al 12%. Esto se hace evidente si se revisa con detenimiento a (6.1), ya que indica una relación proporcional entre la masa y la presión en cámara, por lo tanto, si se produce una variación en la masa retenida al cierre de la admisión, se producirá un cambio notorio en la curva de presión en cámara.

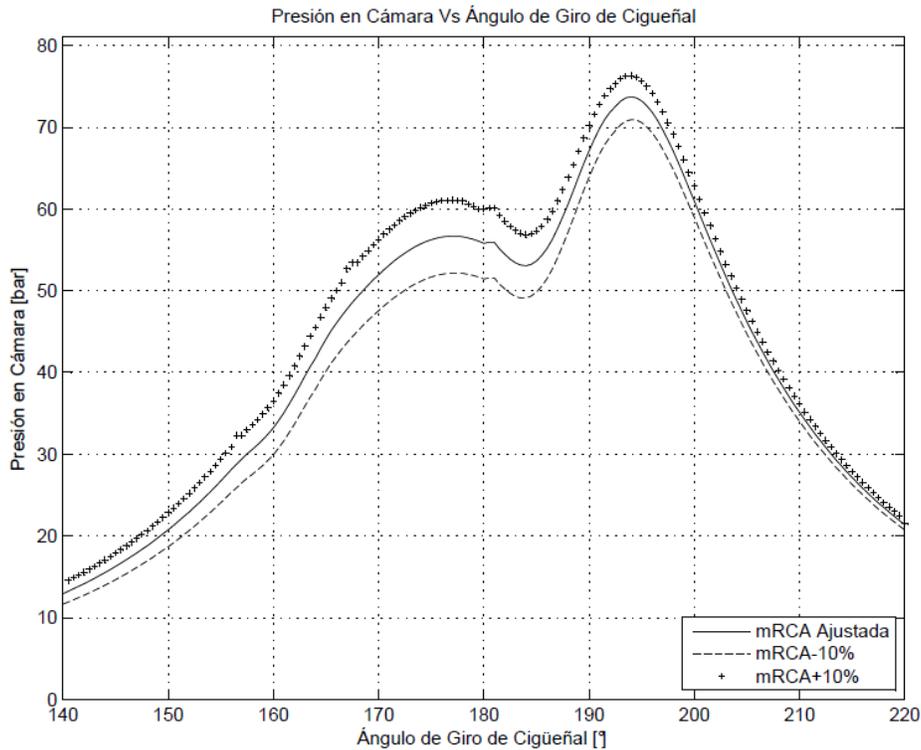


Figura 6.4 Presión en Cámara durante el ciclo cerrado variando la masa al cierre de la admisión para modo 1700 rpm-110 Nm.

6.4.3 Influencia de la relación de compresión sobre los resultados obtenidos

En las figuras 6.5 y 6.6 se puede apreciar las tasas de calor rechazado y la presión en cámara en función de la variación en la relación de compresión. De la figura 6.5 se puede apreciar que existe una tendencia similar a la evidenciada durante la variación de la masa retenida al cierre de la admisión, ya que al igual que este caso, la relación de compresión también genera cambios evidentes en la tasa de calor rechazado (cambios de hasta el 90%), debido al cambio en la integral de $P dV$. En la figura 6.6 se observa presión en cámara se observa un cambio evidente, del orden de hasta el 10%. Este cambio se debe a que se cambia el valor estimado del volumen en la cámara de combustión, y como se puede apreciar en (2.1), la presión y volumen en cámara poseen una relación inversamente proporcional, de esta forma si varía de alguna forma la estimación del volumen, se verá directamente afectada la estimación de la presión.

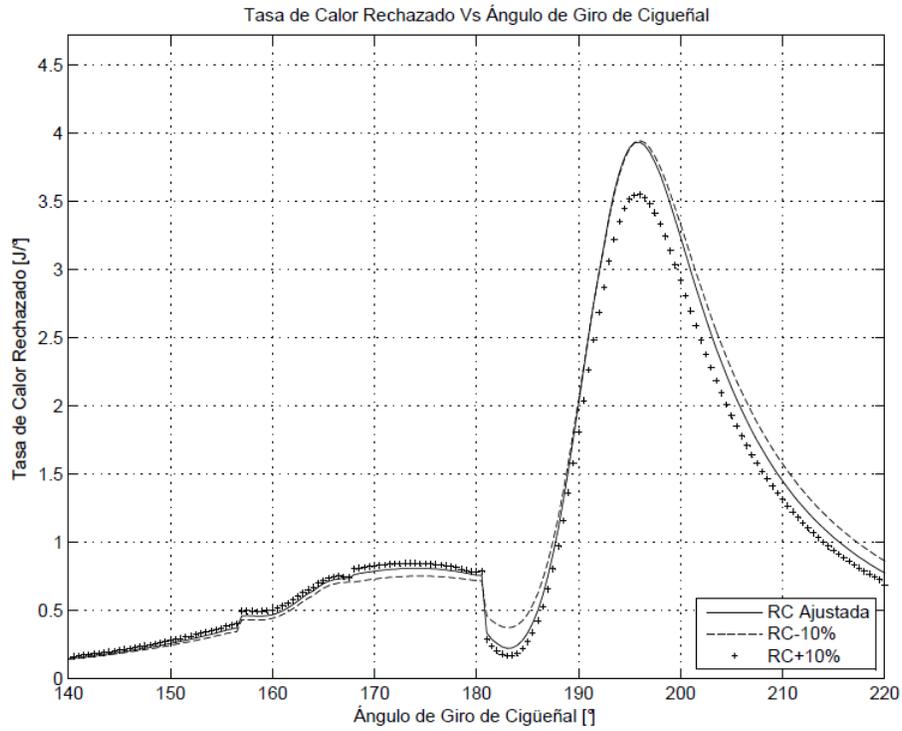


Figura 6.5 Tasa de calor rechazado durante el ciclo cerrado variando la relación de compresión para modo 1700 rpm-110 Nm.

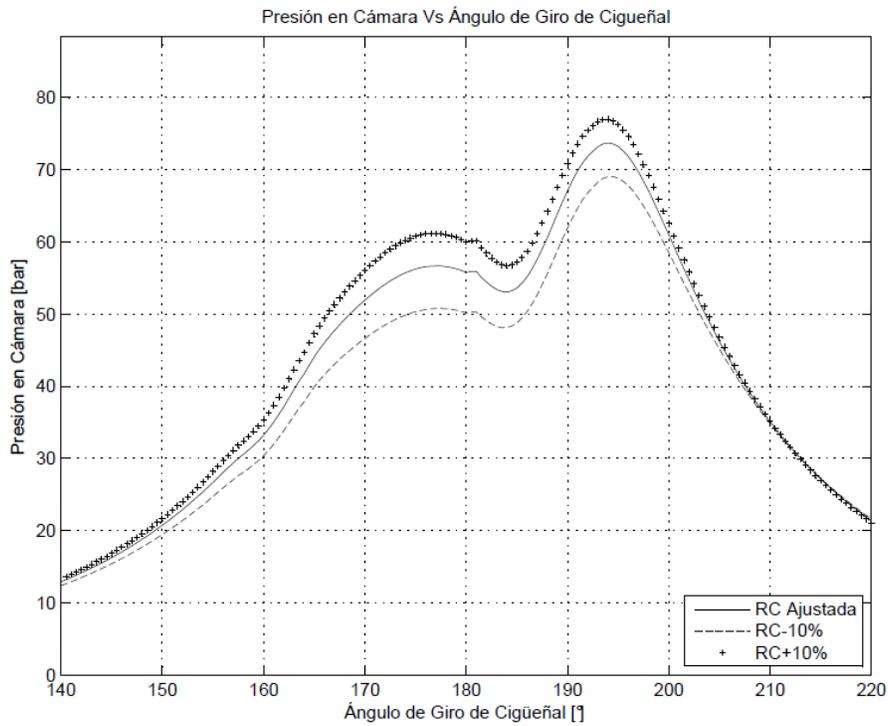


Figura 6.6 Presión en Cámara durante el ciclo cerrado variando la relación de compresión para modo 1700 rpm-110 Nm.

Se observa que el modelo predictivo propuesto posee una buena robustez, sustentada en los resultados del análisis de sensibilidad realizado en el presente capítulo. Se debe tener especial atención con el proceso de caracterización previa del motor, ya que como se evidenció en los análisis de sensibilidad, errores de variación de menos del 10% en algunas de las variables ajustadas (como lo son la masa al cierre de la admisión y la relación de compresión), podrían afectar considerablemente los resultados finales del modelo predictivo.

6.5 BIBLIOGRAFÍA

[6.1] J. Martín, “Aportación al diagnóstico de la combustión en motores Diésel de inyección directa”. Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Valencia, Dpto. de máquinas y motores térmicos, Valencia, 2007.

[6.2] S. A. Molina, “Estudio de la influencia de los parámetros de inyección y la recirculación de gases de escape sobre el proceso de combustión, las prestaciones y las emisiones de un motor Diésel de 1.8 litros de cilindrada”. Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Valencia, Dpto. de máquinas y motores térmicos, Valencia, 2003.

[6.3] F. Payri, P. Olmeda, J. Martín y A. García, “A complete 0D thermodynamic predictive model for direct injection diesel engines”. *Applied Energy*, 88 (12), 2011, pp. 4632-4641.

[6.4] I. Wiebe, “Halbempirische formel fur die Verbrennungs-Geschwindigkeit. Verlag der akademie der Wissenschaften der Vd”. SSR, Moscow, 1956.

Capítulo 7

Resultados

7.1 INTRODUCCIÓN

En este capítulo se presentarán y describirán los resultados obtenidos de las herramientas desarrolladas a partir del modelo de diagnóstico, el modelo predictivo, el sub-modelo de inyección y el modelo de deformaciones – holguras. A su vez estos resultados serán comparados con resultados experimentales, para de este modo obtener un comparativo claro y validar la robustez de los modelos propuestos. Cabe resaltar que en los casos en los cuales no fue posible una recolección de resultados experimentales se realizaron comparativos con la herramienta CALMEC, debido a su robustez y precisión sustentada por su continuo uso a lo largo de los años [7.1] [7.2] [7.3]. Se hace necesario el hacer notar el hecho de que estos resultados fueron obtenidos en base al motor descrito en el capítulo 3, por lo tanto los resultados de los modelos obtenidos, serán aplicables solo para el motor en cuestión.

7.2 SELECCIÓN DE MODOS DE ENSAYOS UTILIZADO EN VALIDACIÓN EXPERIMENTAL

La prueba de homologación en materia de emisiones contaminantes (Reglamento 715/2007 [7.4]) y desempeño de motores en vehículos ligeros, vigente en el territorio de la Unión Europea, se lleva a cabo realizando un ciclo transitorio definido en el Reglamento N° 83 de la Comisión Económica de las Naciones Unidas para Europa [7.5] por el que se modifica la Directiva 70/220/CEE. Éste se compone de un ciclo que simulan la conducción urbana (UDC, *Urban Driving Cycle*) y un ciclo extraurbano (EUDC, *Extra Urban Driving Cycle*), cuya secuencia se ilustra en la figura 7.1.

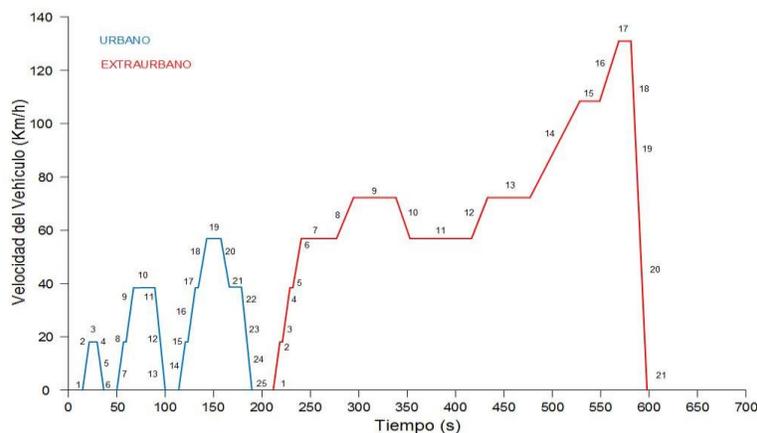


Figura 7.1 Ciclo de conducción para homologación en la Unión Europea.

En la tabla 7.1 se puede observar que el ciclo urbano está formado por 25 secuencias y el extraurbano por otras 21, todas ellas definidas por una velocidad inicial y final, una marcha engranada y una duración temporal [7.6].

Tabla 7.1 Secuencias de ciclo de conducción para homologación en la Unión Europea. Adaptado de [7.6].

Secuencias del ciclo urbano							Secuencias del ciclo extraurbano						
Secuencia	Condiciones de operación	Marcha	V _{inicial} (km/h)	V _{final} (km/h)	Aceleración (m/s ²)	Duración (s)	Secuencia	Condiciones de operación	Marcha	V _{inicial} (km/h)	V _{final} (km/h)	Aceleración (m/s ²)	Duración (s)
U1	Ralentí		0	0	0	11	E1	Ralentí		0	0	0	20
U2	Aceleración	1	0	15	1.04	4	E2	Aceleración	1	0	15	0.83	5
U3	Velocidad constante	1	15	15	0	9	E3	Cambio de velocidad		15	15		
U4	Deceleración	1	15	10	-0.69	2	E4	Aceleración	2	15	35	0.62	9
U5	Deceleración motor desembragado		10	0	-0.92	3	E5	Cambio de velocidad		35	35		2
U6	Ralentí		0	0	0	21	E6	Aceleración	3	35	50	0.52	8
U7	Aceleración	1	0	15	0.83	5	E7	Cambio de velocidad		50	50		2
U8	Cambio de velocidad		15	15		2	E8	Aceleración	4	50	70	0.43	13
U9	Aceleración	2	15	32	0.94	5	E9	Velocidad constante	5	70	70	0	50
U10	Velocidad constante	2	32	32	0	24	E10	Deceleración	4	70	50	-0.69	8
U11	Deceleración	2	32	10	-0.75	8	E11	Velocidad constante	4	50	50	0	69
U12	Deceleración motor desembragado		10	0	-0.92	3	E12	Aceleración	4	50	70	0.43	13
U13	Ralentí		0	0	0	21	E13	Velocidad constante	5	70	70	0	50
U14	Aceleración	1	0	15	0.83	5	E14	Aceleración	5	70	100	0.24	35
U15	Cambio de velocidad		15	15		2	E15	Velocidad constante	5	100	100	0	30
U16	Aceleración	2	15	35	0.62	9	E16	Aceleración	5	100	120	0.28	20
U17	Cambio de velocidad		35	35		2	E17	Velocidad constante	5	120	120	0	10
U18	Aceleración	3	35	50	0.52	8	E18	Deceleración	4	120	80	-0.69	16
U19	Velocidad constante	3	50	50	0	12	E19	Deceleración	3	80	50	-1.04	8
U20	Deceleración	3	50	35	-0.52	8	E20	Deceleración motor desembragado	2	50	0	-1.39	10
U21	Velocidad constante	3	35	35	0	13	E21	Ralentí		0	0	0	20
U22	Cambio de velocidad		35	35		2							
U23	Deceleración	2	35	10	-0.99	7							
U24	Deceleración motor desembragado		10	0	-0.92	3							
U25	Ralentí		0	0	0	7							

El ciclo de homologación ha sido diseñado para ejecutarse en un banco de rodillos para vehículo completo. Por ello, las consignas están definidas para variables típicas de vehículo: velocidad del vehículo, marcha engranada y tiempo de cada secuencia. Sin embargo, si no se cuenta con un banco de rodillo, Gómez [7.7] expone una metodología en donde el ensayo del ciclo de homologación europeo NEDC se podía llevar a cabo en el banco de ensayos de motor estacionario, teniendo en cuenta las ecuaciones de dinámica longitudinal del vehículo.

Gómez [7.7] realizó la evaluación del ciclo de homologación europeo NEDC en banco motor por medio de un procediendo *off-line* de traducción de las consignas del ciclo a consigna instantáneas de régimen de giro y par efectivo. Este procedimiento permite determinar las consignas de régimen de giro y par efectivo que debe desarrollar el motor instante a instante de una manera equivalente a como lo haría instalado en el vehículo.

Con las ecuaciones de dinámica longitudinal del vehículo se obtienen los valores de régimen y par equivalentes de cada una de esas secuencias. Para trasladar el carácter dinámico del ciclo, la duración de los intervalos de traducción se ha de elegir del menor tamaño posible que permita su ejecución en el banco motor. En este caso, la duración del intervalo de traducción se eligió de 0.5 segundos, y

adicional a esto, se tomó que durante los cambios de marcha se dan condiciones de ralentí, así como durante las deceleraciones [7.7].

Tomando en cuenta lo anterior, se obtiene 18 modos de operación estacionarios que son equivalentes al ciclo transitorio de homologación [7.7]

Tabla 7.2 Modos estacionarios equivalentes a las secuencias del ciclo transitorio de homologación. Adaptado de [7.7].

Nº secuencia	n (rpm)	M (Nm)	N (kW)	PME (bar)	Marcha	Duración secuencia (s)	Duración (%)
Ralentí						280	28.93
U2	867	56	5.07	3.21	1	16	1.65
U3	1734	4	0.72	0.23	1	32	3.31
E3	997	7	0.72	0.40	2	2	0.21
U7 – U14 – E2	867	45	4.12	2.61	1	45	4.65
U9	1561	79	12.99	4.57	2	20	2.07
U10	2126	8	1.85	0.48	2	96	9.92
U16 – E4	1661	55	9.58	3.17	2	45	4.65
U18 – E6	1743	77	14.09	4.44	3	40	4.13
U19	2051	18	3.80	1.02	3	48	4.96
U21 – E5	1436	14	2.11	0.81	3	52	5.37
E7 – E11	1410	26	3.80	1.48	4	71	7.33
E8 – E12	1692	102	18.11	5.88	4	26	2.69
E9 – E13	1526	46	7.40	2.66	5	100	10.33
E14	1853	110	21.44	6.36	5	35	3.62
E15	2180	74	16.88	4.25	5	30	3.10
E16	2398	145	36.53	8.37	5	20	2.07
E17	2616	98	26.79	5.63	5	10	1.03

En la figura 7.2 se ilustran los puntos de operación y la curva de torque que entrega el motor YD22 en estudio.

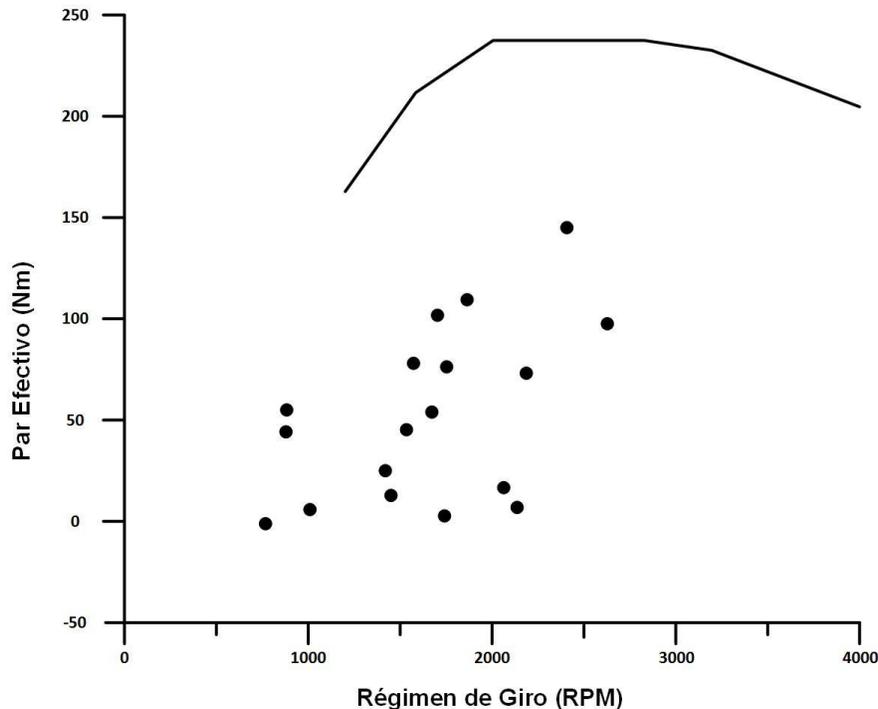


Figura 7.2 Puntos de operación modos estacionarios equivalentes. Adaptado de [7.6].

Con el fin de optimizar el número de ensayos utilizados en la validación experimental, es necesario ubicar un método de agrupamiento que asocie un patrón a un agrupamiento siguiendo algún criterio de similaridad. Estas medidas de similaridad deben ser aplicables entre pares de agrupamientos. Generalmente, como medidas de similaridad se emplean métricas de distancia. Algunas de las más habituales son la distancia euclídea, la distancia euclídea normalizada, la distancia euclídea ponderada y la distancia de Mahalanobis.

Tomando en cuenta lo anterior, se diseñó y aplico el algoritmo de clusterización ilustrado abajo, el cual permite definir nueve modos de operación, que representan significativamente estadísticamente hablando a los 18 modos estacionarios de la figura 7.2.

```

clc
clear all
X=[entrada de valores modo estacionario];
X(:,1)=X(:,1);
c_x=80;% %rpm
c_y=20;% %par
X(:,3)=sqrt((c_x-X(:,1)).^2+(c_y-X(:,2)).^2);
X=sortrows(X,3);
i=1;
for np=18:-1:2
    opts = statset('Display','final');

```

```

[Idx,C] =
kmeans(X(1:np,1:2),1);%,'Distance','cityblock','Replicates',5,'Options','o
pts);
Cent(i,:)=C;
i=i+1;
end
np=(18:-1:2)';
d_Cent=sqrt((Cent(:,1)-c_x).^2+(Cent(:,2)-c_y).^2);
Cent=[Cent d_Cent np];
Cent=sortrows(Cent,3);
Grupo=[X(1:Cent(1,4),1) X(1:Cent(1,4),2)];
figure(1)
plot(X(:,1),X(:,2),'.b',Grupo(:,1),Grupo(:,2),'Og',Cent(1,1),Cent(1,2),'*
r');
legend('Modos','Modos dentro de Cluster','Centroide')

```

El resultado del proceso de clusterización, permite agrupar los modos de ensayo de la siguiente manera:

Tabla 7.3 Resultados de modos utilizando agrupamiento por cluster.

