

**ESTUDIO TEÓRICO-EXPERIMENTAL SOBRE EL INCREMENTO EN LA
EFICIENCIA DEL CICLO DE COMBUSTIÓN POR EFECTO DE LA
DISMINUCIÓN DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR NETA POR CICLO EN LA
COMBUSTIÓN A BAJA TEMPERATURA, UTILIZANDO UN MODELO CERO
DIMENSIONAL PARA MOTORES DIESEL DE 4 TIEMPOS**

JUAN SEBASTIAN GONZALEZ IRIARTE

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2014

**ESTUDIO TEÓRICO-EXPERIMENTAL SOBRE EL INCREMENTO EN LA
EFICIENCIA DEL CICLO DE COMBUSTIÓN POR EFECTO DE LA
DISMINUCIÓN DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR NETA POR CICLO EN LA
COMBUSTIÓN A BAJA TEMPERATURA, UTILIZANDO UN MODELO CERO
DIMENSIONAL PARA MOTORES DIESEL DE 4 TIEMPOS**

JUAN SEBASTIAN GONZÁLEZ IRIARTE

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

DIRECTOR

**Jorge Luis Chacón Velasco
PhD. Ingeniera Mecánica**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2014

CONTENIDO

| | Página |
|---|---------------|
| INTRODUCCIÓN | 14 |
| 1. MARCO TEÓRICO | 17 |
| 1.1. MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA | 17 |
| 1.1.1. Motores Diésel o de encendido por compresión | 20 |
| 1.2. COMBUSTIÓN EN MOTORES DIÉSEL DE INYECCIÓN DIRECTA | 24 |
| 1.3. MODELADO DE LA COMBUSTIÓN EN MOTORES DIÉSEL | 27 |
| 1.4. MODELOS CERO-DIMENSIONALES O TERMODINÁMICOS | 30 |
| 1.5. BAJA TEMPERATURA DE COMBUSTIÓN (LTC) Y BAJA TRANSFERENCIA DE CALOR POR CICLO (LHR) | 32 |
| 2. ESTADO DEL ARTE | 36 |
| 3. DESARROLLO DEL MODELO | 39 |
| 3.1. BALANCE DE ENERGÍA | 39 |
| 3.2. CALOR LIBERADO EN LA COMBUSTIÓN | 44 |
| 3.3. RETARDO EN LA IGNICIÓN | 48 |
| 3.4. CALOR TRANSFERIDO A TRAVÉS DE LAS PAREDES | 49 |
| 3.5. FLUJOS MÁSICOS | 51 |
| 3.6. PARÁMETROS GEOMÉTRICOS DEL MOTOR | 52 |
| 3.7. COMPOSICIÓN Y PROPIEDADES DE LA MEZCLA DE GASES | 55 |
| 3.7.1. Composición | 55 |
| 3.7.1.1. Reactivos | 55 |
| 3.7.1.2. Productos | 59 |
| 3.7.2. Propiedades | 60 |
| 3.8. TRABAJO INDICADO POR CICLO | 62 |
| 3.9. PRESIÓN MEDIA EFECTIVA INDICADA | 62 |

| | |
|---|-----|
| 3.10. POTENCIA INDICADA Y PAR | 63 |
| 3.11. CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTIBLE Y EFICIENCIA INDICADA | 64 |
| 4. IMPLEMENTACIÓN Y VALIDACIÓN DEL MODELO | 65 |
| 4.1. IMPLEMENTACIÓN | 65 |
| 4.1.1. Interfaz de usuario. | 65 |
| 4.1.2. Algoritmo de solución. | 68 |
| 4.2. VALIDACIÓN DEL MODELO..... | 77 |
| 5. RESULTADOS Y ANÁLISIS. | 81 |
| 5.1. VALIDACIÓN CON DATOS DEL PUNTO DE OPERACIÓN 1 | 81 |
| 5.2. VALIDACIÓN CON DATOS DEL PUNTO DE OPERACIÓN 2 | 83 |
| 5.3. EFECTO DE LA BAJA TRANSFERENCIA DE CALOR NETA POR CICLO (LHR) EN EL DESEMPEÑO DEL MOTOR | 85 |
| 5.3.1. Punto de operación 1 | 86 |
| 5.3.2. Punto de operación 2..... | 94 |
| 6. CONCLUSIONES Y OBSERVACIONES..... | 102 |
| 7. RECOMENDACIONES..... | 104 |
| BIBLIOGRAFÍA..... | 105 |
| ANEXOS..... | 109 |