Torque (Nm)	10	60	110
RPM	1000	1700	2400

Modos		
1000/10	1000/60	1000/110
1700/10	1700/60	1700/110
2400/10	2400/60	2400/110

El modo 1000/110 (resaltado en el círculo rojo) ilustrado en la figura 7.3 no es resultado del análisis de clustering. Este punto fue tomado con el fin de definir una zona rectangular de prueba, dentro de la curva de operación del motor. Para constatar si el motor podría conseguir este modo de operación, se realizó la prueba en el dinamómetro para el motor en estudio, y se verificó que efectivamente se alcanza ese punto de operación.

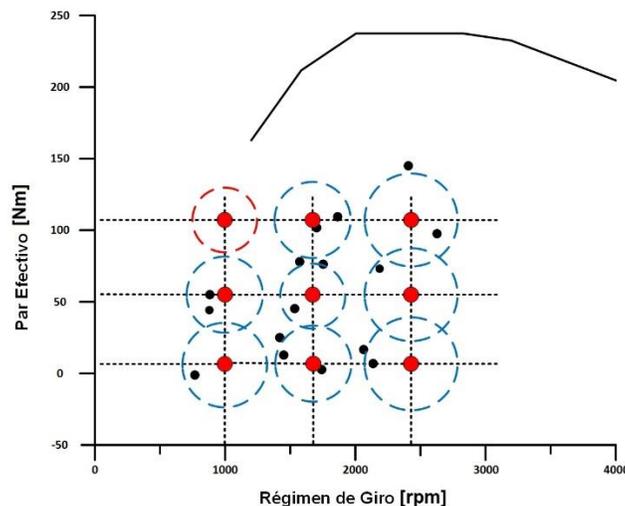


Figura 7.3 Puntos de operación para validación experimental.

7.3 CARACTERIZACIÓN DEL MOTOR UTILIZADO EN VALIDACIÓN EXPERIMENTAL

7.3.1 Definición de las variables medias de ensayo

El motor en el que se han llevado a cabo los ensayos tanto de combustión como de arrastre es el Nissan YD22 descrito en el capítulo 3, que también fue usado para el estudio de sensibilidad de los modelos de diagnóstico y predictivo. En lo que respecta al arrastre se realizaron tres ensayos a distintas velocidades de giro, 1000, 1700 y 2400 rpm. A continuación se muestran las variables medias más relevantes obtenidas de estos ensayos:

Tabla 7.4 Variables medias para ensayo de arrastre a 1000 rpm

ENSAYO 1000 RPM	
VARIABLE	VALOR
VELOCIDAD DE GIRO (RPM)	994.3207
PRESIÓN MEDIA EN EL MÚLTIPLE DE ADMISIÓN (bar)	0.9962
PRESIÓN MEDIA EN EL MÚLTIPLE DE ESCAPE (bar)	1.1728
TEMPERATURA MEDIA DE ADMISIÓN (°C)	66.9346
TEMPERATURA MEDIA DE ESCAPE (°C)	102.7267
TEMPERATURA DEL REFRIGERANTE A LA ENTRADA DEL MOTOR (°C)	90.50729
PRESIÓN AMBIENTE (kPa)	95.92504
TEMPERATURA AMBIENTE (°C)	41.0283
FLUJO MÁSCO PROMEDIO DE AIRE (g/s)	18.272
FLUJO MÁSCO PROMEDIO DE COMBUSTIBLE (g/s)	0
FLUJO MÁSCO PROMEDIO DE EGR (g/s)	2.1184

Tabla 7.5 Variables medias para ensayo de arrastre a 1700 rpm

ENSAYO 1700 RPM	
VARIABLE	VALOR
VELOCIDAD DE GIRO (RPM)	1690.87
PRESIÓN MEDIA EN EL MÚLTIPLE DE ADMISIÓN (bar)	1.0575
PRESIÓN MEDIA EN EL MÚLTIPLE DE ESCAPE (bar)	1.2976
TEMPERATURA MEDIA DE ADMISIÓN (°C)	78.9123
TEMPERATURA MEDIA DE ESCAPE (°C)	140.7237
TEMPERATURA DEL REFRIGERANTE A LA ENTRADA DEL MOTOR (°C)	88.1213
PRESIÓN AMBIENTE (kPa)	95.9291
TEMPERATURA AMBIENTE (°C)	38.2767
FLUJO MÁSCO PROMEDIO DE AIRE (g/s)	25.8643
FLUJO MÁSCO PROMEDIO DE COMBUSTIBLE (g/s)	0.0000
FLUJO MÁSCO PROMEDIO DE EGR (g/s)	2.2277

Tabla 7.6 Variables medias para ensayo de arrastre a 2400 rpm

ENSAYO 2400 RPM	
VARIABLE	VALOR
VELOCIDAD DE GIRO (RPM)	2387.91
PRESIÓN MEDIA EN EL MÚLTIPLE DE ADMISIÓN (bar)	1.06
PRESIÓN MEDIA EN EL MÚLTIPLE DE ESCAPE (bar)	1.43
TEMPERATURA MEDIA DE ADMISIÓN (°C)	82.66
TEMPERATURA MEDIA DE ESCAPE (°C)	102.72
TEMPERATURA DEL REFRIGERANTE A LA ENTRADA DEL MOTOR (°C)	88.41
PRESIÓN AMBIENTE (kPa)	95.92
TEMPERATURA AMBIENTE (°C)	45.82
FLUJO MÁSICO PROMEDIO DE AIRE (g/s)	32.14
FLUJO MÁSICO PROMEDIO DE COMBUSTIBLE (g/s)	0.00
FLUJO MÁSICO PROMEDIO DE EGR (g/s)	6.0801

Se realizaron los ensayos de arrastre a estas velocidades, debido a que los ensayos de combustión fueron hechos en estas velocidades pero a distintas cargas, y con esto se caracteriza de manera adecuada la tasa de calor rechazada.

7.3.2 Ajuste de modelo de deformaciones y holguras

Para el ajuste del modelo de deformaciones se tienen dos opciones. La primera es ajustar el coeficiente de deformaciones medias, y a su vez ajustar la relación de compresión. Para ello primeramente se les da un valor a K_{def} (coeficiente de deformaciones medias) y a r (relación de compresión), estas se reemplazan en (4.64) para así obtener el volumen en cámara:

$$V = \frac{\pi D^2}{4} * \left\{ \frac{S}{(r_c - 1)} + R \left(\frac{\lambda}{4} (1 - \cos(2\theta)) + (1 - \cos(\theta)) \right) + \frac{K_{def}}{E_{acero} * A_{caña}} * L_b \right. \\ \left. * [F_p + m_i * a] + \sum_{i=1}^j -e_i * \sin(\gamma_i) \right\} \quad (4.64)$$

Seguidamente se calcula la temperatura y masa de combustión en cámara durante el arrastre utilizando los conceptos explicados en el capítulo de diagnóstico de la combustión.

Teniendo ya la temperatura, el volumen y la masa en cámara durante el ciclo, se procede con el ajuste el modelo de transferencia de calor, lo cual se describe detalladamente en la siguiente sección. Si los resultados de ajuste de transferencia de calor difieren en gran medida de los valores definidos por la tasa de calor rechazado por coeficiente politrópico, se ajusta nuevamente el valor de K_{def} hasta que se alcanza la convergencia.

Este método como se puede apreciar, podría traer como resultado que el ajuste a los modelos de deformación y transferencia de calor sea iterativo, por lo que se hace complejo. Para evitar la problemática antes mencionada se tiene una segunda opción, que es la de ajustar el coeficiente K_{def} a través de software ANSYS®, de esta forma se obtiene de manera directa el coeficiente K_{def} y a su vez se ahorra recursos de computo a la hora de la ejecución del modelo de diagnóstico. Para esta caracterización se tomaron en cuenta las consideraciones expuestas en la sección 4.6. Con el fin de verificar que los resultados obtenidos en la simulación fueran consistentes con los obtenidos en la simulación, se realizó una validación en la máquina de ensayo universal, la cual se ilustra en la figura 7.4.

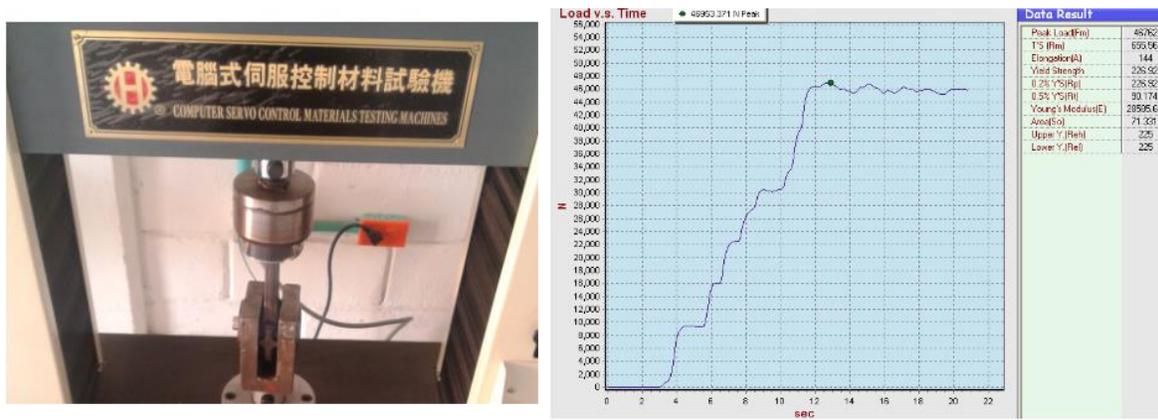


Figura 7.4 Validación de la metodología de caracterización del coeficiente K_{def} con ANSYS® en máquina de ensayo universal.

De esta caracterización se obtuvieron los datos ilustrados en la tabla 7.7, en donde se comparan los resultados obtenidos en la máquina de ensayo universal con los resultados de la simulación en ANSYS®.

Tabla 7.7 Comparativo resultados simulación de ANSYS® con datos obtenidos en la máquina de ensayo universal

Resultados máquina de ensayo universal		
Ensayo	Fuerza [N]	Deformación [mm]
PMS – Compresión	46953.3	0.0539
PMS - Escape	5761.8	0.0166
Resultados simulación en ANSYS®		
Ensayo	Fuerza [N]	Deformación [mm]
PMS – Compresión	45747.7	0.0789
PMS - Escape	5378.1	0.0207

Con lo anterior se valida que los resultados obtenidos de la simulación son consistentes con los datos experimentales. Las variaciones presentadas pueden atribuirse a los cambios de la geometría simulada en ANSYS®, con respecto a la geometría real de los elementos, y que afecta los valores de deformación obtenidos. De igual manera, se tiene una incertidumbre en los materiales exactos de los elementos del tren de potencia, con respecto a los simulados. Aun así, se puede verificar que el error en la predicción no supera el 2 %.

Con el fin de caracterizar el K_{def} con el fichero de deformaciones obtenido en ANSYS® y la variación de la altura libre debido a las holguras, se diseñó la herramienta, la cual con los datos de entrada especificados en la sección 4.6, permite estimar el cambio de volumen por la fuerza debida a la presión, por las fuerzas inerciales y por las holguras. A continuación se muestran los resultados de dicho modelo ajustado, para cada uno de los modos de arrastre.

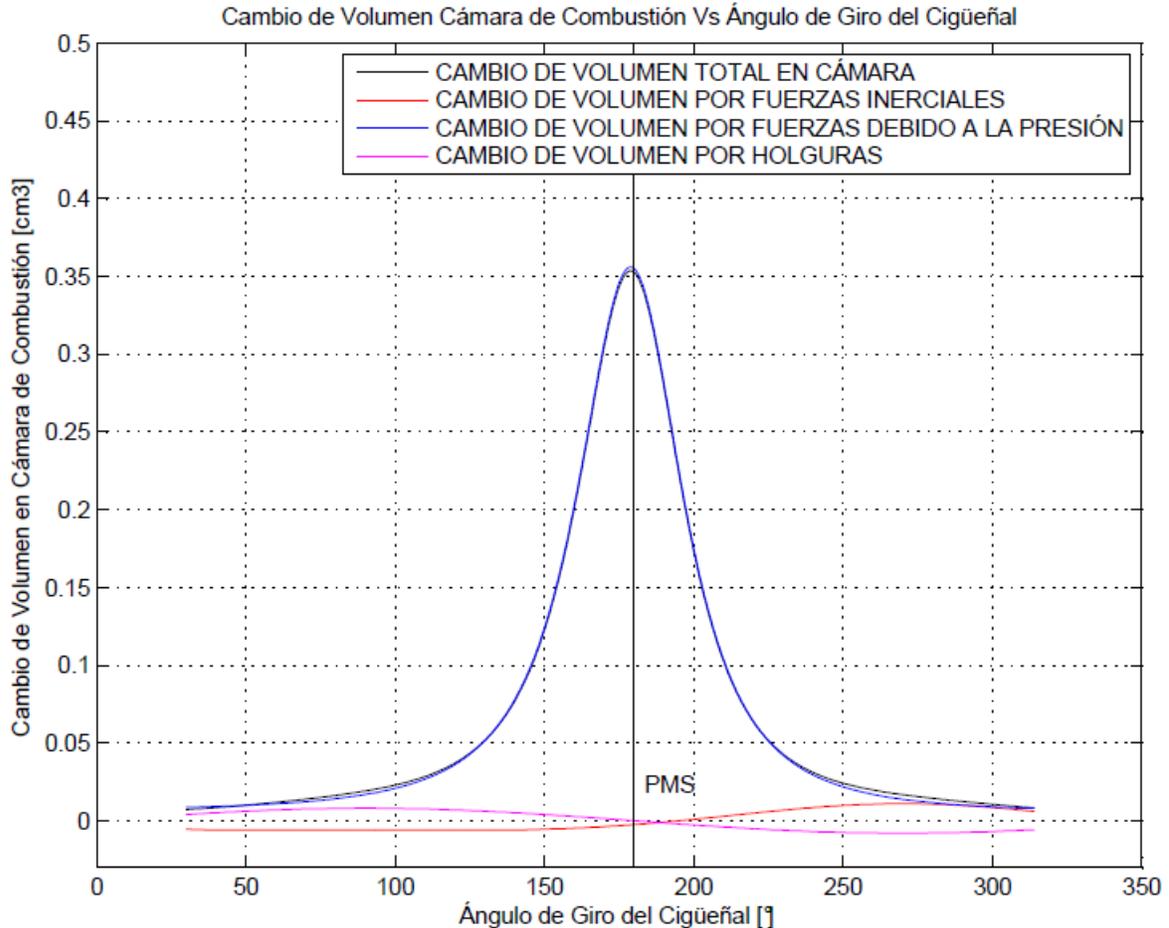


Figura 7.5 Cambio de volumen por deformaciones para el ensayo de arrastre de 1000 rpm.

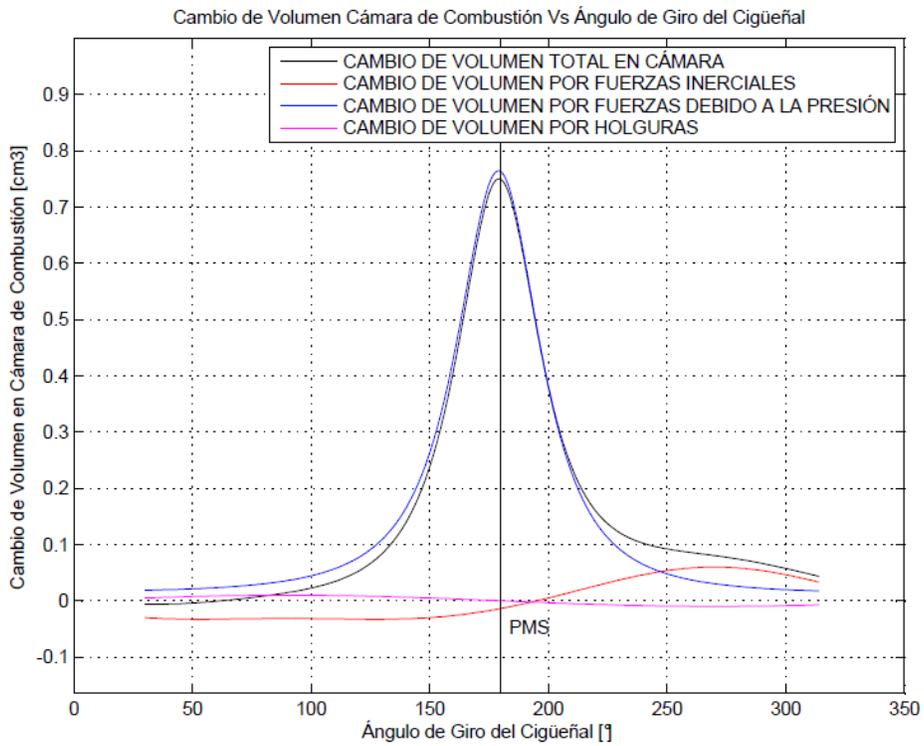


Figura 7.6 Cambio de volumen por deformaciones para el ensayo de arrastre de 1700 rpm.

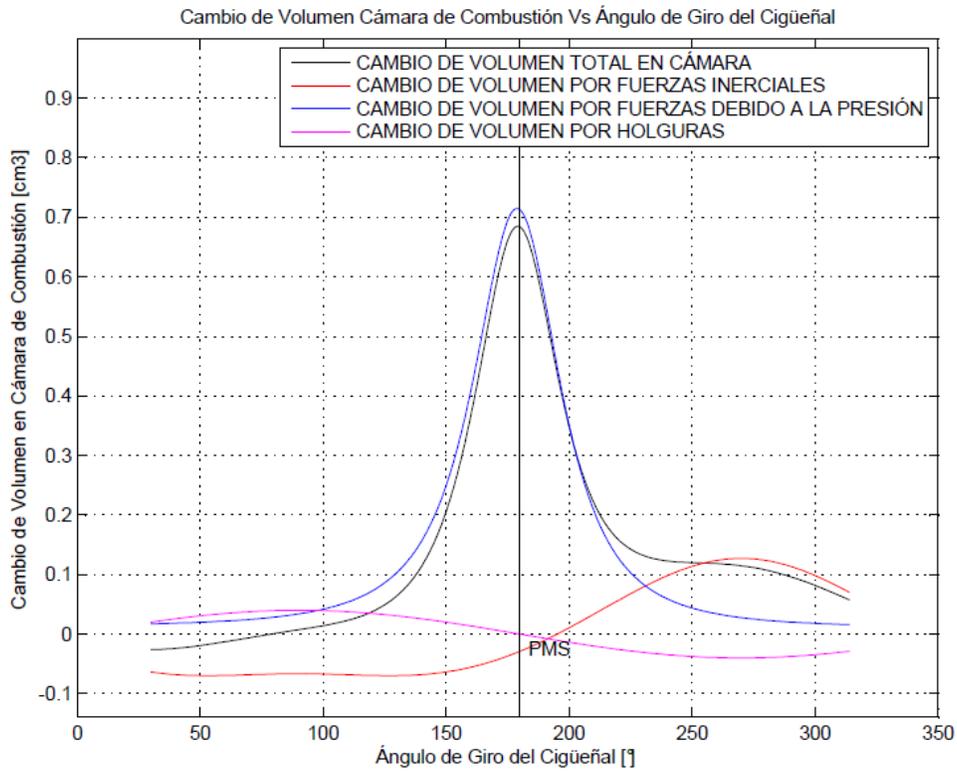


Figura 7.7 Cambio de volumen por deformaciones para el ensayo de arrastre de 2400 rpm.

Los resultados obtenidos anteriormente permiten cuál es la variación de volumen debido a deformaciones y holguras, lo que permite estimar mejor los parámetros del motor que son influenciados directamente por el volumen.

7.3.3 Ajuste de presión de referencia

Otro ajuste necesario en el diagnóstico de la combustión son los que se realizan a la señal de presión previamente filtrada. Esto se hace con el fin de mejorar la precisión del modelo de transferencia de calor, ya que autores como Armas [7.1] identificaron que variaciones en esta señal pueden afectar de forma significativa el diagnóstico de combustión.

El primer ajuste es el ajuste de referencia. En este ajuste se iguala la presión en el punto muerto inferior (PMI) a la presión media del múltiple de admisión. Dicho de otra forma se realiza un ajuste vertical de la señal de presión. Cabe resaltar que este ajuste deja intacta la tasa de variación de presión [7.1], ya que se referencia el fichero completo de presión en nivel, por lo que se cumple que: $P_{pmi} = P_{adm}$.

Al hacer esto todo el fichero de presión se ve afectado, ya que en caso de que P_{adm} sea mayor a P_{pmi} , entonces se sumará a todo el fichero de presión la diferencia entre estas dos variables, en caso contrario se restará la diferencia.

7.3.4 Ajuste de desfase Termodinámico y Geométrico

Debido a las deformaciones y pérdidas por “blow-by” presentes en el motor, se genera un desfase termodinámico, el cual se define como el desfase entre el punto de máxima presión y el punto de menor volumen en la cámara de combustión, durante el movimiento del mecanismo manivela-biela-pistón en un ensayo de arrastre. En el caso de que no existieran deformaciones y pérdidas por “blow-by”, este punto coincidiría con el punto muerto superior (PMS) [7.3]. Por lo anterior, la curva de compresión fuese perfectamente simétrica respecto al eje Y con la curva de expansión, lo cual no es así según los resultados obtenidos en ensayos de arrastre.

El menor volumen registrado en la cámara de combustión puede asumirse que ocurre en el PMS, ya que el desfase que se da entre el punto de incidencia de este volumen y el PMS es de 0.08° de giro de la manivela, lo cual es mucho más pequeño que el delta de giro en grados de la manivela (el delta de grados de giro del cigüeñal tiene un valor de 0.5°), por lo tanto no es del nada presuntuosa esta consideración. Por lo tanto, el desfase termodinámico será el desfase existente entre P_{max} (presión máxima durante el arrastre) y V_{tdc} (volumen en cámara en el punto muerto superior).

Para calcular el desfase termodinámico existente entre P_{max} y V_{tdc} , es necesario utilizar la expresión propuesta por Hohenberg [7.8], la cual ofrece buenos resultados, como lo validaron Armas [7.1] y Martín [7.3]:

$$\alpha_t = \frac{180}{\pi} \left[\frac{\frac{dQ_r}{d\theta}_{P_{max}}}{\left(\frac{C_p}{R_{gas}}\right) * P_{max} * K_1} + \frac{60 * \frac{dm_{bb}}{d\theta}_{P_{max}} * R_{gas} * T_{P_{max}}}{2\pi * RPM * P_{max} * K_1} \right] \quad (7.1)$$

Donde α_t es el desfase termodinámico calculado en grados [°], $\frac{dQ_r}{d\theta}_{P_{max}}$ es la tasa de calor rechazado en el punto de la presión máxima del arrastre en [J/rad], $\frac{dm_{bb}}{d\theta}_{P_{max}}$ es la rata de pérdidas por “blow-by” de la cámara en el punto de presión máxima en [kg/s], $T_{P_{max}}$ es la temperatura en el punto de la presión máxima durante el arrastre en [K], RPM son las revoluciones por minuto del motor [rev/min] y K_1 es un factor que depende de la geometría del motor que tiene unidades de [m³/rad²], el cual se calcula de la siguiente forma:

$$K_1 = \frac{\pi * B^2 * (S/2)}{4} * \left\{ 1 + \left[\frac{(S/2)}{L} \right] \right\} \quad (7.2)$$

En lo que respecta al desfase geométrico, este se calcula teniendo en cuenta la referencia del codificador angular respecto al PMS. A continuación se muestran los desfases termodinámicos y geométricos de los ensayos de arrastre enunciados anteriormente:

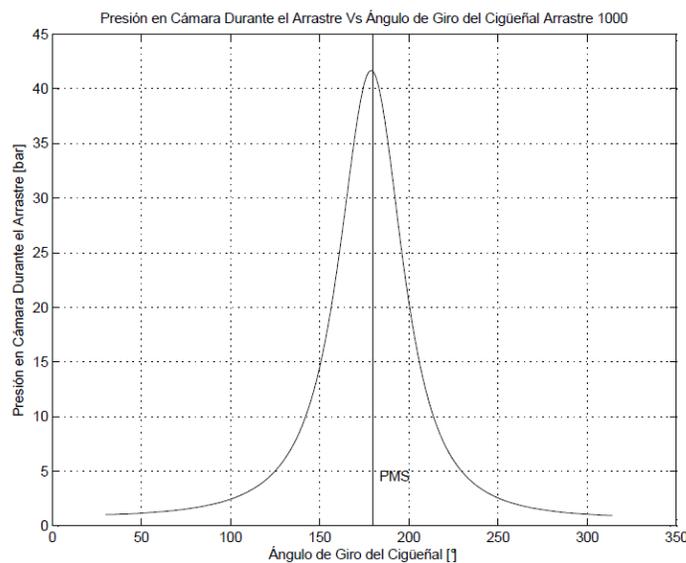


Figura 7.8 Presión en Cámara Vs el Ángulo de Giro del Cigüeñal indicando el desfase termodinámico para ensayo de Arrastre 1000 rpm.

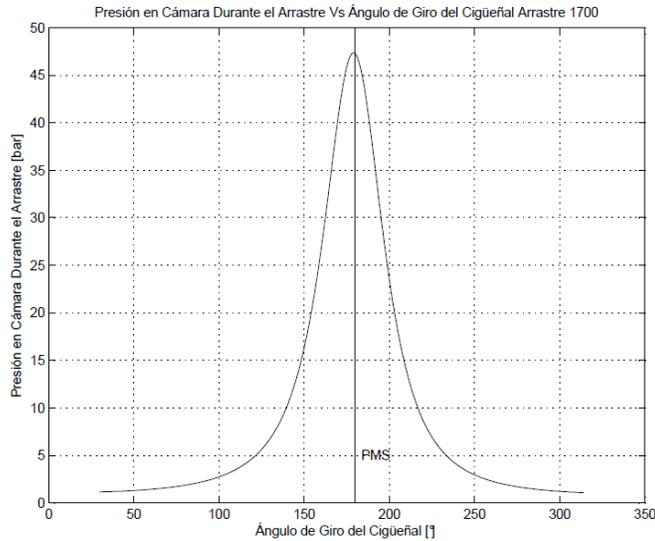


Figura 7.9 Presión en Cámara Vs el Ángulo de Giro del Cigüeñal indicando el desfase termodinámico para ensayo de Arrastre 1700 rpm.

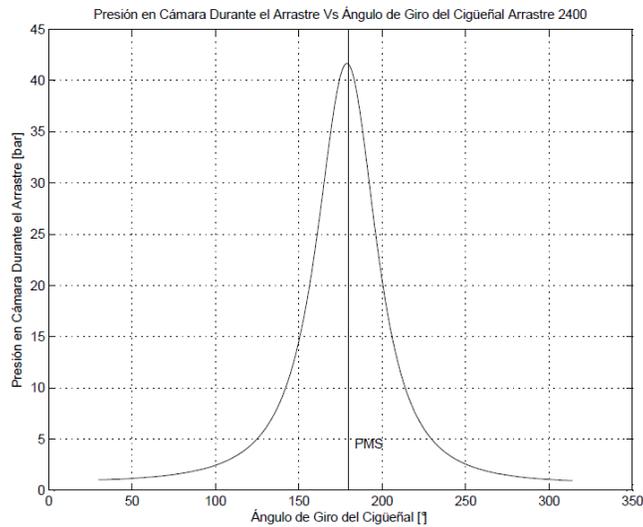


Figura 7.10 Presión en Cámara Vs el Ángulo de Giro del Cigüeñal indicando el desfase termodinámico para ensayo de Arrastre 2400 rpm.

Los valores obtenidos se especifican en la tabla 7.8.

Tabla 7.8 Desfase termodinámico para los diferentes modos de arrastre

DESFASES TERMODINÁMICOS	
ENSAYO	DESFASE TERMODINÁMICO (°)
1000 RPM	0.86
1700 RPM	0.68
2400 RPM	0.69

El desfase geométrico es de 293.67°, el cual se determinó de la referencia del PMS en el fichero de arrastre para cada uno de ensayos. Una vez calculados los desfases termodinámico y geométrico, se procede a localizar los puntos G. Los puntos G tal y como lo describe Armas [7.1], son aquellos puntos en los cuales la transferencia de calor es independiente de la variación en las variables medias de ensayo o de otras variables resultantes del diagnóstico de la combustión. La transferencia de calor en estos puntos, depende únicamente de las características geométricas del motor, y por lo tanto para hallarlos basta solamente utilizar una función en la cual se tengan en cuenta exclusivamente estos parámetros. Tomando en cuenta lo anterior, se tiene que:

$$f_{(\theta,\lambda,e)} = \frac{\cos \theta}{\sin \theta} + \frac{\sin \theta [4\lambda^2 - 1]}{\cos \theta [4\lambda^2 - \sin^2 \theta]} - \frac{\sin \theta (1 + \theta_v)}{\frac{2}{r_c - 1} + (2\lambda + 1) - \cos \theta - \sqrt{4\lambda^2 - \sin^2 \theta}} \quad (7.3)$$

La variable θ_v dependiendo si el motor tiene descentramiento o no, toma los siguientes valores:

- Sin descentramiento:

$$\theta_v = \cos \theta * \left[\frac{1}{\sqrt{4\lambda^2 - (\sin \theta - e)^2}} \right] \quad (7.4)$$

- Con descentramiento:

$$\theta_v = - \frac{\sin \theta (4\lambda^2 - 1 - e^2) + e(1 + \sin^2 \theta)}{(4\lambda^2 - (\sin \theta - e)^2)^{\frac{3}{2}}} \quad (7.5)$$

Donde λ y e se obtienen de las siguientes expresiones:

$$\lambda = \frac{S}{2L} \quad (7.6)$$

$$e = \frac{2c}{S} \quad (7.7)$$

Esta función anula (se hace cero) los puntos G alrededor del PMS. Por lo general estos puntos se encuentran $\pm 40^\circ$ respecto al PMS. Cabe resaltar que en motores sin descentramiento estos puntos son simétricos y solo basta con localizar un punto G para encontrar la ubicación del otro. A continuación se muestran los resultados del cálculo de estos puntos:

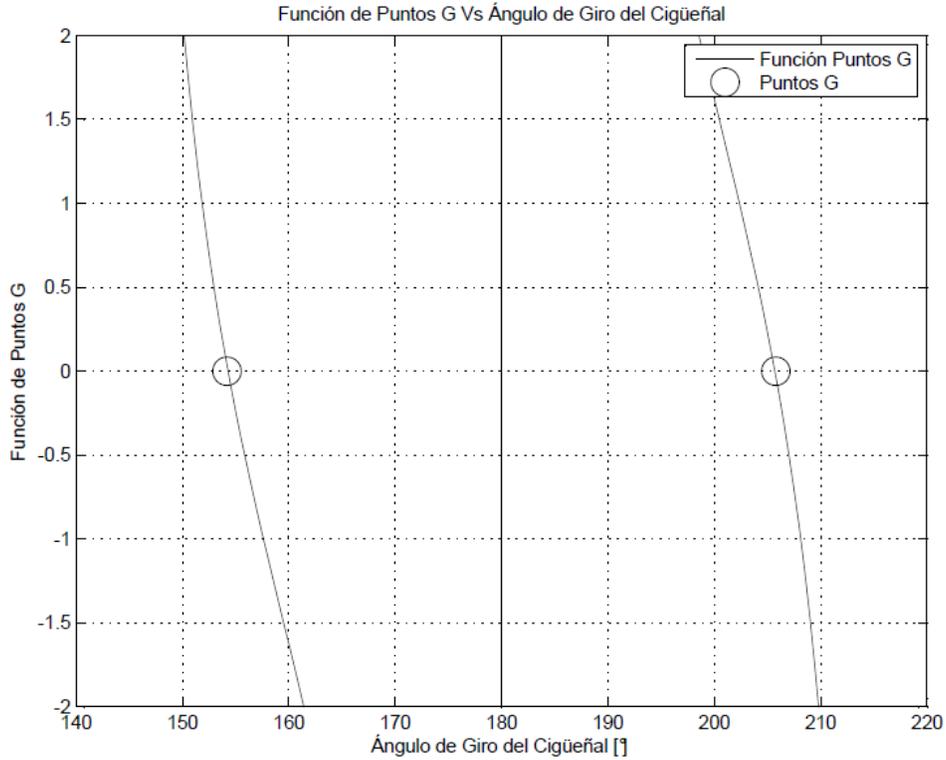


Figura 7.11 Localización de los Puntos G del motor en estudio.

Los puntos G se ubican a 154.2° y 205.8°. Estos resultados son coherentes con lo fundamentado en estudios previos, ya que estos puntos como se dijo anteriormente, normalmente están ubicados $\pm 40^\circ$ respecto al PMS [7.1]. Es importante resaltar que debido a que el motor no posee descentramiento los puntos G son simétricos, ya que ambos puntos se encuentran a $\pm 25.8^\circ$ del PMS.

7.3.5 Ajuste del modelo de transferencia de calor

Una vez ajustado el modelo de deformaciones, calculado el desfases termodinámico, el geométrico y ubicando los puntos G, se procede al ajuste del modelo de transferencia de calor. Para ello primeramente se debe calcular la tasa de calor rechazado a través de exponente politrópico. Para este fin se utiliza la expresión descrita por Martín [7.3]:

$$\frac{dQ_{rpol}}{d\theta} = \frac{n - \gamma}{\gamma - 1} * P_{arr} * \frac{dV_{arr}}{d\theta} - \frac{dm_{bb}}{d\theta} * C_p * T_{arr} \quad (7.8)$$

donde $\frac{dV_{arr}}{d\theta}$ es la tasa de variación de volumen durante el arrastre, $\frac{dQ_{rpol}}{d\theta}$ es la tasa calor rechazado por la cámara de combustión respecto al ángulo de giro del cigüeñal por coeficiente politrópico.

En la figura 7.12 se muestran las tasas de calor rechazado por exponente politrópico para los ensayos de arrastre.

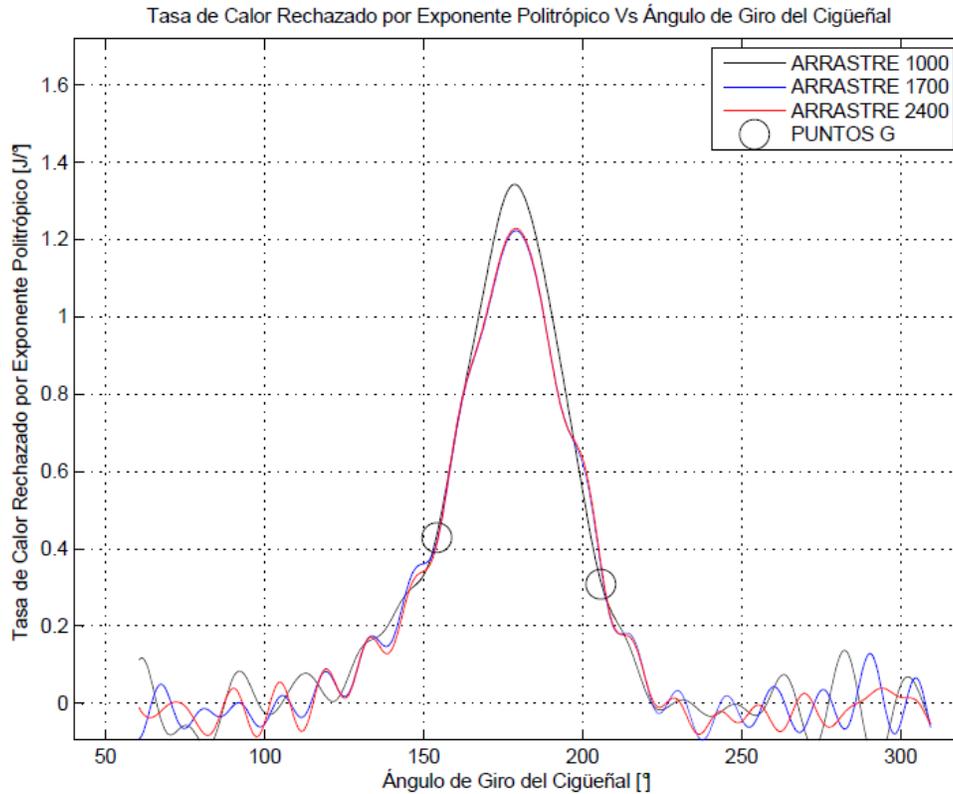


Figura 7.12 Tasa de calor rechazado por exponente politrópico para los ensayos de arrastre.

Cabe resaltar que a pesar del régimen de giro, la variación de la tasa de calor rechazado por exponente politrópico no presenta una brusca variación en los puntos, lo cual es acorde a lo encontrado por Armas [7.1], Martín [7.3] y Hohenberg [7.8].

Una vez calculada la tasa de calor rechazado por exponente politrópico, se ajusta el modelo de Woschni, teniendo en cuenta el valor de la tasa de calor rechazado por exponente politrópico en los ya mencionados puntos G. Esto se realiza teniendo en cuenta (5.28) y ajustando según el procedimiento descrito en la sección 5.7.

A pesar de que en un principio los valores propuestos por Woschni para C_{W1} ofrecían excelentes prestaciones a la hora de generar resultados, a medida que fueron evolucionando los motores, los resultados de transferencia de calor obtenidos con estos valores cada vez más se alejaban de la realidad, debido a ello se opta por ajustar estos coeficientes, teniendo en cuenta los valores dados por el calor rechazado calculado por exponente politrópico, más específicamente en los puntos G, ya que por lo dicho anteriormente, lo característico de estos puntos, es

que en ellos la transferencia de calor depende única y exclusivamente de propiedades geométricas del motor, por lo tanto se hacen ideales para la labor requerida.

Los resultados del ajuste del modelo de transferencia de calor se muestran a continuación.

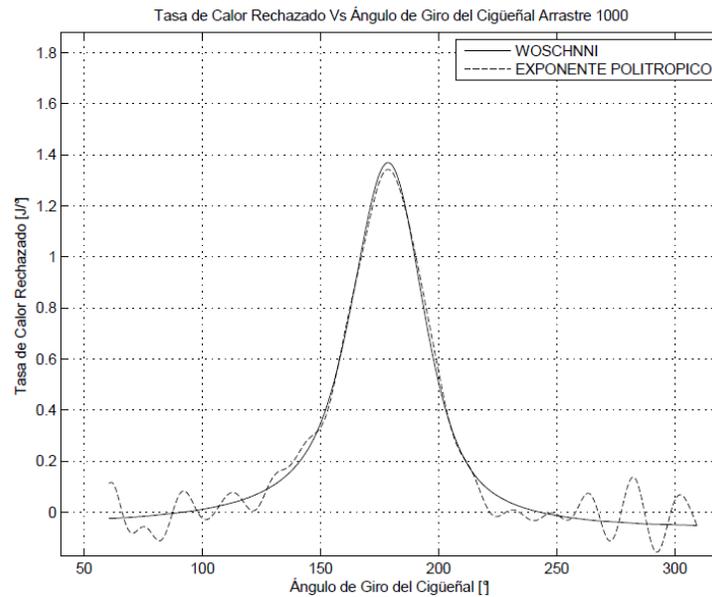


Figura 7.13 Tasa de calor rechazado por exponente politrópico y Woschni Vs ángulo de giro del cigüeñal para el ensayo de Arrastre de 1000 rpm.

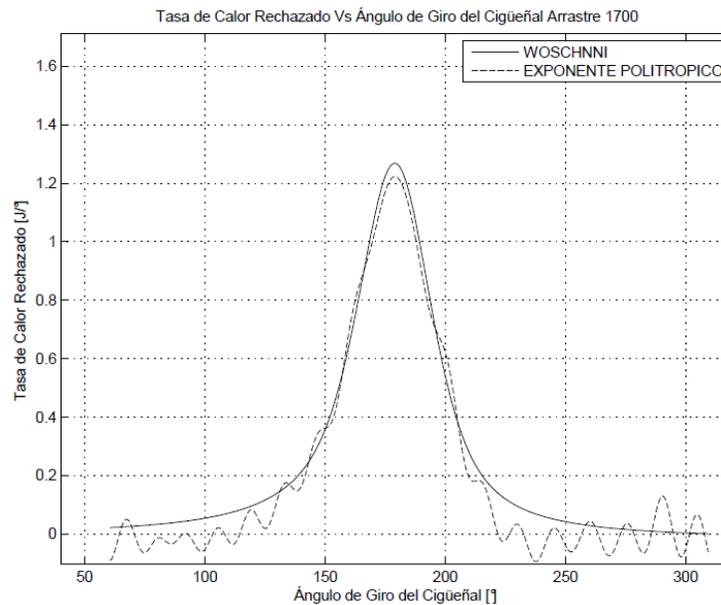


Figura 7.14 Tasa de calor rechazado por exponente politrópico y Woschni Vs ángulo de giro del cigüeñal para el ensayo de Arrastre de 1700 rpm.

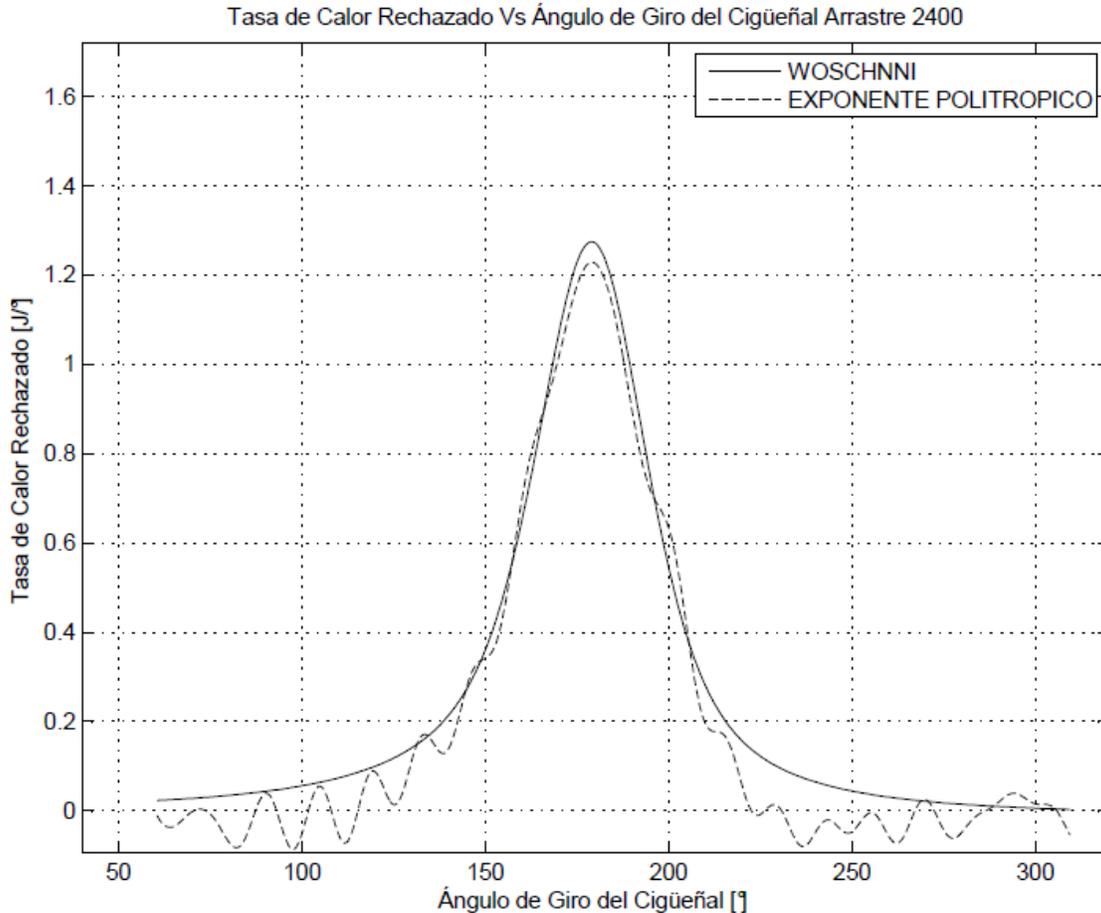


Figura 7.15 Tasa de calor rechazado por exponente politrópico y Woschni Vs ángulo de giro del cigüeñal para el ensayo de Arrastre de 2400 rpm.

Teniendo ya ajustados los modelos de deformación y de transferencia de calor, se procede a la validación de dichos ajustes. Esto se hace teniendo en cuenta que durante los ensayos de arrastre, la ley de liberación de calor (DFQL) debe ser igual o muy cercana a cero, ya que no hay inyección de combustible y por lo tanto no existe combustión [7.1] [7.2] [7.3]. Por consiguiente, si estos modelos están ajustados correctamente, la DFQL calculada debería ser igual o tender a cero. A continuación se muestran los resultados de la DFQL para los distintos ensayos de arrastre. Lo anterior permita validez también el modelo de deformaciones y holguras propuesta en la presente tesis doctoral, ya que si los resultados del modelo son consistentes, se garantiza que la DFQL tienda a cero en el ensayo de arrastre, que es lo obtenido para este caso.

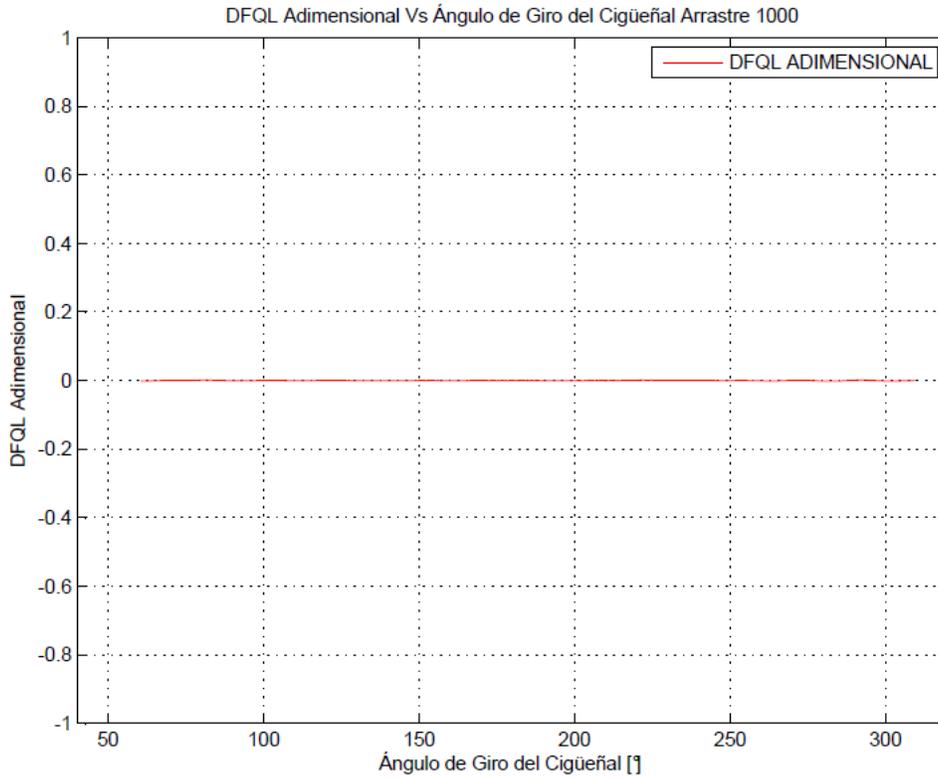


Figura 7.16 DFQL para ensayo de Arrastre de 1000 rpm.

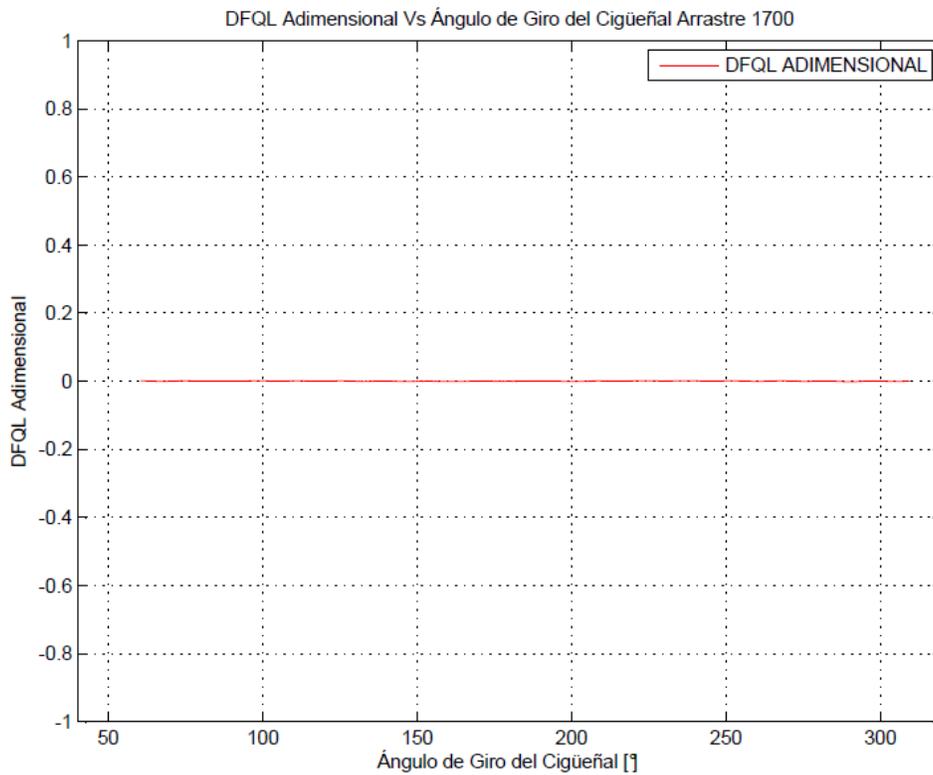


Figura 7.17 DFQL para ensayo de Arrastre de 1700 rpm.

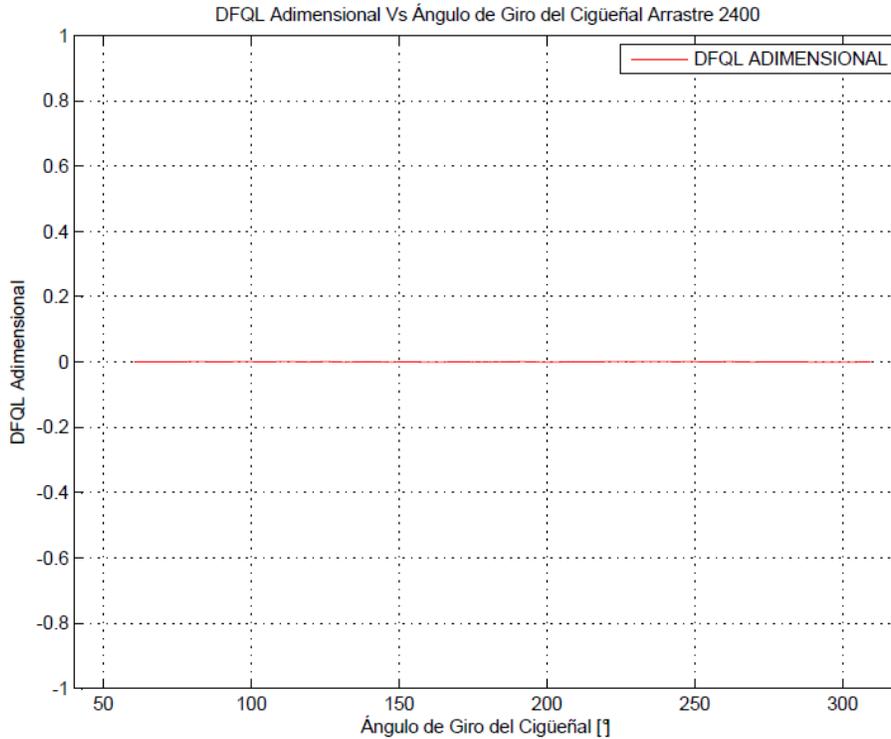


Figura 7.18 DFQL para ensayo de Arrastre de 2400 rpm.

Los resultados del ajuste de los modelos de deformación y de transferencia de calor se muestran a continuación:

Tabla 7.9 Resultados de la caracterización del motor por modelo de deformación, holguras y desfase termodinámico.

RESULTADOS CARACTERIZACIÓN DEL MOTOR		
CW1	COEFICIENTE DE DEFORMACIONES MEDIA	RELACIÓN DE COMPRESIÓN
1.99	1.88	16.87

La correcta caracterización del motor en cuestión permitirá una adecuada generación de resultados de los modelos de diagnóstico y predictivo.

7.4 RESULTADOS DEL MODELO DE INYECCIÓN DE COMBUSTIBLE

El modelo de inyección implementado en la presente tesis doctoral, fue explicado en la sección 5.8. Se verificó en la figura 5.7 el alto grado de semejanza de sus resultados comparados con resultados experimentales, y a su vez por su facilidad al momento de ser ajustado.

Este modelo al igual que los modelos de deformación y transferencia de calor, también debe ser ajustado, pero este, a diferencia de los mencionados anteriormente no se ajusta dentro de la caracterización del motor, ya que durante esta etapa, se realizan ensayos de arrastre y por lo tanto no hay inyección de

combustible. Cabe resaltar que este modelo se ajusta en cada modo de operación del motor. Se muestra a continuación los datos requeridos para el ajuste del modelo en cada modo de operación.

Tabla 7.10 Presiones y temperaturas de inyección para los distintos modos de operación con combustión.

VARIABLES DE ENTRADA COMUNES PARA AMBAS INYECCIONES		
MODO	PRESIÓN DE INYECCIÓN (Mpa)	TEMPERATURA DE INYECCIÓN (°C)
1000-10	29.6630	46.4003
1000-60	37.2920	48.5996
1000-110	41.2600	47.0390
1700-10	48.8890	46.9907
1700-60	65.0630	54.2031
1700-110	85.2050	41.3612
2400-10	54.0770	50.6797
2400-60	69.6410	53.0437
2400-110	91.3090	46.2671

Tabla 7.11 Tiempo de energización del inyector para la pre-inyección y la principal en los distintos modos de operación en combustión.

DURACIÓN DE ENERGIZACION DEL INYECTOR (uS)		
MODO	INYECCIÓN 1	INYECCIÓN 2
1000-10	483.30	683.30
1000-60	483.02	874.44
1000-110	465.22	1079.97
1700-10	354.02	491.69
1700-60	371.60	645.45
1700-110	363.32	756.10
2400-10	367.97	479.75
2400-60	368.41	653.40
2400-110	305.76	701.85

Tabla 7.12 Ángulos de inicio de energización obtenidos del fichero de energización de inyector en los distintos modos de operación con combustión.

ANGULO DE INICIO DE ENERGIZACION DEL INYECTOR (°)		
MODO	INYECCIÓN 1	INYECCION 2
1000-10	-15.79	-0.50
1000-60	-18.50	-2.00
1000-110	-22.60	-6.00
1700-10	-22.29	-1.79
1700-60	-24.29	-1.29
1700-110	-25.78	-1.78
2400-10	-27.79	-4.79
2400-60	-32.79	-3.79
2400-110	-33.29	-2.79

Con los datos de las tablas 7.10 y 7.11 se procede al ajuste del modelo de inyección propuesto en la presente tesis doctoral, en donde se determina el coeficiente de descarga, y se comparan el resultado de la masa total inyectada durante la inyección del modelo con el dato experimental, de manera que se modifica hasta obtener resultados cercanos a los datos experimentales. Como se tenían limitaciones en la adquisición de datos de dos inyecciones en serie en el tasímetro, los resultados del modelo serán comparados con los resultados ofrecidos por CALMEC, que es un modelo robusto y con previa validación [7.3].

A continuación se muestran los resultados del ajuste del modelo de inyección:

Tabla 7.13 Coeficiente de descarga para cada inyección en los distintos modos de operación con Combustión.

COEFICIENTE DE DESCARGA		
MODO	INYECCIÓN 1	INYECCIÓN 2
1000-10	0.1479	0.1215
1000-60	0.2913	0.2155
1000-110	0.3698	0.3273
1700-10	0.1243	0.0901
1700-60	0.2543	0.1819
1700-110	0.2982	0.2484
2400-10	0.1815	0.0582
2400-60	0.1514	0.2252
2400-110	0.5040	0.1696

Tabla 7.14 Presión media en cámara de combustión para cada inyección en los distintos modos de operación con Combustión.

PRESIÓN MEDIA EN CÁMARA DURANTE LA INYECCIÓN (kPa)		
MODO	INYECCIÓN 1	INYECCIÓN 2
1000-10	3118.67	4121.68
1000-60	2796.30	4696.11
1000-110	2566.03	5641.15
1700-10	2823.38	4406.95
1700-60	2884.07	5189.72
1700-110	3343.15	6374.11
2400-10	2698.59	4561.99
2400-60	2675.85	5889.73
2400-110	3149.75	7505.87

Tabla 7.15 Comparativo de masa total inyectada entre DIADIESEL y CALMEC para la primera inyección

MASA TOTAL INYECTADA INY 1		
MODO	DIADIESEL	CALMEC
1000-10	3.0899	3.09
1000-60	6.9300	6.93
1000-110	9.3599	9.36
1700-10	3.1200	3.12
1700-60	7.3900	7.39
1700-110	9.9999	10
2400-10	4.9699	4.97
2400-60	4.7301	4.73
2400-110	16.2299	16.23

Tabla 7.16 Comparativo de masa total inyectada entre DIADIESEL y CALMEC para la segunda inyección

MASA TOTAL INYECTADA INY 2		
MODO	DIADIESEL	CALMEC
1000-10	3.2300	3.23
1000-60	7.7001	7.70
1000-110	16.0803	16.08
1700-10	2.9093	2.91
1700-60	7.5799	7.58
1700-110	13.1902	13.19
2400-10	1.8900	1.89
2400-60	9.6998	9.70
2400-110	9.0099	9.01

Como se observa en las tablas 7.15 y 7.16 se denota un excelente comportamiento del modelo propuesto y a su vez se hacen notorias distintas tendencias, las cuales serán descritas a detalle en el apartado de conclusiones. Para una mejor visualización y contextualización de los resultados del modelo se presentan las siguientes gráficas comparativas. Se expone aparte la del modo 1700/60, con el fin de ilustrar mejor el comportamiento de la variable en estudio. Los otros modos se resumen en la figura 7.20.

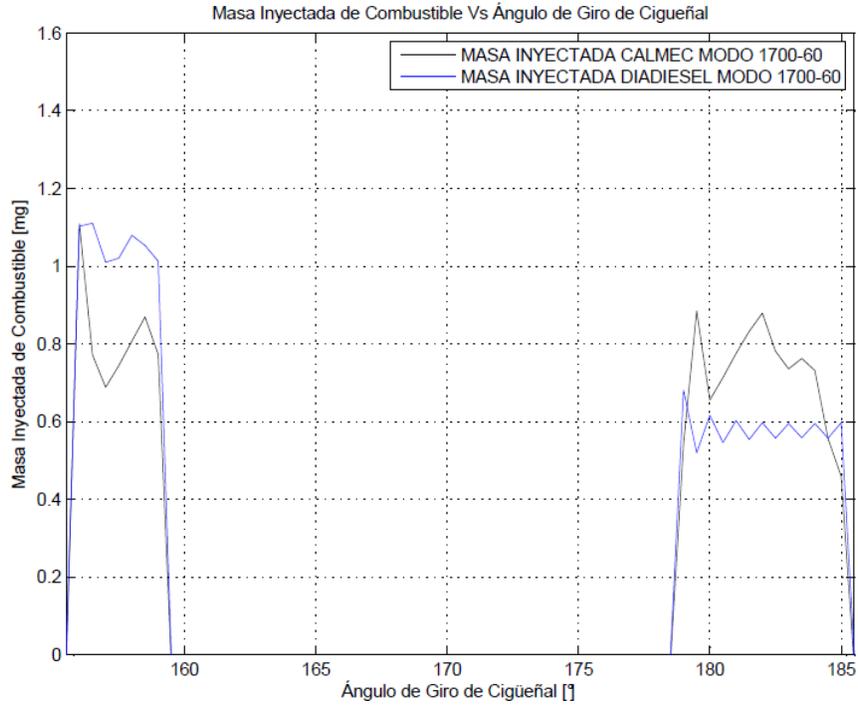


Figura 7.19 Perfiles de masa inyectada de cada inyección de DIADIESEL y CALMEC para el Modo de Operación 1700-60.

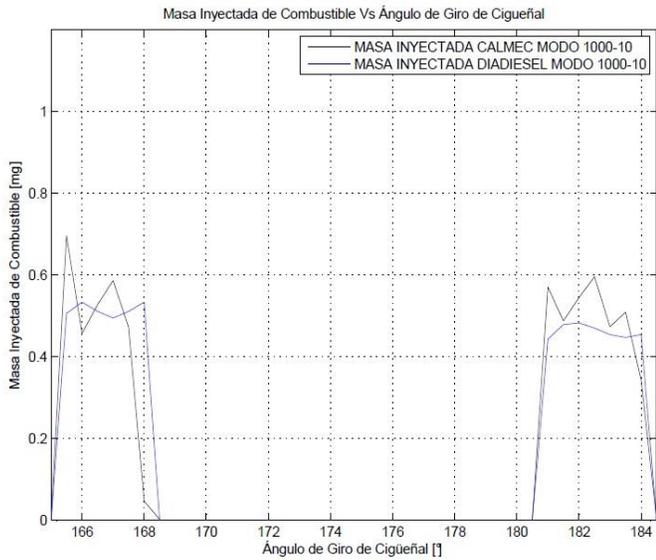


Figura 7.20.a: Perfiles de masa inyectada de cada inyección de DIADIESEL y CALMEC para el Modo de Operación 1000-10.

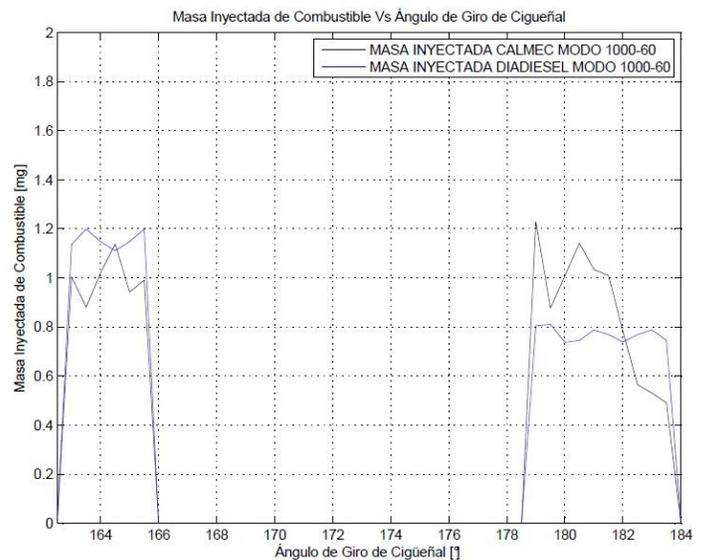


Figura 7.20.b: Perfiles de masa inyectada de cada inyección de DIADIESEL y CALMEC para el Modo de Operación 1000-60.

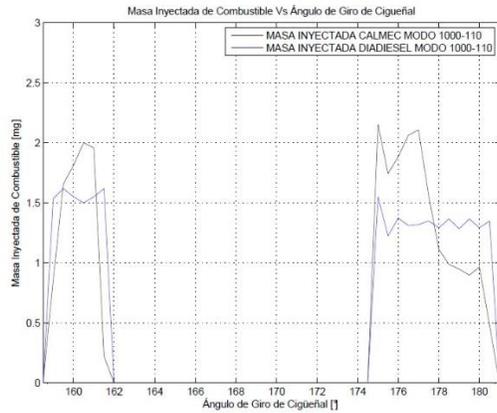


Figura 7.20.c: Perfiles de masa inyectada de cada inyección de DIADIESEL y CALMEC para el Modo de Operación 1000-110.

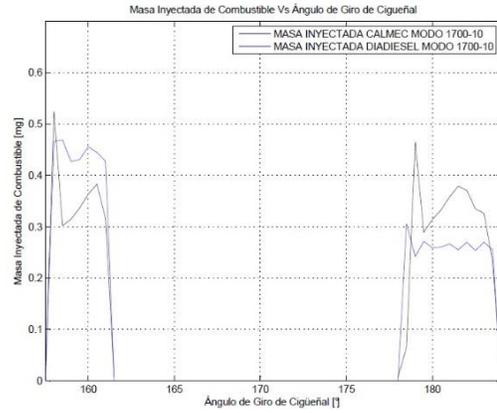


Figura 7.20.d: Perfiles de masa inyectada de cada inyección de DIADIESEL y CALMEC para el Modo de Operación 1700-10.

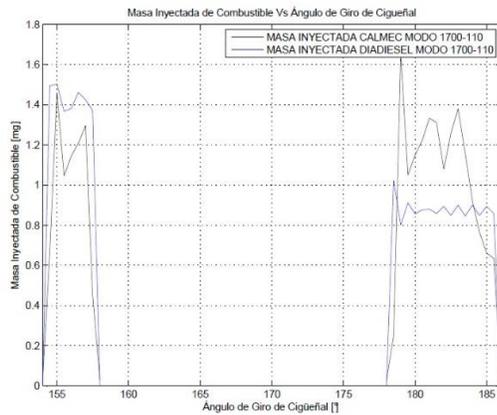


Figura 7.20.e: Perfiles de masa inyectada de cada inyección de DIADIESEL y CALMEC para el Modo de Operación 1700-110.

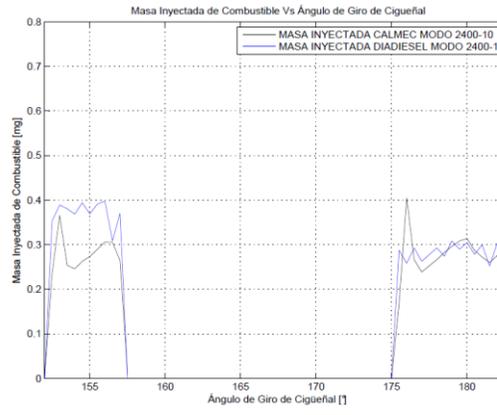


Figura 7.20.f: Perfiles de masa inyectada de cada inyección de DIADIESEL y CALMEC para el Modo de Operación 2400-10.

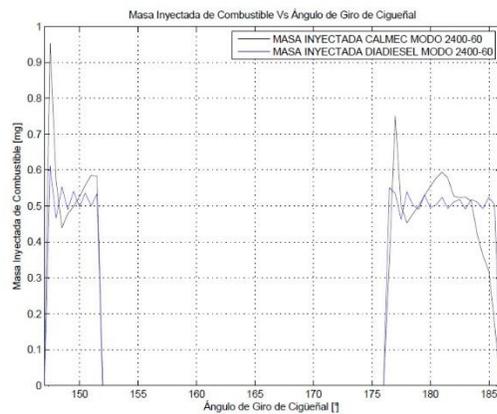


Figura 7.20.g: Perfiles de masa inyectada de cada inyección de DIADIESEL y CALMEC para el Modo de Operación 2400-60.

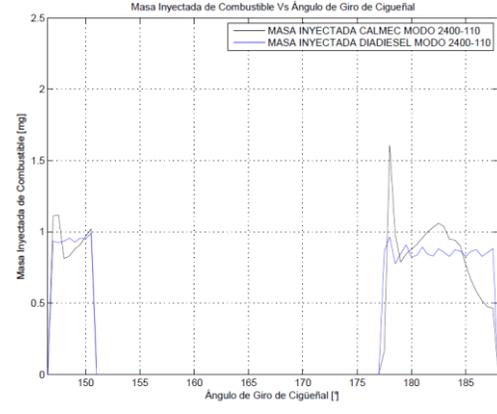


Figura 7.20.h: Perfiles de masa inyectada de cada inyección de DIADIESEL y CALMEC para el Modo de Operación 2400-110.

Se expone ampliado los resultados del modelo de inyección para el modo 1700-110 en la figura 7.19, de manera que se pueda detallar el comportamiento del modelo propuesto en la presente tesis doctoral. En las figuras 7.19 y 7.20 se puede apreciar la correcta tendencia del modelo, se observan pequeñas discrepancias en las áreas debajo de la curva, las cuales se deben a las diferencias de los modelos de inyección de CALMEC y DIADIESEL®, ya que el primero tiende a emular la “inercia” de la aguja para así calcular la masa inyectada punto a punto, mientras que el segundo, se basa en un perfil trapezoidal que se asemeja más a las tasas de inyección registradas en los ensayos experimentales.

7.5 RESULTADOS DEL MODELO DE DIAGNÓSTICO

Una vez obtenidos los resultados de la caracterización del motor y los resultados del ajuste del modelo de inyección, se procede con el análisis de los resultados del diagnóstico de la combustión. Para ello primeramente, deben conocerse los ensayos de combustión realizados y sus respectivas variables medias. En total se realizaron nueve ensayos de combustión, los cuales corresponden a los nueve modos definidos en el proceso de clustering. Se tiene que las velocidades de giro son iguales a las de los ensayos de arrastre de 1000, 1700 y 2400 rpm, con la diferencia de que como existe combustión, estos ensayos generan un torque aprovechable con valores de 10, 60 y 110 Nm respectivamente. Para el comparativo fue necesario estimar las variables instantáneas, la curva de la ley de liberación (DFQL), la temperatura promedio en cámara y el volumen real en cámara de combustión, todas ellas respecto al ángulo de giro del cigüeñal. En lo que respecta las variables globales, se escogieron la presión media efectiva (PME), la potencia específica y el consumo específico. A continuación se presentan las variables medias de los nueve modos de ensayos considerados en este estudio.

Tabla 7.17 Variables medias del ensayo 1000-10.

MODO 1000-10	
VARIABLE	VALOR
VELOCIDAD DE GIRO (RPM)	998.3872
PRESIÓN MEDIA EN EL MÚLTIPLE DE ESCAPE (Kpa)	111.76
PRESIÓN MEDIA EN EL MÚLTIPLE DE ADMISIÓN (Kpa)	96.11
TEMPERATURA MEDIA DE ESCAPE (°C)	106.86
TEMPERATURA MEDIA DE ADMISION (°C)	54.6833
TEMPERATURA DE EGR (°C)	95.4842
TEMPERATURA MEDIA DEL AIRE EN EL MÚLTIPLE DE ADMISIÓN (°C)	45.89667
MASA EN LA CÁMARA DE COMBUSTION AL CIERRE DE LA ADMISIÓN (g)	0.664
TEMPERATURA DEL REFRIGERANTE A LA ENTRADA DEL MOTOR (°C)	87.50997
PRESIÓN AMBIENTE (Kpa)	95.82978
TEMPERATURA AMBIENTE (°C)	33.6350
DURACIÓN DE LA PRIMERA COMBUSTIÓN (°)	7
DURACIÓN DE LA SEGUNDA COMBUSTIÓN (°)	23.5

Tabla 7.18 Variables medias del ensayo 1000-60.

MODO 1000-10	
VARIABLE	VALOR
VELOCIDAD DE GIRO (RPM)	998.3872
PRESIÓN MEDIA EN EL MÚLTIPLE DE ESCAPE (Kpa)	111.76
PRESIÓN MEDIA EN EL MÚLTIPLE DE ADMISIÓN (Kpa)	96.11
TEMPERATURA MEDIA DE ESCAPE (°C)	106.86
TEMPERATURA MEDIA DE ADMISIÓN (°C)	54.6833
TEMPERATURA DE EGR (°C)	95.4842
TEMPERATURA MEDIA DEL AIRE EN EL MÚLTIPLE DE ADMISIÓN (°C)	45.89667
MASA EN LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN AL CIERRE DE LA ADMISIÓN (g)	0.664
TEMPERATURA DEL REFRIGERANTE A LA ENTRADA DEL MOTOR (°C)	87.50997
PRESIÓN AMBIENTE (Kpa)	95.82978
TEMPERATURA AMBIENTE (°C)	33.6350
DURACIÓN DE LA PRIMERA COMBUSTIÓN (°)	7
DURACIÓN DE LA SEGUNDA COMBUSTIÓN (°)	23.5

Tabla 7.19 Variables medias del ensayo 1000-110.

MODO 1000-110	
VARIABLE	VALOR
VELOCIDAD DE GIRO (RPM)	994.4477
PRESIÓN MEDIA EN EL MÚLTIPLE DE ESCAPE (Kpa)	119.36
PRESIÓN MEDIA EN EL MÚLTIPLE DE ADMISIÓN (Kpa)	102.5
TEMPERATURA MEDIA DE ESCAPE (°C)	336.2046
TEMPERATURA MEDIA DE ADMISIÓN (°C)	57.6821
TEMPERATURA DE EGR (°C)	70.81616
TEMPERATURA MEDIA DEL AIRE EN EL MÚLTIPLE DE ADMISIÓN (°C)	50.69209
MASA EN LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN AL CIERRE DE LA ADMISIÓN (g)	0.588
TEMPERATURA DEL REFRIGERANTE A LA ENTRADA DEL MOTOR (°C)	90.02767
PRESIÓN AMBIENTE (Kpa)	96.43
TEMPERATURA AMBIENTE (°C)	58
DURACIÓN DE LA PRIMERA COMBUSTIÓN (°)	9.5
DURACIÓN DE LA SEGUNDA COMBUSTIÓN (°)	44

Tabla 7.20 Variables medias del ensayo 1700-10.

MODO 1700-10	
VARIABLE	VALOR
VELOCIDAD DE GIRO (RPM)	1691.418
PRESIÓN MEDIA EN EL MÚLTIPLE DE ESCAPE (Kpa)	172.1
PRESIÓN MEDIA EN EL MÚLTIPLE DE ADMISIÓN (Kpa)	125.99
TEMPERATURA MEDIA DE ESCAPE (°C)	153.9466
TEMPERATURA MEDIA DE ADMISIÓN (°C)	76.95477
TEMPERATURA DE EGR (°C)	169.5225
TEMPERATURA MEDIA DEL AIRE EN EL MÚLTIPLE DE ADMISIÓN (°C)	44
MASA EN LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN AL CIERRE DE LA ADMISIÓN (g)	0.557
TEMPERATURA DEL REFRIGERANTE A LA ENTRADA DEL MOTOR (°C)	87.71531
PRESIÓN AMBIENTE (Kpa)	95.76949
TEMPERATURA AMBIENTE (°C)	38.3264
DURACIÓN DE LA PRIMERA COMBUSTIÓN (°)	14.5
DURACIÓN DE LA SEGUNDA COMBUSTIÓN (°)	24.5

Tabla 7.21 Variables medias del ensayo 1700-60.

MODO 1700-60	
VARIABLE	VALOR
VELOCIDAD DE GIRO (RPM)	1691.418
PRESIÓN MEDIA EN EL MÚLTIPLE DE ESCAPE (Kpa)	138.08
PRESIÓN MEDIA EN EL MÚLTIPLE DE ADMISION (Kpa)	108.25
TEMPERATURA MEDIA DE ESCAPE (°C)	298.9846
TEMPERATURA MEDIA DE ADMISIÓN (°C)	76.709
TEMPERATURA DE EGR (°C)	247.4338
TEMPERATURA MEDIA DEL AIRE EN EL MÚLTIPLE DE ADMISIÓN (°C)	64.6072
MASA EN LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN AL CIERRE DE LA ADMISIÓN (g)	0.574
TEMPERATURA DEL REFRIGERANTE A LA ENTRADA DEL MOTOR (°C)	87.8387
PRESIÓN AMBIENTE (Kpa)	95.772592
TEMPERATURA AMBIENTE (°C)	39.9794
DURACIÓN DE LA PRIMERA COMBUSTIÓN (°)	14
DURACIÓN DE LA SEGUNDA COMBUSTIÓN (°)	29.5

Tabla 7.22 Variables medias del ensayo 1700-110.

MODO 1700-110	
VARIABLE	VALOR
VELOCIDAD DE GIRO (RPM)	1691.418
PRESIÓN MEDIA EN EL MÚLTIPLE DE ESCAPE (Kpa)	172.1
PRESIÓN MEDIA EN EL MÚLTIPLE DE ADMISION (Kpa)	125.99
TEMPERATURA MEDIA DE ESCAPE (°C)	378.1305
TEMPERATURA MEDIA DE ADMISIÓN (°C)	64.8103
TEMPERATURA DE EGR (°C)	74.4153
TEMPERATURA MEDIA DEL AIRE EN EL MÚLTIPLE DE ADMISIÓN (°C)	64.3534
MASA EN LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN AL CIERRE DE LA ADMISIÓN (g)	0.713
TEMPERATURA DEL REFRIGERANTE A LA ENTRADA DEL MOTOR (°C)	90.5074
PRESIÓN AMBIENTE (Kpa)	95.93351
TEMPERATURA AMBIENTE (°C)	38.1296
DURACIÓN DE LA PRIMERA COMBUSTIÓN (°)	11
DURACIÓN DE LA SEGUNDA COMBUSTIÓN (°)	40

Tabla 7.23 Variables medias del ensayo 2400-10.

MODO 2400-10	
VARIABLE	VALOR
VELOCIDAD DE GIRO (RPM)	2388.012
PRESIÓN MEDIA EN EL MÚLTIPLE DE ESCAPE (Kpa)	138.62
PRESIÓN MEDIA EN EL MÚLTIPLE DE ADMISION (Kpa)	102.98
TEMPERATURA MEDIA DE ESCAPE (°C)	193.0416
TEMPERATURA MEDIA DE ADMISIÓN (°C)	87.1002
TEMPERATURA DE EGR (°C)	205.2133
TEMPERATURA MEDIA DEL AIRE EN EL MÚLTIPLE DE ADMISIÓN (°C)	52.255
MASA EN LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN AL CIERRE DE LA ADMISIÓN (g)	0.543
TEMPERATURA DEL REFRIGERANTE A LA ENTRADA DEL MOTOR (°C)	88.0827
PRESIÓN AMBIENTE (Kpa)	95.74824
TEMPERATURA AMBIENTE (°C)	38.3537
DURACION DE LA PRIMERA COMBUSTION (°)	12.5
DURACION DE LA SEGUNDA COMBUSTION (°)	25.5

Tabla 7.24 Variables medias del ensayo 2400-60.

MODO 2400-60	
VARIABLE	VALOR
VELOCIDAD DE GIRO (RPM)	2388.012
PRESIÓN MEDIA EN EL MÚLTIPLE DE ESCAPE (Kpa)	197.71
PRESIÓN MEDIA EN EL MÚLTIPLE DE ADMISIÓN (Kpa)	131.16
TEMPERATURA MEDIA DE ESCAPE (°C)	334.2976
TEMPERATURA MEDIA DE ADMISIÓN (°C)	82.3408
TEMPERATURA DE EGR (°C)	255.6158
TEMPERATURA MEDIA DEL AIRE EN EL MÚLTIPLE DE ADMISIÓN (°C)	75.0647
MASA EN LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN AL CIERRE DE LA ADMISIÓN (g)	0.654
TEMPERATURA DEL REFRIGERANTE A LA ENTRADA DEL MOTOR (°C)	89.0169
PRESIÓN AMBIENTE (Kpa)	95.76272
TEMPERATURA AMBIENTE (°C)	39.3113
DURACION DE LA PRIMERA COMBUSTIÓN (°)	22
DURACION DE LA SEGUNDA COMBUSTIÓN (°)	33

Tabla 7.25 Variables medias del ensayo 2400-110.

MODO 2400-110	
VARIABLE	VALOR
VELOCIDAD DE GIRO (RPM)	2388.012
PRESIÓN MEDIA EN EL MÚLTIPLE DE ESCAPE (Kpa)	197.71
PRESIÓN MEDIA EN EL MÚLTIPLE DE ADMISIÓN (Kpa)	131.16
TEMPERATURA MEDIA DE ESCAPE (°C)	334.2976
TEMPERATURA MEDIA DE ADMISIÓN (°C)	82.3408
TEMPERATURA DE EGR (°C)	255.6158
TEMPERATURA MEDIA DEL AIRE EN EL MÚLTIPLE DE ADMISIÓN (°C)	75.0647
MASA EN LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN AL CIERRE DE LA ADMISIÓN (g)	0.654
TEMPERATURA DEL REFRIGERANTE A LA ENTRADA DEL MOTOR (°C)	89.0169
PRESIÓN AMBIENTE (Kpa)	95.76272
TEMPERATURA AMBIENTE (°C)	39.3113
DURACION DE LA PRIMERA COMBUSTION (°)	22
DURACION DE LA SEGUNDA COMBUSTIÓN (°)	33

En este estudio, al igual que en el caso de Martín [7.3], no se dispone de señales de tasa real, pero si del inicio del pulso eléctrico y su duración, los cuales se especificaron en la tabla 7.11.

Se realizó el diagnóstico de la combustión mediante el modelo de diagnóstico implementado como herramienta informática y que se ha denominado DIADIESEL®, el cual fue registrado ante la Dirección Nacional de Derechos de Autor (Anexo 3). A su vez, se realizó la caracterización y modelado de diagnóstico de la combustión a través de CALMEC®, que es la herramienta especializada de la CMT - Universidad Politécnica de Valencia. A continuación se realiza un comparativo de los resultados obtenidos por los dos modelos y algunos aspectos interesantes de la comparación entre los mismos. Se realiza una descripción detallada del modo 1700/60, con el fin de profundizar en la descripción de la gráfica obtenida y luego se describe el comportamiento general en los otros modos.

Respecto al modo 1700 rpm – 60 Nm, en la figura 7.21 se puede apreciar la curva de la ley de liberación de calor respecto al ángulo de giro del cigüeñal. En la figura 7.22 se puede apreciar la temperatura promedio en cámara respecto al ángulo de giro del cigüeñal. Por último, la figura 7.23 se denota el volumen en cámara de combustión respecto al ángulo de giro del cigüeñal. Cabe resaltar que para el comparativo a realizar, se tomará como referencia los resultados entregados por CALMEC, debido a la imposibilidad de tomar medidas directas de estas variables de estudio.

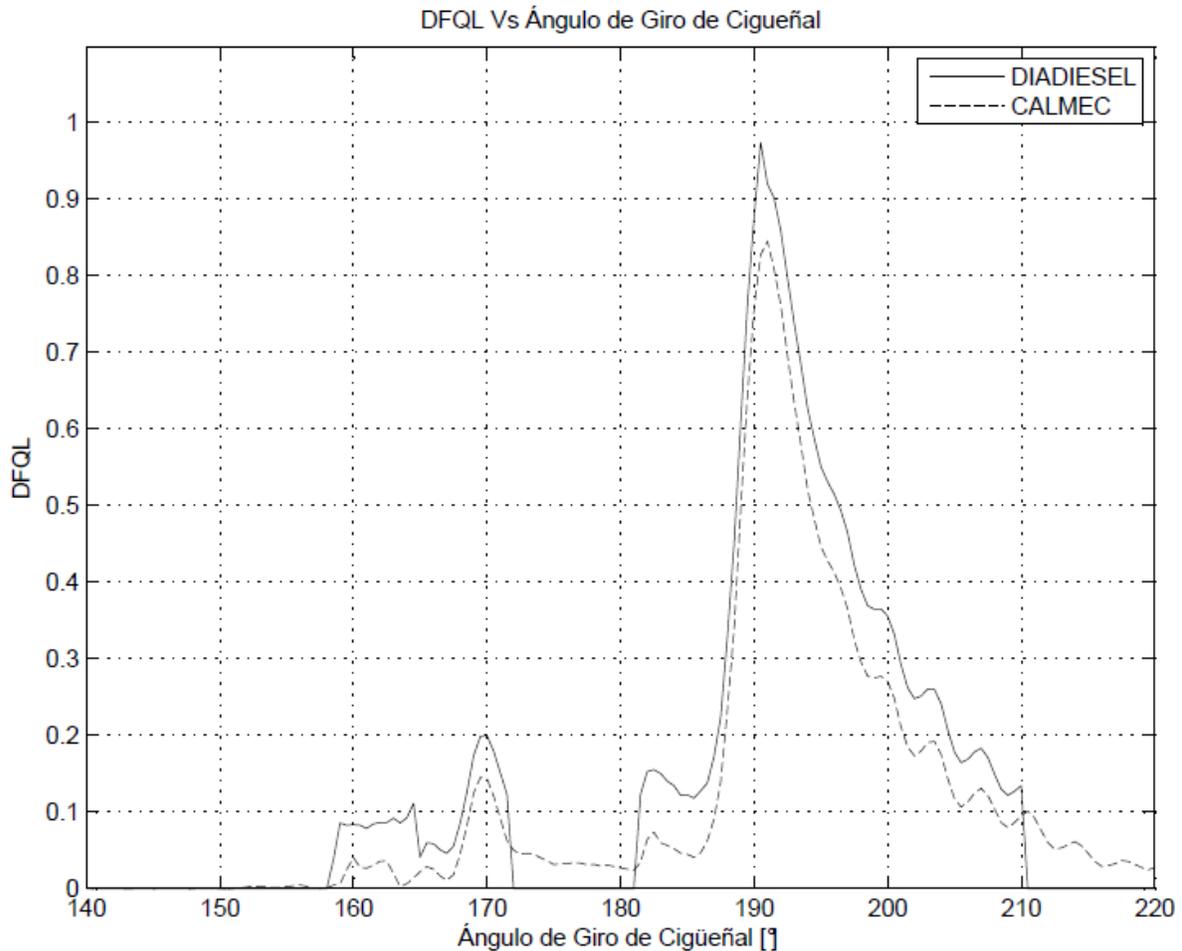


Figura 7.21 DFQL Vs Ángulo de Giro del Cigüeñal para el modo 1700-60.

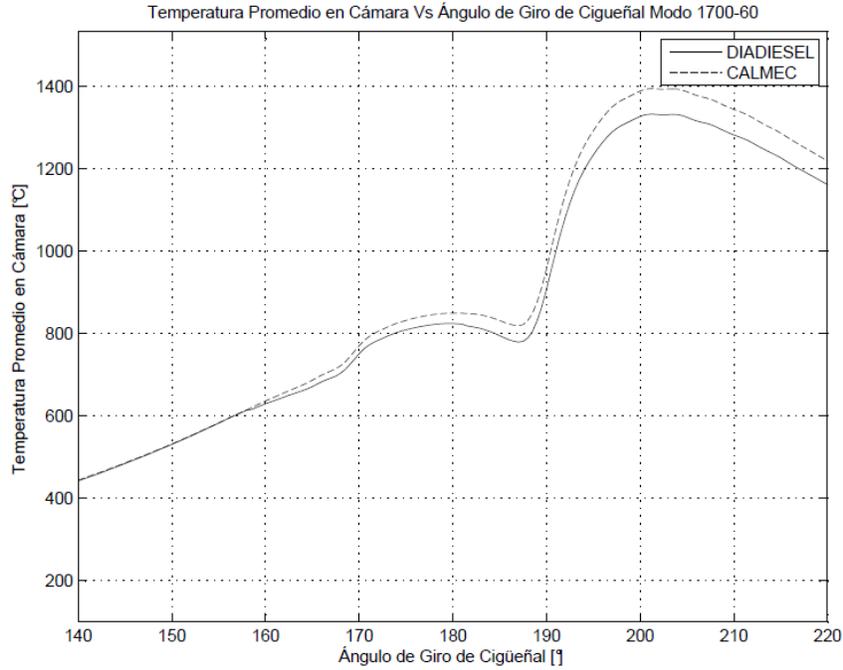


Figura 7.22 Temperatura promedio en cámara Vs ángulo de giro del cigüeñal para el Modo 1700-60.

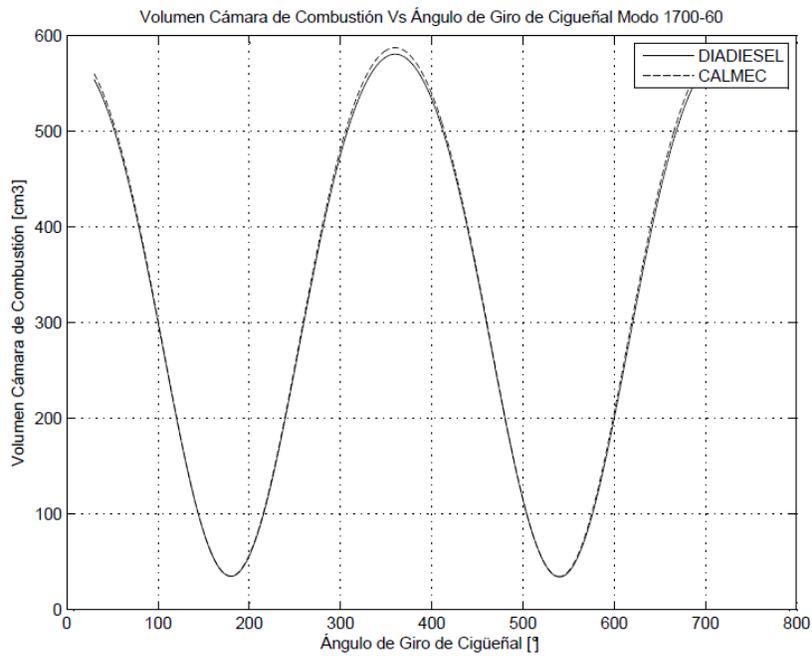


Figura 7.23 Volumen cámara de combustión Vs ángulo de giro del cigüeñal para el Modo 1700-60.

A continuación se ilustran los resultados obtenidos para los otros modos utilizado para la validación experimental.

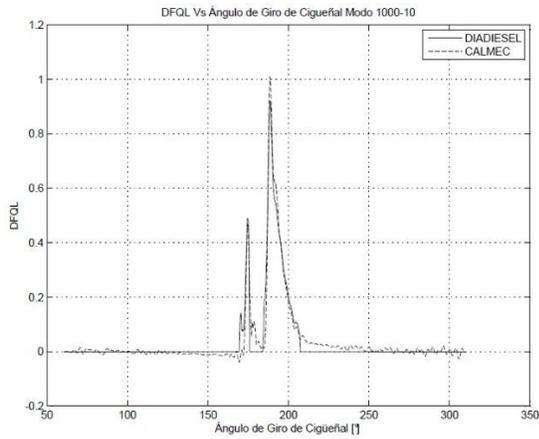


Figura 7.24.a DFQL Vs Ángulo de Giro del Cigüeñal para el modo 1000-10.

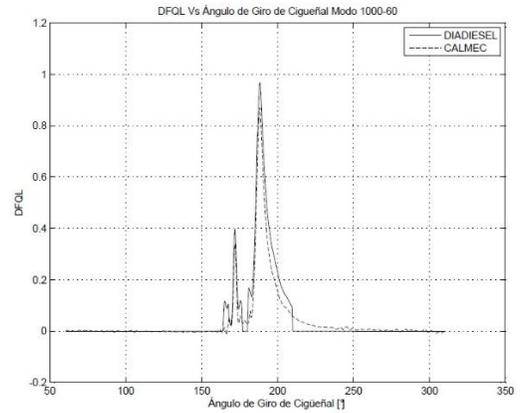


Figura 7.24.b DFQL Vs Ángulo de Giro del Cigüeñal para el modo 1000-60.

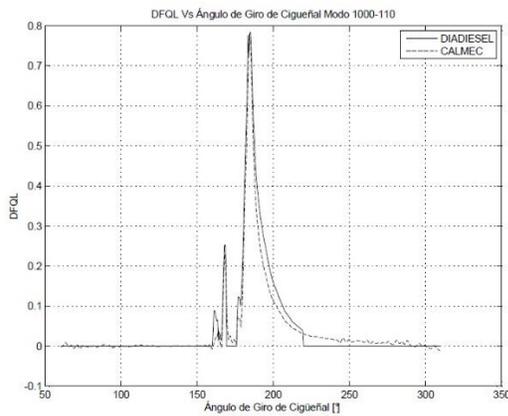


Figura 7.24.c DFQL Vs Ángulo de Giro del Cigüeñal para el modo 1000-110.

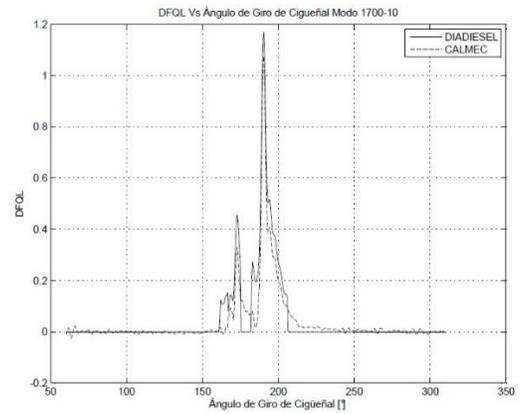


Figura 7.24.d DFQL Vs Ángulo de Giro del Cigüeñal para el modo 1700-10.

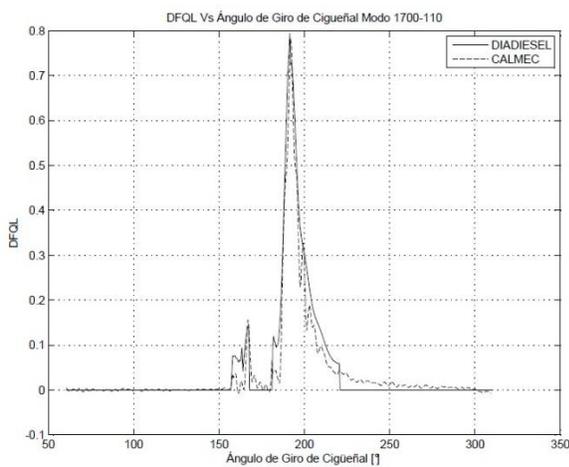


Figura 7.24.e DFQL Vs Ángulo de Giro del Cigüeñal para el modo 1700-110.

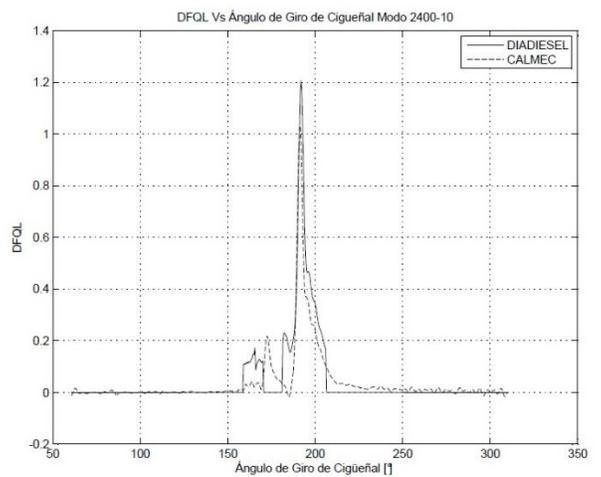


Figura 7.24.f DFQL Vs Ángulo de Giro del Cigüeñal para el modo 2400-10.

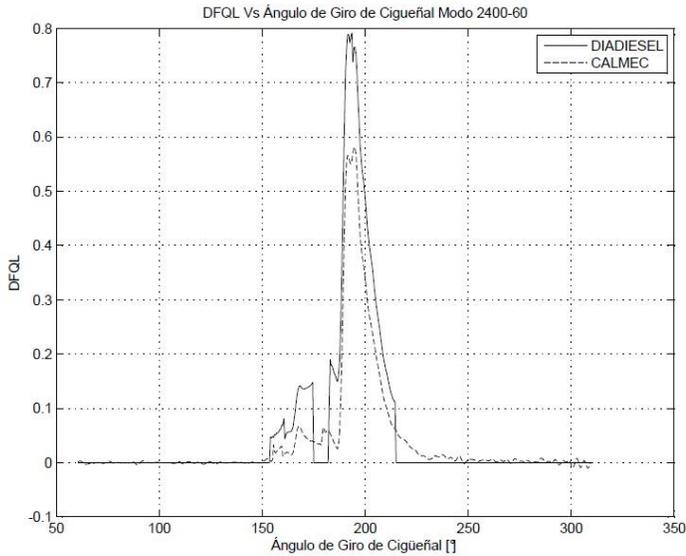


Figura 7.24.g DFQL Vs Ángulo de Giro del Cigüeñal para el modo 2400-60.

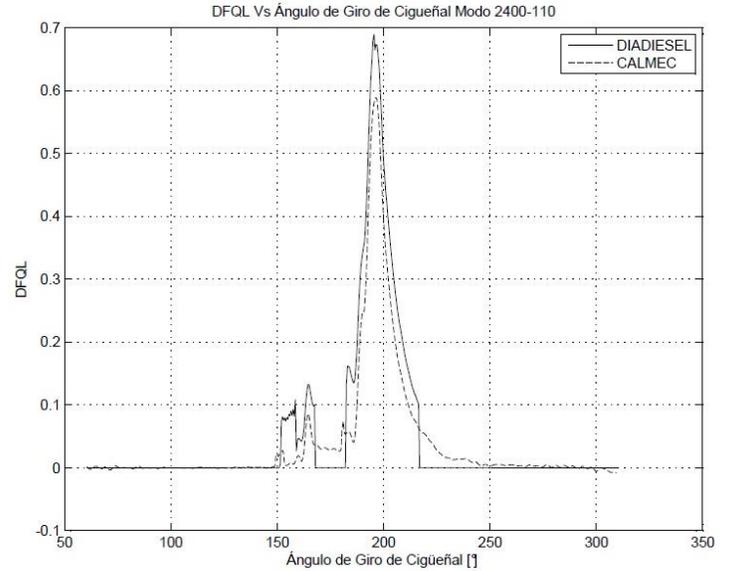


Figura 7.24.h DFQL Vs Ángulo de Giro del Cigüeñal para el modo 2400-110.

Se observa en la figura 7.24 que la descripción de la DFQL para los diferentes modos es muy parecida a la definida por CALMEC, por lo que el modelo de diagnóstico desarrollado en la presente tesis doctoral tiene una muy adecuada descripción de la tasa de liberación de calor. Para constatar que la capacidad del modelo de diagnóstico es la adecuada, se verificará y comparará la temperatura promedio (figura 7.25) y el volumen en la cámara de combustión (figura 7.26) con CALMEC. Esto a la vez permitirá validar el modelo de deformación y holguras desarrollado en la presente tesis.

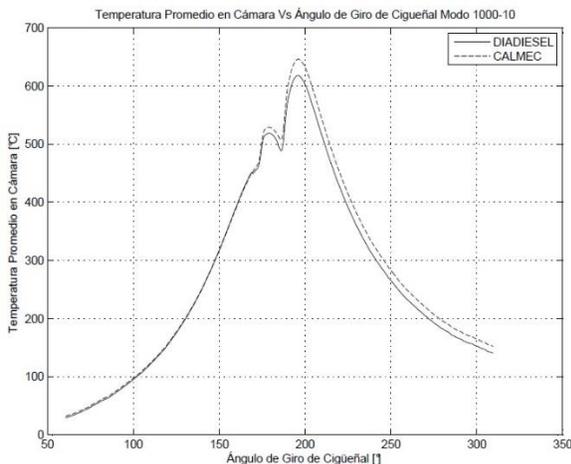


Figura 7.25.a Temperatura promedio en Cámara Vs Ángulo de Giro del Cigüeñal para el modo 1000-10.

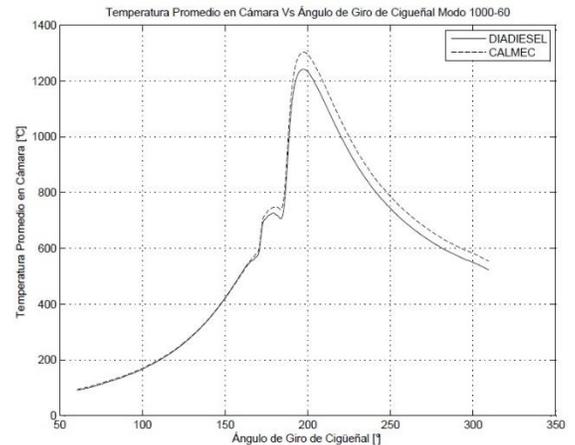


Figura 7.25.b Temperatura promedio en Cámara Vs Ángulo de Giro del Cigüeñal para el modo 1000-60.

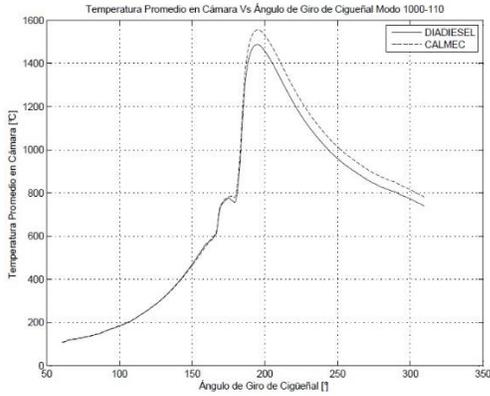


Figura 7.25.c Temperatura promedio en Cámara Vs Ángulo de Giro del Cigüeñal para el modo 1000-110.

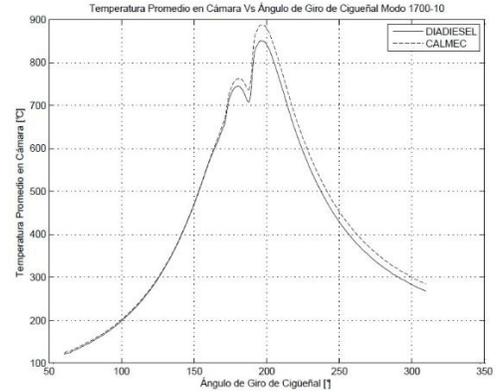


Figura 7.25.d Temperatura promedio en Cámara Vs Ángulo de Giro del Cigüeñal para el modo 1700-10.

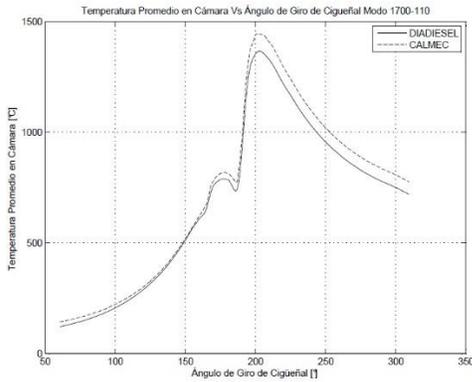


Figura 7.25.e Temperatura promedio en Cámara Vs Ángulo de Giro del Cigüeñal para el modo 1700-110.

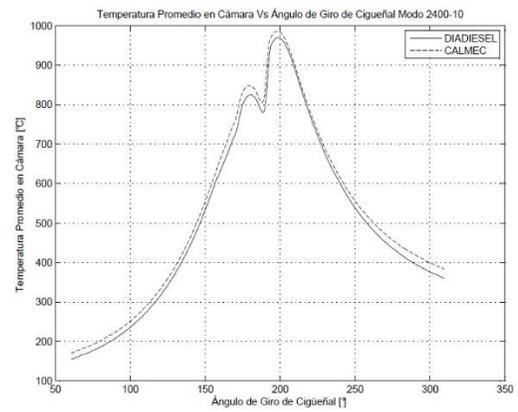


Figura 7.25.f Temperatura promedio en Cámara Vs Ángulo de Giro del Cigüeñal para el modo 2400-10.

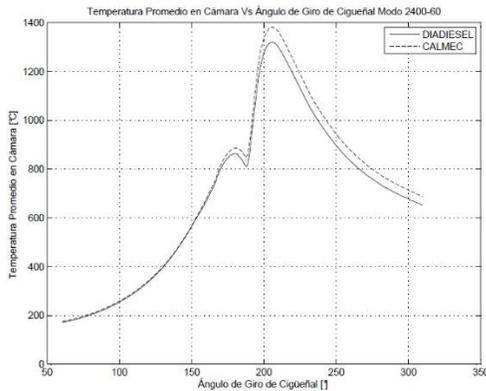


Figura 7.25.g Temperatura promedio en Cámara Vs Ángulo de Giro del Cigüeñal para el modo 2400-60.

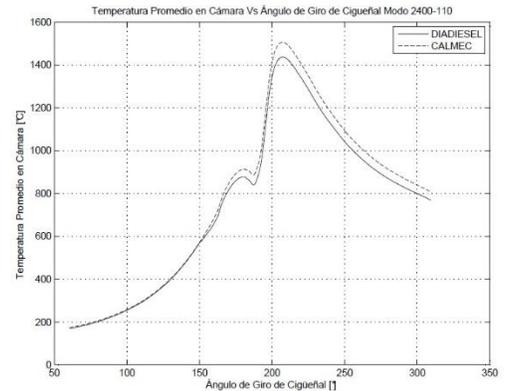


Figura 7.25.h Temperatura promedio en Cámara Vs Ángulo de Giro del Cigüeñal para el modo 2400-110.

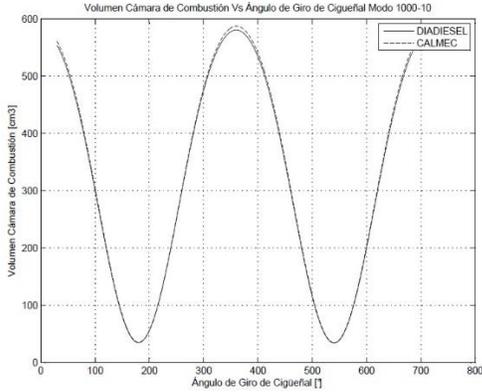


Figura 7.26.a Volumen Cámara de Combustión Vs Ángulo de Giro del Cigüeñal para el Modo 1000-10.

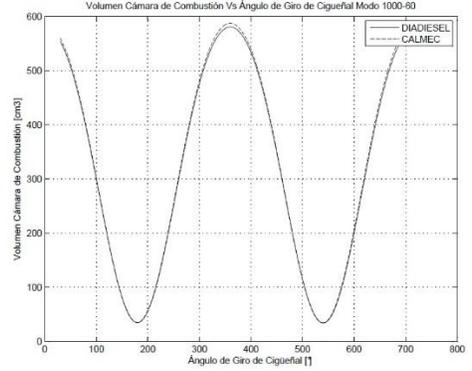


Figura 7.26.b Volumen Cámara de Combustión Vs Ángulo de Giro del Cigüeñal para el Modo 1000-60.

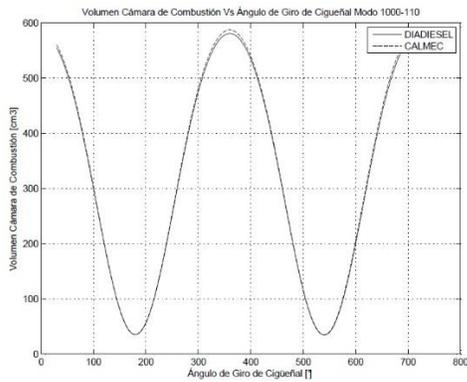


Figura 7.26.c Volumen Cámara de Combustión Vs Ángulo de Giro del Cigüeñal para el Modo 1000-110.

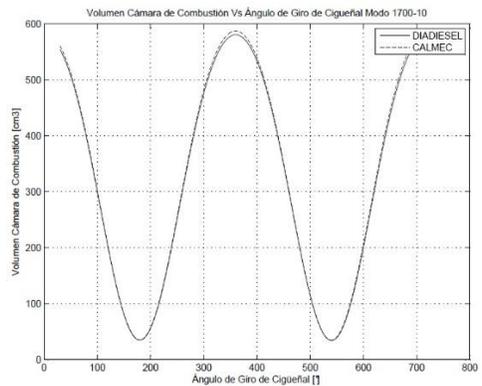


Figura 7.26.d Volumen Cámara de Combustión Vs Ángulo de Giro del Cigüeñal para el Modo 1700-10.

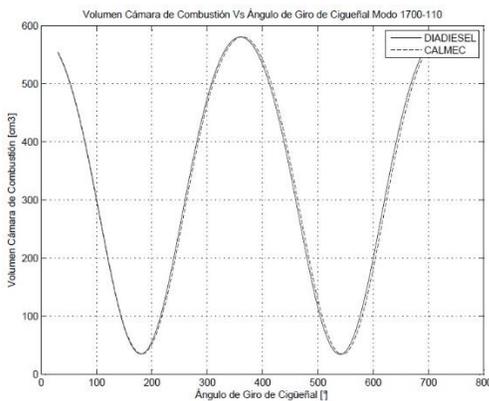


Figura 7.26.e Volumen Cámara de Combustión Vs Ángulo de Giro del Cigüeñal para el Modo 1700-110.

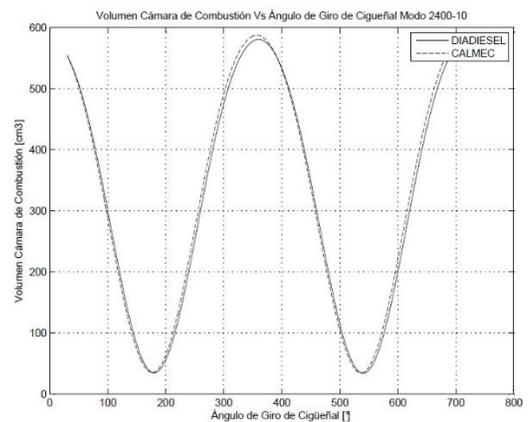


Figura 7.26.f Volumen Cámara de Combustión Vs Ángulo de Giro del Cigüeñal para el Modo 2400-10.

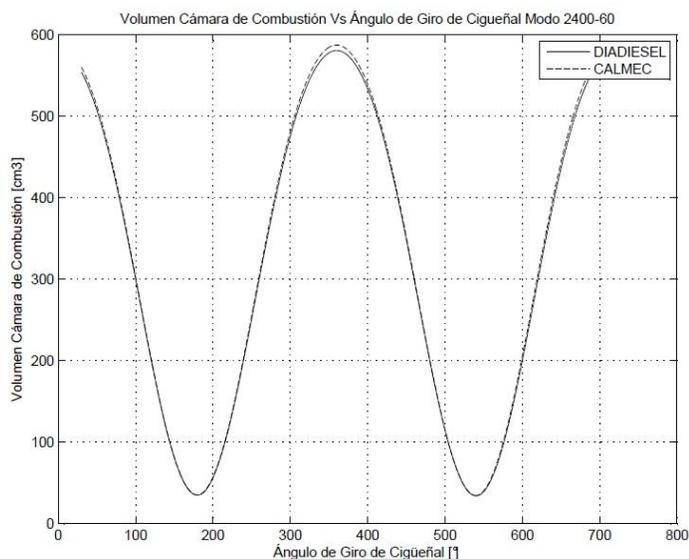


Figura 7.26.g Volumen Cámara de Combustión Vs Ángulo de Giro del Cigüeñal para el Modo 2400-60.

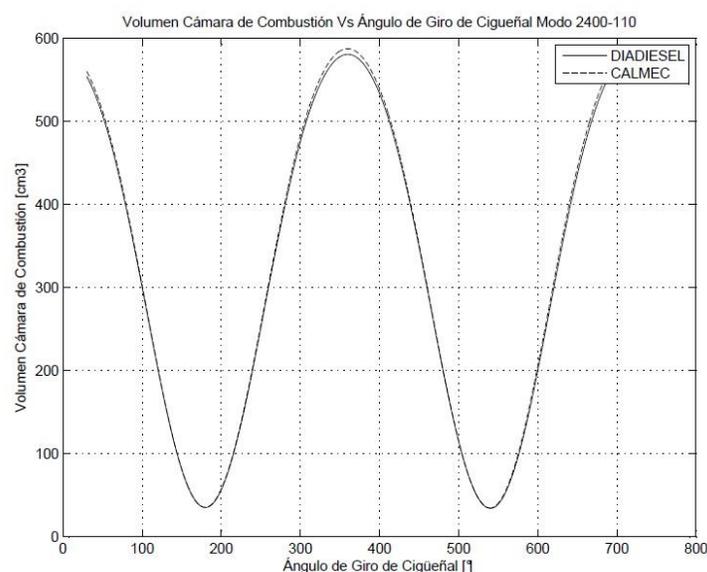


Figura 7.26.h Volumen Cámara de Combustión Vs Ángulo de Giro del Cigüeñal para el Modo 2400-110.

De la temperatura en la cámara de combustión (figuras 7.25) se puede apreciar que en el inicio y desarrollo de la carrera de compresión los valores de CALMEC y DIADIESEL son prácticamente los mismos, la diferencia se empieza a hacer notoria a media que el ciclo se acerca al PMS, pero no excede al 5% del valor estimado. Lo anterior valida el hecho que el modelo desarrollado permite una descripción adecuada de la combustión.

El volumen en cámara en el modo principal de estudio (figuras 7.26) se denota una alta similitud entre los resultados dados por CALMEC y los dados por DIADIESEL, la única diferencia apreciable se denota en las cercanías del PMI. La diferencia ilustrada es debido al aporte de las holguras a la variación del volumen de la cámara de combustión, lo cual es uno de los aportes significativos de la presente tesis.

En la tabla 7.26 se resume los resultados del modelo de diagnóstico desarrollado en la presente tesis doctoral, copilado en la herramienta informática DIADIESEL®.

Tabla 7.26 Resumen de resultados del modelo diagnóstico

RESULTADOS DIADIESEL									
VARIABLE	1000-10	1000-60	1000-110	1700-10	1700-60	1700-110	2400-10	2400-60	2400-110
PME (bar)	0.612	3.370	6.324	0.560	3.450	6.220	0.571	3.250	6.193
Potencia (KW)	1.112	6.12	11.45	1.724	10.62	19.15	2.48	14.13	26.9
Consumo Específico (g/KWh)	681.03	286.22	265.24	709.82	286.06	245.82	792.68	292.73	268.69

En la tabla 7.27 se presentan las mismas variables, pero obtenidas a través de CALMEC.

Tabla 7.27 Resumen de resultados de CALMEC

RESULTADOS CALMEC									
VARIABLE	1000-10	1000-60	1000-110	1700-10	1700-60	1700-110	2400-10	2400-60	2400-110
PME (bar)	0.607	3.373	6.320	0.559	3.452	6.222	0.570	3.254	6.193
Potencia (KW)	1.111	6.16	11.57	1.742	10.75	19.38	2.51	14.31	27.2
Consumo Específico (g/KWh)	678.55	282.68	262.34	703.53	282.62	242.91	783.70	288.96	265.57

El comparativo de estas dos tablas permite evidenciar que la PME, en ambos modelos tiene gran similitud para los nueve modos de estudio. Este comportamiento también puede ser evidenciado en la potencia efectiva, pero con la diferencia de que a medida de que esta aumenta dentro del régimen de giro, tiende a aumentar la diferencia entre los resultados de CALMEC y DIADIESEL, pero aun así no supera el 3%. Por último, en lo que respecta al consumo específico, se denota un comportamiento similar al evidenciado en la potencia, para los dos modelos.

La validación final de los resultados se realizará a través del modelo predictivo, ya que como se ilustra en la figura 7.27, si el proceso de ajuste de la tasa de combustible es adecuado, y si se realiza la caracterización adecuada del motor (incluyendo el modelo de deformación y holguras), al aplicar el modelo predictivo se debería obtener una curva de presión muy cercana a la medida.



Figura 7.27 Esquema de validación de modelos desarrollados.

Para validar la premisa anterior, a continuación se ilustran los resultados del modelo predictivo.

7.6 RESULTADOS DEL MODELO PREDICTIVO

Para los resultados del modelo predictivo, además de lo requerido por el modelo de diagnóstico (ajustes de los modelos de deformación, transferencia de calor e inyección), este requiere parte de los resultados ofrecidos por el modelo de diagnóstico y también el fichero de variables medias. A continuación se muestran las variables adicionales para el modelo predictivo, para los diferentes modos de operación estudiados.

Tabla 7.28 Variables Medias adicionales para Modelo Predictivo Modo 1000-10

MODO 1000-10	
VARIABLE	VALOR
b0	0.14
b1	0.86
m0	6
m1	1.6
k00	1
k01	0.78
TEMPERATURA AL CIERRE DE LA ADMISION (°C)	31.4

Tabla 7.29 Variables Medias adicionales para Modelo Predictivo Modo 1000-60

MODO 1000-60	
VARIABLE	VALOR
b0	0.150
b1	0.850
m0	6.000
m1	2.100
k00	0.840
k01	0.590
TEMPERATURA AL CIERRE DE LA ADMISION (°C)	93.4

Tabla 7.30 Variables Medias adicionales para Modelo Predictivo Modo 1000-110

MODO 1000-110	
VARIABLE	VALOR
b0	0.110
b1	0.890
m0	4.200
m1	1.600
k00	0.890
k01	0.510
TEMPERATURA AL CIERRE DE LA ADMISION (°C)	109.6

Tabla 7.31 Variables Medias adicionales para Modelo Predictivo Modo 1700-10

MODO 1700-10	
VARIABLE	VALOR
b0	0.150
b1	0.850
m0	3.500
m1	2.400
k00	0.480
k01	0.750
TEMPERATURA AL CIERRE DE LA ADMISION (°C)	123.6

Tabla 7.32 Variables Medias adicionales para Modelo Predictivo Modo 1700-60

MODO 1700-60	
VARIABLE	VALOR
b0	0.130
b1	0.870
m0	3.500
m1	2.700
k00	0.800
k01	0.650
TEMPERATURA AL CIERRE DE LA ADMISIÓN (°C)	157.7

Tabla 7.33 Variables Medias adicionales para Modelo Predictivo Modo 1700-110

MODO 1700-110	
VARIABLE	VALOR
b0	0.087
b1	0.913
m0	2.100
m1	1.700
k00	1.000
k01	0.560
TEMPERATURA AL CIERRE DE LA ADMISIÓN (°C)	143.0

Tabla 7.34 Variables Medias adicionales para Modelo Predictivo Modo 2400-10

MODO 2400-10	
VARIABLE	VALOR
b0	0.110
b1	0.890
m0	3.500
m1	2.500
k00	0.850
k01	0.810
TEMPERATURA AL CIERRE DE LA ADMISIÓN (°C)	169.8

Tabla 7.35 Variables Medias adicionales para Modelo Predictivo Modo 2400-60

MODO 2400-60	
VARIABLE	VALOR
b0	0.110
b1	0.890
m0	3.100
m1	2.000
k00	0.760
k01	0.690
TEMPERATURA AL CIERRE DE LA ADMISIÓN (°C)	174.5

Tabla 7.36 Variables Medias adicionales para Modelo Predictivo Modo 2400-110

MODO 2400-110	
VARIABLE	VALOR
b0	0.110
b1	0.890
m0	3.100
m1	2.500
k00	0.760
k01	0.740
TEMPERATURA AL CIERRE DE LA ADMISIÓN (°C)	
173.0	

Al igual que en el caso de la obtención de resultados del modelo de diagnóstico, las señales de tasa real no se tienen disponibles, por lo tanto, nuevamente al igual que en el modelo de diagnóstico se toman como referencias los datos del inicio del pulso eléctrico y su duración, los cuales pueden encontrarse en las tablas 7.11 y 7.12.

Para validar la capacidad del modelo predictivo para definir tendencias, en la figura 7.28 se ilustra la curva de presión en cámara predicha para el modo 1700-60, y se compara con los datos adquiridos por la cadena de medida especificada en el capítulo 3.

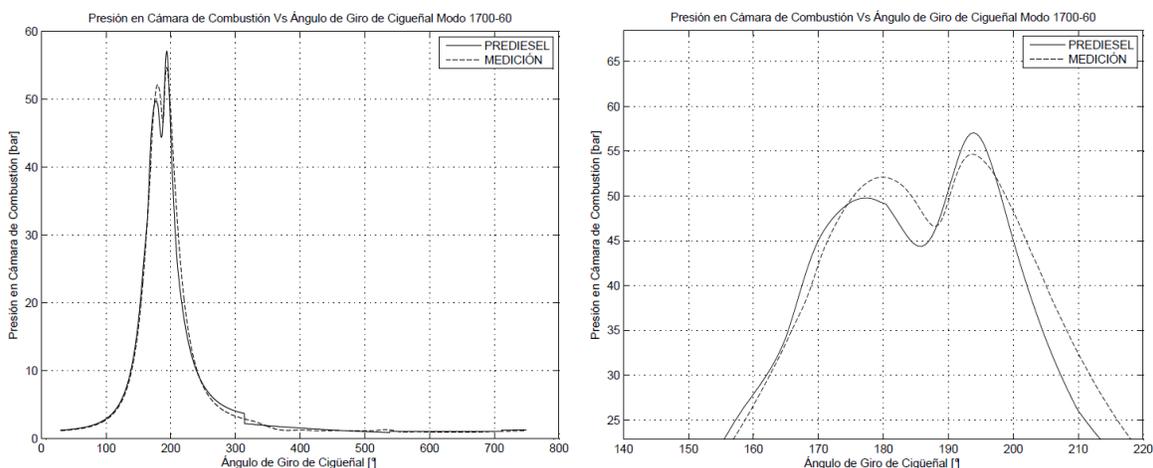


Figura 7.28 Derecha: Presión en Cámara de Combustión Vs Ángulo de Giro del Cigüeñal para el modo 1700-60. Izquierda: Detalle de la curva anterior en cercanías al PMS.

A continuación, en la figura 7.29 se ilustran los resultados de los otros modos, y el comparativo con la presión en cámara medida experimentalmente.

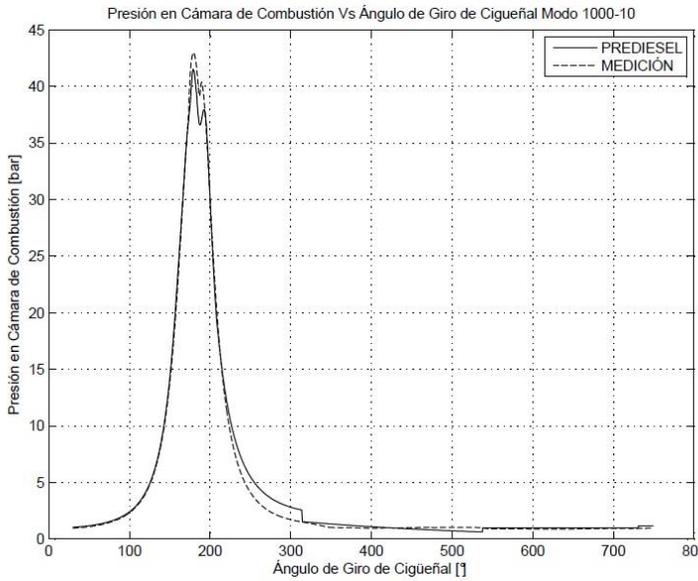


Figura 7.29.a Presión en Cámara de Combustión Vs Ángulo de Giro del Cigüeñal para el modo 1000-10.

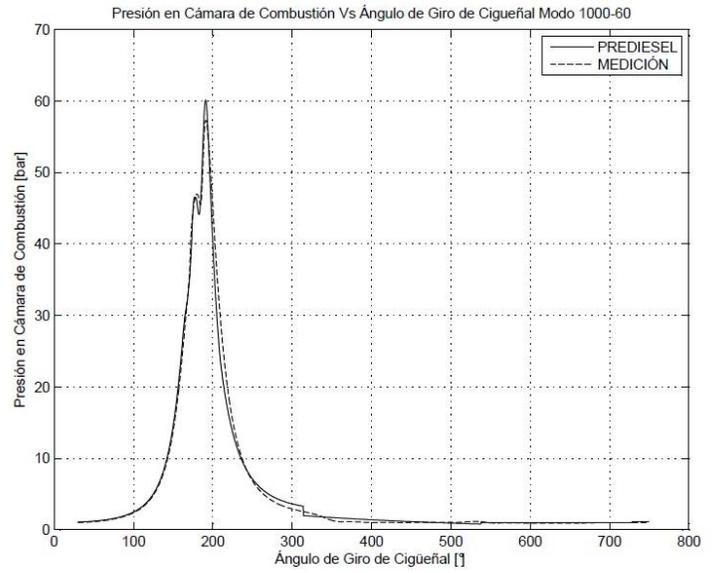


Figura 7.29.b Presión en Cámara de Combustión Vs Ángulo de Giro del Cigüeñal para el modo 1000-60.

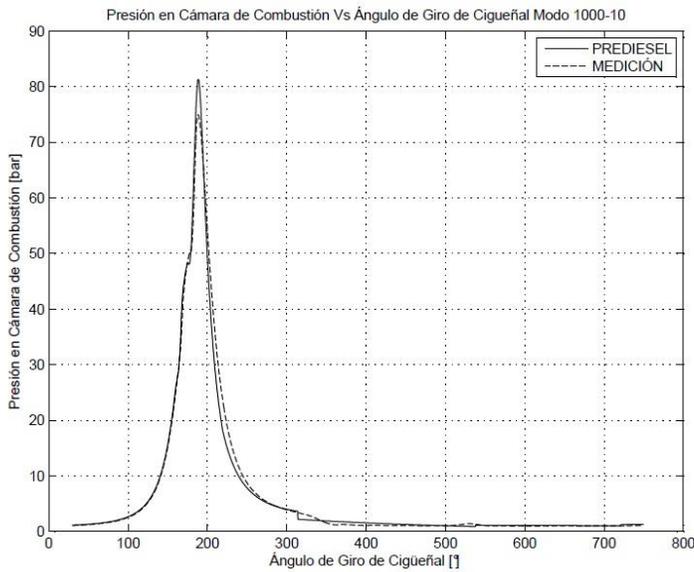


Figura 7.29.c Presión en Cámara de Combustión Vs Ángulo de Giro del Cigüeñal para el modo 1000-110.

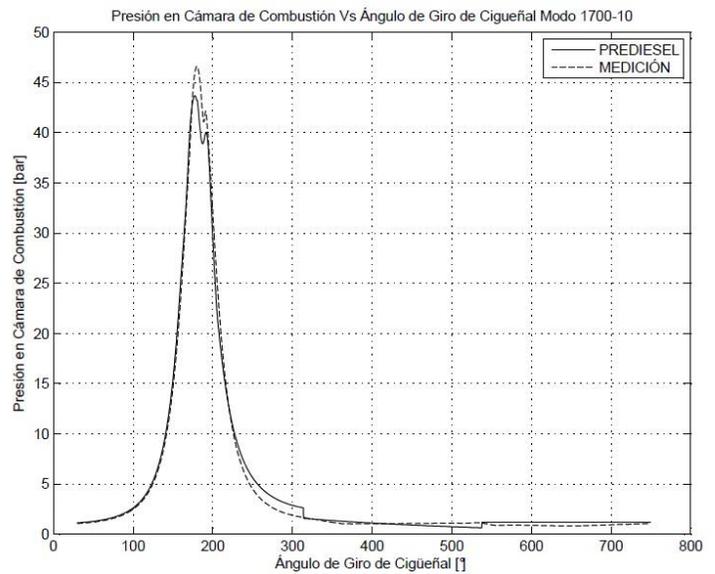


Figura 7.29.d Presión en Cámara de Combustión Vs Ángulo de Giro del Cigüeñal para el modo 1700-10.

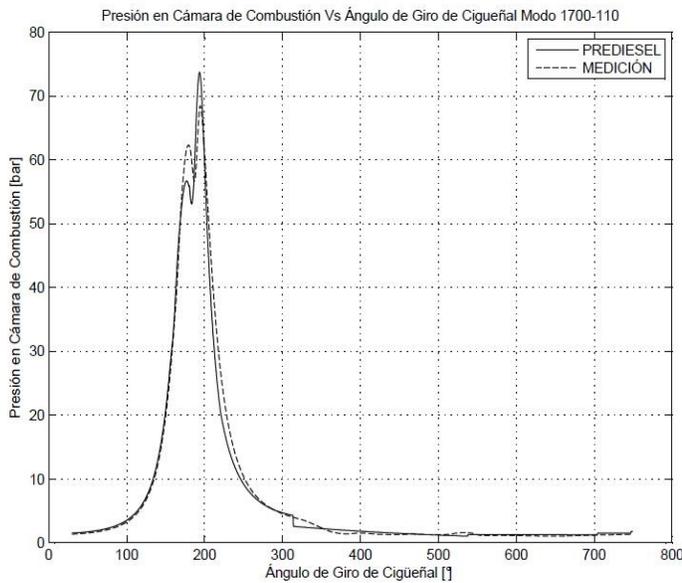


Figura 7.29.e Presión en Cámara de Combustión Vs Ángulo de Giro del Cigüeñal para el modo 1700-110.

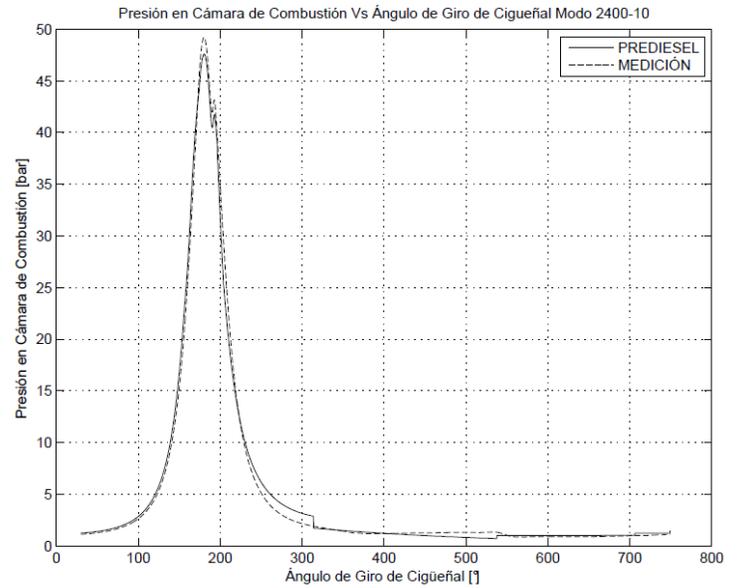


Figura 7.29.f Presión en Cámara de Combustión Vs Ángulo de Giro del Cigüeñal para el modo 2400-10.

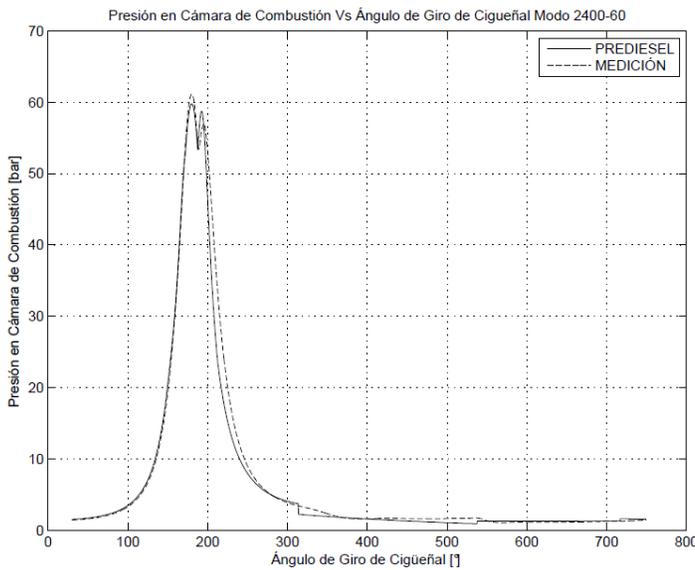


Figura 7.29.g Presión en Cámara de Combustión Vs Ángulo de Giro del Cigüeñal para el modo 2400-60.

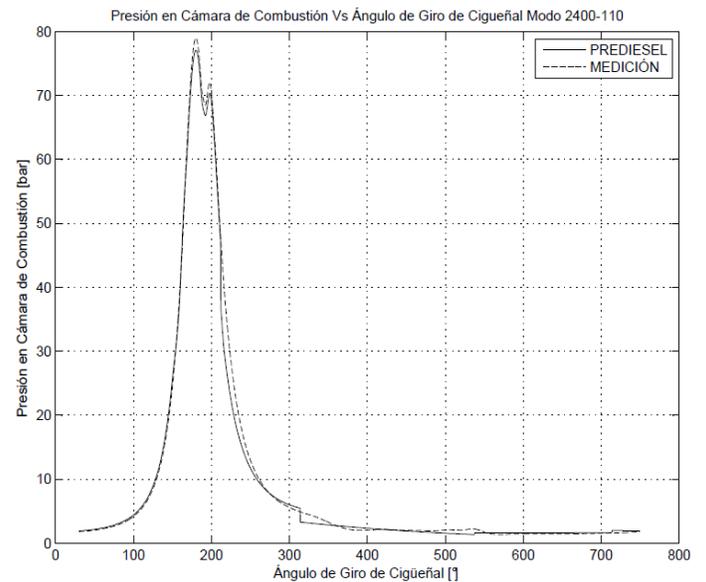


Figura 7.29.h Presión en Cámara de Combustión Vs Ángulo de Giro del Cigüeñal para el modo 2400-110.

Para la presión en cámara de combustión se observa que se obtienen resultados muy cercanos entre los datos obtenidos experimentalmente y los obtenidos con el modelo predictivo implementado en la presente tesis doctoral. Se hace notorias algunas desviaciones en las cercanías del PMS, pero durante la carrera de

expansión y el ciclo de intercambio de gases se va reduciendo. Los datos siguen la tendencia de los adquiridos experimentalmente, y las variables globales tienen una cercanía notoria con los de referencia, como se evidencia en las tablas 7.37 y 7.38.

Tabla 7.37 Resumen de resultados del modelo predictivo

RESULTADOS PREDIESEL									
VARIABLE	1000-10	1000-60	1000-110	1700-10	1700-60	1700-110	2400-10	2400-60	2400-110
PME (bar)	0.610	3.370	6.320	0.560	3.450	6.220	0.570	3.250	6.190
Potencia (KW)	1.108	6.12	11.44	1.724	10.62	19.15	2.48	14.13	26.9
Consumo Especifico (g/KWh)	683.21004	287.27	265.39	709.95	286.08	245.81	793.21	292.74	268.85
Torque (Nm)	10.60	58.6	109.8	9.73	60.0	108.1	9.91	56.5	107.6

Tabla 7.38 Resumen de torque obtenidos experimentalmente

RESULTADOS EXPERIMENTALES									
VARIABLE	1000-10	1000-60	1000-110	1700-10	1700-60	1700-110	2400-10	2400-60	2400-110
Torque (Nm)	10.67	59.3	111.1	9.83	60.7	109.4	10.02	57.2	108.9

Al igual que como se evidenció con el modelo de diagnóstico, se denota una similitud entre los resultados obtenidos experimentalmente y los simulados, con lo cual se resalta el excelente comportamiento del modelo propuesto respecto a los datos experimentales de validación. Este modelo fue implementado como herramienta informática y fue registrada como PREDIESEL®, como se ilustra en el Anexo 2.

7.7 BIBLIOGRAFÍA

- [7.1] O. Armas, “Diagnostico experimental del proceso de combustión en motores Diésel de inyección directa”. Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Valencia, Dpto. de máquinas y motores térmicos, Valencia, 1998.
- [7.2] S. A. Molina, “Estudio de la influencia de los parámetros de inyección y la recirculación de gases de escape sobre el proceso de combustión, las prestaciones y las emisiones de un motor Diésel de 1.8 litros de cilindrada”. Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Valencia, Dpto. de máquinas y motores térmicos, Valencia, 2003.
- [7.3] J. Martín, “Aportación al diagnóstico de la combustión en motores Diésel de inyección directa”. Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Valencia, Dpto. de máquinas y motores térmicos, Valencia, 2007.
- [7.4] UE, Unión Europea. Reglamento 715/2007 del Parlamento Europeo y del Consejo de 20 de junio de 2007 sobre la homologación de tipo de los vehículos de motor por lo que se refiere a las emisiones procedentes de turismos y vehículos

comerciales ligeros y sobre el acceso a la información relativa a la reparación y el mantenimiento de los vehículos, 2007.

[7.5] CEPE, Comisión económica de Naciones Unidas para Europa. Regulación N° 83. Disposiciones uniformes relativas a la homologación de vehículos por lo que respecta a la emisión de contaminantes según las necesidades del motor en materia de combustible, 2015.

[7.6] M.D. Cárdenas, “Estudio de las emisiones de motores Diésel de automoción en condiciones de funcionamiento transitorias al usar biodiesel”. Tesis Doctoral. Universidad de Castilla – La Mancha, Dpto. de Mecánica Aplicada e Ingeniería de Proyectos, Toledo, 2016.

[7.7] M.A. Gómez, “Metodología para determinar distribuciones de tamaños de partículas diésel mediante un sistema de medida de movilidad eléctrica”. Tesis Doctoral. Universidad de Castilla – La Mancha, Dpto. de Mecánica Aplicada e Ingeniería de Proyectos, Ciudad Real, 2006.

[7.8] G. Hohenberg, “Definition und Eigenschaften des thermodynamischen Verlustwinkels von Kolbenmaschinen”, Automobil-Industrie, 4, 1976, pp. 15-21.

Capítulo 8

Conclusiones

8.1 CONCLUSIONES

Del análisis de sensibilidad realizado para el *modelo de diagnóstico*, se pueden apreciar pequeñas variaciones en la tasa de calor rechazado, las cuales a pesar de ser evidentes, no influyen significativamente en la tasa de liberación de calor. Estos resultados se encuentran acorde a lo resaltado por Armas [8.1], el cual encontró que cambios de $\pm 70\%$ en las pérdidas de calor por las paredes de la cámara de combustión generan a lo sumo una variación del 3% en la tasa de calor liberado. En lo que respecta al estudio de la influencia de la masa retenida al cierre de la admisión, la modificación de esta variable no solamente produce cambios resaltables en la tasa de calor rechazado, sino que a su vez genera cambios notables en la tasa de calor liberado. Molina [8.2] en su estudio identificó que la variación en la masa al cierre de la admisión genera cambios evidentes en los inicios de la combustión de las distintas inyecciones. A pesar de que se encuentran cambios evidentes en la tasa de calor liberado, se detalla el hecho de que los valores máximos de la misma no sufren cambios evidentes, tal y como lo referencio Martín [8.3].

De igual manera, las variaciones en la relación de compresión del motor, tienen efectos similares a los denotados con la variación de la masa al cierre de la admisión, con la diferencia de que además de existir cambios evidentes en los valores máximos de la curva de liberación de calor, estos no son generados por una variación en los inicios de la combustión, sino por variaciones en la estimación del volumen en la cámara de combustión. Lo anterior afecta las estimaciones de otras propiedades, tales como la temperatura media en la cámara de combustión por ejemplo. Lo evidenciado concuerda con lo denotado por Armas [8.1] respecto a las variaciones en la tasa de liberación de calor debido a cambios en la relación de compresión.

En lo que respecta al análisis de sensibilidad del *modelo predictivo*, se encuentran resultados similares a los obtenidos del análisis de sensibilidad del modelo de diagnóstico, con la diferencia de que en vez de tener como variable principal de estudio la tasa de liberación de calor, se tiene la presión en cámara de combustión. En este análisis, se evidencia que la tasa de calor rechazado no produce variaciones significativas en la presión en cámara. Este comportamiento es acorde con lo encontrado por Payri [8.4], donde las variaciones en la tasa de calor rechazado generaban a lo sumo variaciones del 1.5% en la presión máxima en cámara de combustión. Para lo concerniente a la variación de la masa al cierre de la admisión, cambios en esta variable generan diferencias significativas en la presión en cámara de combustión. Esto se debe a que para la estimación las propiedades se requiere directamente de la masa en cámara y esta a su vez, depende directamente de la masa al cierre de la admisión, por lo que los resultados son totalmente razonables.

El resultado anterior, a pesar de que no poderse comparar de forma directa con el trabajo de Barba [8.5], se puede evidenciar que las variaciones en las fugas por blow-by afectan la presión máxima en cámara hasta el 2% de su magnitud máxima. Este efecto no es tan notorio debido a que estas pérdidas por lo general son pequeñas y no generan grandes cambios en la masa dentro de la cámara de combustión, pero si se guardan proporciones entre los efectos de estas fugas y la masa al cierre de la admisión, es de esperarse que esta última tenga efectos mucho más notorios en el cálculo de la presión en cámara.

Del modelado predictivo se tiene por último que las variaciones en la relación de compresión generan cambios notorios de la presión en cámara al cierre de la admisión. Estos resultados son consistentes a los obtenidos por Payri [8.4], donde variaciones de la relación de compresión generaban cambios de hasta el 12,5% en la presión máxima en la cámara de combustión.

Con los resultados arrojados por los análisis de sensibilidad y comparándolos con los resultados obtenidos por otros autores, se puede evidenciar de que se logró la implementación de un modelo de diagnóstico y predictivo con una robustez alta, a la vez que se implementó como una herramienta informática más flexible y versátil. Lo anterior basado en el comparativo de los trabajos realizados por otros autores, en donde se encontró que se obtuvieron resultados muy similares [8.1] [8.3].

Del modelo de inyección desarrollado en la presente tesis doctoral se observa un excelente desempeño en la predicción de la masa total inyectada. También se puede evidenciar una notoria tendencia en la presión media en cámara durante la inyección en todos los modos, la cual tiende a aumentar a medida que aumenta el régimen de giro y aún más a medida que aumenta la generación de torque, que se presenta debido a que la variación en la duración de la energización del inyector, influirá notoriamente en el torque generado y por consiguiente la potencia generada. Lo anterior se evidencia en el hecho que al comparar con el modelo de inyección interno de CALMEC, se lograr resultados similares, aunque su formulación matemática es totalmente diferente.

Cabe resaltar los resultados del modelo propuesto de inyección respecto a las tasas de inyección mantiene la tendencia de los resultados experimentales observados en los trabajos de Armas [8.6], en donde para un nivel de presión de rail y tiempo de energización se lograba una predicción de la tasa inyectada con una desviación máxima del 3%.

El modelo de deformación y holguras permitió una rápida caracterización del coeficiente de deformaciones para el motor en estudio. De igual manera, se implementó una metodología alternativa para la caracterización de dicho coeficiente a través de diferencias finitas, lo cual permite una optimización del tiempo necesario

para el modelado de diagnóstico, el cual se redujo casi a la mitad. El modelo de holguras permitió una mejora en la capacidad de predicción del modelo de diagnóstico, lo cual se verifica en las figuras 7.16, 7.17 y 7.18, en donde la DFQL se mantiene en cero para el ensayo de arrastre. De igual manera los resultados de la metodología propuesta son consistentes con la validación experimental, como se observa en la tabla 7.7.

Por último, en el comparativo de resultados entre los modelos desarrollados respecto a los datos experimentales u obtenidos de CALMEC, se puede observar un excelente comportamiento, ya que no existen diferencias significativas entre los resultados de referencia y los obtenidos de los modelos. Estas pequeñas diferencias se hacen evidentes en las tablas 8.1 y 8.2, en donde se resumen los errores relativos de las variables obtenidas con el modelo de diagnóstico y predictivo desarrollado en la presente tesis doctoral, que reafirman el buen desempeño de los modelos. Estos modelos fueron implementados a manera de herramientas informáticas y fueron registradas ante la Dirección Nacional de Derechos de Autor (DNDA) como se evidencia en los anexos 2 y 3.

Tabla 8.1 Errores relativos obtenidos al aplicar el modelo de diagnóstico DIADIESEL®

ERROR EN RESULTADOS (%)									
VARIABLE	1000-10	1000-60	1000-110	1700-10	1700-60	1700-110	2400-10	2400-60	2400-110
PME	-0.834	0.094	-0.058	-0.152	0.057	0.040	-0.124	0.116	-0.013
Potencia	-0.026	0.569	1.096	1.023	1.187	1.192	1.052	1.278	1.140
Consumo Específico	-0.365	-1.254	-1.106	-0.894	-1.216	-1.196	-1.146	-1.304	-1.174

Tabla 8.2 Errores relativos obtenidos al aplicar el modelo predictivo PREDIESEL®

ERROR EN RESULTADOS (%)									
VARIABLE	1000-10	1000-60	1000-110	1700-10	1700-60	1700-110	2400-10	2400-60	2400-110
PME	-0.532	0.094	0.000	-0.149	0.065	0.037	-0.025	0.116	0.041
Potencia	0.273	0.569	1.152	1.026	1.196	1.190	1.150	1.279	1.194
Consumo Específico	-0.687	-1.622	-1.162	-0.913	-1.225	-1.196	-1.214	-1.308	-1.234
Torque	0.626	1.245	1.152	1.005	1.217	1.190	1.128	1.268	1.194

Las diferencias que se observan son debido a la diferencia en los diferentes sub-modelos desarrollados, pero a pesar de ello se hace evidente que los modelos ofrecen muy aproximados a otros modelos con muchos años de desarrollo y a los datos experimentales, con lo que se verifica una aportación significativa en la presente tesis doctoral.

8.2 BIBLIOGRAFÍA

- [8.1] O. Armas, "Diagnostico experimental del proceso de combustión en motores Diésel de inyección directa". Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Valencia, Dpto. de máquinas y motores térmicos, Valencia, 1998.
- [8.2] S. A. Molina, "Estudio de la influencia de los parámetros de inyección y la recirculación de gases de escape sobre el proceso de combustión, las prestaciones y las emisiones de un motor Diésel de 1.8 litros de cilindrada". Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Valencia, Dpto. de máquinas y motores térmicos, Valencia, 2003.
- [8.3] J. Martín, "Aportación al diagnóstico de la combustión en motores Diésel de inyección directa". Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Valencia, Dpto. de máquinas y motores térmicos, Valencia, 2007.
- [8.4] F. Payri, P. Olmeda, J. Martín y A. García, "A complete 0D thermodynamic predictive model for direct injection diesel engines". *Applied Energy*, 88 (12), 2011, pp. 4632-4641.
- [8.5] C. Barba, C. Burkhardt, K. Boulouchos and M. Bargende, "A phenomenological combustion model for heat release rate prediction in high-speed DI Diesel engines with common rail injection". SAE Paper 2001-01- 2933, 2001, pp.145.
- [8.6] O. Armas, S. Martínez-Martínez, C. Mata and C. Pacheco, "Alternative method for bulk modulus estimation of Diesel fuels". *Fuel*, 167, 2016, pp. 199-207.

Anexos

Anexo 1



CMT Motores Térmicos

Universitat Politècnica de Valencia
Edif. 6D.

Camino de Vera s,n
46021 Valencia, Spain

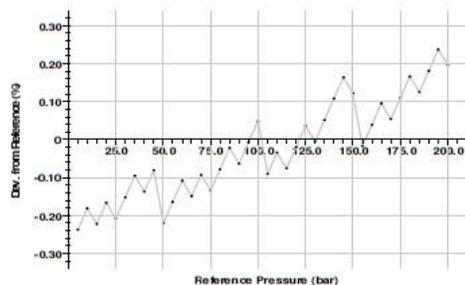
Contact: cmt@mot.upv.es

Calibration Certificate

Sensor: Pressure
Type: 6055BB80
Serial Number: 4685919

Calibration Range: 200,0 bar
Sensitivity: 20,64 pC/bar
Linearity: +/- 0,24%
Sensor Temperature: 21,5°C
Sensitivity Change: -100,00%

Pressure(bar)	Deviation(%)	Pressure(bar)	Deviation(%)	Pressure(bar)	Deviation(%)	Pressure(bar)	Deviation(%)
5,00	-0,24	55,00	-0,16	105,00	-0,09	155,00	-0,02
10,00	-0,18	60,00	-0,11	110,00	-0,03	160,00	0,04
15,00	-0,22	65,00	-0,15	115,00	-0,08	165,00	0,10
20,00	-0,17	70,00	-0,09	120,00	-0,02	170,00	0,05
25,00	-0,21	75,00	-0,13	125,00	0,04	175,00	0,11
30,00	-0,15	80,00	-0,08	130,00	-0,00	180,00	0,17
35,00	-0,10	85,00	-0,02	135,00	0,05	185,00	0,13
40,00	-0,14	90,00	-0,06	140,00	0,11	190,00	0,18
45,00	-0,08	95,00	-0,01	145,00	0,16	195,00	0,24
50,00	-0,22	100,00	0,05	150,00	0,12	200,00	0,20



Ambient Temperature: 21,5°C
Relative Humidity: 25,0%

Reference Sensor Type: 6961A250
Reference Sensor Serial Number: SN4557694
Calibrator Type: 6907B
Calibrator Serial Number: 1181633

Calibrated By: Bermudez
Date: 16/10/2014
Comments: Sensor 6056A Castilla la Mancha-Toledo

www.cmt.upv.es

CMT Motores Térmicos•Universitat Politècnica de Valencia, Edif. 6D, Camino
de Vera s,n•46021•Valencia•Spain

+34963877650

Anexo 2

	MINISTERIO DEL INTERIOR DIRECCION NACIONAL DE DERECHO DE AUTOR UNIDAD ADMINISTRATIVA ESPECIAL OFICINA DE REGISTRO <u>CERTIFICADO DE REGISTRO DE SOPORTE LOGICO - SOFTWARE</u>	Libro - Tomo - Partida 13-55-487 Fecha Registro 10-oct-2016	
Página 1 de 1			
<u>1. DATOS DE LAS PERSONAS</u>			
AUTOR			
Nombres y Apellidos	JORGE DUARTE FORERO	No de identificación CC	72342626
Nacional de	COLOMBIA	Ciudad:	SOLEDAD
Dirección	CRA 11 N 83C - 53		
PRODUCTOR			
Razón Social	FUNDACION UNIVERSIDAD DEL NORTE	Nit	8901016819
Dirección	KM 5 VIA PUERTO COLOMBIA	Ciudad:	BARRANQUILLA
<u>2. DATOS DE LA OBRA</u>			
Título Original	PREDIESEL		
Año de Creación	2016	País de Origen	COLOMBIA
			Año Edición
CLASE DE OBRA	INEDITA		
CARACTER DE LA OBRA	OBRA INDIVIDUAL		
CARACTER DE LA OBRA	OBRA ORIGINARIA		
ELEMENTOS APORTADOS DE SOPORTE LOGICO	PROGRAMA DE COMPUTADOR		
ELEMENTOS APORTADOS DE SOPORTE LOGICO	DESCRIPCIÓN DEL PROGRAMA		
ELEMENTOS APORTADOS DE SOPORTE LOGICO	MATERIAL AUXILIAR		
<u>3. DESCRIPCIÓN DE LA OBRA</u>			
ESTA HERRAMIENTA, FUNCIONA EN BASE A CÓDIGOS DESARROLLADOS EN EL AMBIENTE DE MATLAB, QUE TIENEN POR OBJETIVO LA OBTENCIÓN DE RESULTADOS DE TERMODINÁMICOS ORIENTADOS A LA PREDICCIÓN DEL COMPORTAMIENTO DE UN MOTOR DIESEL TURBOALIMENTADO EN ESTADO ESTACIONARIO A PARTIR DE UN CONJUNTO DE VARIABLES MEDIAS.			
<u>4. OBSERVACIONES GENERALES DE LA OBRA</u>			
<u>5. DATOS DEL SOLICITANTE</u>			
Nombres y Apellidos	JORGE DUARTE FORERO	No de Identificación	72342626
Nacional de	COLOMBIA	Medio Radicación	REGISTRO EN LINEA
Dirección	CRA 11 N 83C - 53	Ciudad	SOLEDAD
Correo electrónico	JOELDUFO@HOTMAIL.COM	Teléfono	300 8721367
En representación de	EN NOMBRE PROPIO	Radicación de entrada	1-2016-79306
 MANUEL ANTONIO MORA CUELLAR JEFE OFICINA DE REGISTRO			
MZP			

Nota: El derecho de autor protege exclusivamente la forma mediante la cual las ideas del autor son descritas, explicadas, ilustradas o incorporadas a las obras. No son objeto de protección las ideas contenidas en las obras literarias y artísticas, o el contenido ideológico o técnico de las obras científicas, ni su aprovechamiento industrial o comercial (artículo 7o. de la Decisión 351 de 1993).

Anexo 3

	MINISTERIO DEL INTERIOR DIRECCION NACIONAL DE DERECHO DE AUTOR UNIDAD ADMINISTRATIVA ESPECIAL OFICINA DE REGISTRO <u>CERTIFICADO DE REGISTRO DE SOPORTE LOGICO - SOFTWARE</u>	Libro - Tomo - Partida 13-55-488 Fecha Registro 10-oct-2016
Página 1 de 1		
<u>1. DATOS DE LAS PERSONAS</u>		
AUTOR		
Nombres y Apellidos	JORGE DUARTE FORERO	No de identificación CC
Nacional de	COLOMBIA	72342626
Dirección	CRA 11 N 83C - 53	Ciudad: SOLEDAD
PRODUCTOR		
Razón Social	FUNDACION UNIVERSIDAD DEL NORTE	Nit
		8901016819
Dirección	KM 5 VIA PUERTO COLOMBIA	Ciudad: BARRANQUILLA
<u>2. DATOS DE LA OBRA</u>		
Título Original	DIADIESEL	
Año de Creación	2016	País de Origen COLOMBIA
		Año Edición
CARACTER DE LA OBRA	OBRA INDIVIDUAL	
CARACTER DE LA OBRA	OBRA ORIGINARIA	
ELEMENTOS APORTADOS DE SOPORTE LOGICO	PROGRAMA DE COMPUTADOR	
ELEMENTOS APORTADOS DE SOPORTE LOGICO	DESCRIPCIÓN DEL PROGRAMA	
ELEMENTOS APORTADOS DE SOPORTE LOGICO	MATERIAL AUXILIAR	
<u>3. DESCRIPCIÓN DE LA OBRA</u>		
ESTA HERRAMIENTA, FUNCIONA EN BASE A CÓDIGOS DESARROLLADOS EN EL AMBIENTE DE MATLAB, QUE TIENEN POR OBJETIVO LA OBTENCIÓN DE RESULTADOS DE TERMODINÁMICOS ORIENTADOS AL DIAGNÓSTICO DE LA COMBUSTIÓN DE UN MOTOR DIESEL TURBOALIMENTADO EN ESTADO ESTACIONARIO A PARTIR DE UN CONJUNTO DE VARIABLES MEDIAS Y UN FICHERO DE PRESIÓN DADOS.		
<u>4. OBSERVACIONES GENERALES DE LA OBRA</u>		
<u>5. DATOS DEL SOLICITANTE</u>		
Nombres y Apellidos	JORGE DUARTE FORERO	No de Identificación 72342626
Nacional de	COLOMBIA	Medio Radioación REGISTRO EN LINEA
Dirección	CRA 11 N 83C - 53	Ciudad SOLEDAD
		Teléfono 300 8721367
Correo electrónico	JOELDUFO@HOTMAIL.COM	Radiación de entrada 1-2016-79310
En representación de	EN NOMBRE PROPIO	
 <hr style="width: 50%; margin: auto;"/> MANUEL ANTONIO MORA CUELLAR JEFE OFICINA DE REGISTRO		
MZP		

Nota: El derecho de autor protege exclusivamente la forma mediante la cual las ideas del autor son descritas, explicadas, ilustradas o incorporadas a las obras. No son objeto de protección las ideas contenidas en las obras literarias y artísticas, o el contenido ideológico o técnico de las obras científicas, ni su aprovechamiento industrial o comercial (artículo 7o. de la Decisión 351 de 1993).