LISTA DE FIGURAS

| | Página |
|--|---------------|
| Figura 1: Ciclo de operación de un motor de cuatro tiempos..... | 19 |
| Figura 2: Tipos de cámara de combustión Diésel..... | 20 |
| Figura 3: Eventos durante los procesos de compresión y expansión. | 21 |
| Figura 4: Ciclo Otto ideal. | 22 |
| Figura 5: Ciclo Diésel ideal. | 23 |
| Figura 6: Valores históricos de los estándares de gases contaminantes procedentes del Diésel en Estados Unidos. | 25 |
| Figura 7: Fases del proceso de combustión en un motor Diésel de inyección directa..... | 26 |
| Figura 8: Esquema de un modelo de combustión predictivo y de diagnóstico..... | 29 |
| Figura 9: Diagrama $\phi - T$ de la combustión. | 32 |
| Figura 10: Esquema del volumen de control..... | 39 |
| Figura 11: Esquema del calor liberado según el modelo de Pugachiuv..... | 46 |
| Figura 12: Geometría del cilindro y pistón de un motor recíprocante..... | 53 |
| Figura 13: Interfaz de usuario del programa | 66 |
| Figura 14: Diagrama de flujo de la simulación. | 69 |
| Figura 15: Esquema conceptual de la solución del código | 76 |
| Figura 16: a) Fotografía banco de ensayo de motores Texas A&M University. b) Esquema del sistema de medición | 78 |
| Figura 17: Comparación entre los diagramas P vs V/Vc experimentales y simulados para el punto de operación 1: a) 0%EGR, 15%EGR, 30%EGR, 40%EGR y 45%EGR. Líneas: Datos Simulados..... | 82 |
| Figura 18: Comparación entre los diagramas P vs V/Vc experimentales y simulados para el punto de operación 1: a) 0%EGR, 15%EGR, 30%EGR, 40%EGR y 45%EGR. Líneas: Datos simulados. | 84 |

| | |
|--|-----|
| Figura 19: Diagrama presión en función de ángulo del cigüeñal (grados después del punto muerto superior, °dPMS) para: a) 0% EGR, b) 30% EGR y c) 45%EGR | 86 |
| Figura 20: Diagrama temperatura en función de ángulo del cigüeñal (grados después del punto muerto superior, °dPMS) para: a) 0% EGR y b) 45% EGR | 88 |
| Figura 21: Calor transferido instantáneo en función de ángulo del cigüeñal (grados después del punto muerto superior, °dPMS) para: a) 0% EGR y b) 45% EGR | 88 |
| Figura 22: Calor transferido por ciclo para cada nivel de %EGR y temperatura de pared en el punto de operación 1. | 89 |
| Figura 23: Eficiencia térmica indicada para cada nivel de %EGR y temperatura de pared en el punto de operación 1. | 90 |
| Figura 24: a) Potencia indicada y b) Consumo específico de combustible para cada nivel de %EGR y temperatura de pared en el punto de operación 1. | 92 |
| Figura 25: Temperatura de los gases de escape para cada nivel de %EGR y temperatura de pared en el punto de operación 1. | 93 |
| Figura 26: Relación de calores específicos (γ) promedio durante el ciclo, para cada nivel de %EGR y temperatura de pared en el punto de operación 1. | 94 |
| Figura 27: Diagrama presión en función de ángulo del cigüeñal (grados después del punto muerto superior, °dPMS) para: a) 0% EGR, b) 30% EGR..... | 94 |
| Figura 28: Diagrama temperatura en función de ángulo del cigüeñal (grados después del punto muerto superior, °dPMS) para: a) 0% EGR y b) 30% EGR | 95 |
| Figura 29: Calor perdido por ciclo para cada nivel de %EGR y temperatura de pared en el punto de operación 2. | 96 |
| Figura 30: Eficiencia térmica indicada para cada nivel de %EGR y temperatura de pared en el punto de operación 2. | 97 |
| Figura 31: Calor liberado para cada nivel de %EGR en el punto de operación 2. | 98 |
| Figura 32: a) Potencia indicada y b) Consumo específico de combustible para cada nivel de %EGR y temperatura de pared en el punto de operación 2. | 99 |
| Figura 33: Relación de calores específicos (γ) promedio durante el ciclo, para cada nivel de %EGR y temperatura de pared en el punto de operación 1. | 100 |

Figura 34: Temperatura de los gases de escape para cada nivel de %EGR y temperatura de pared en el punto de operación 2.101

LISTA DE TABLAS

| | Página |
|---|---------------|
| Tabla 1: Comparación cualitativa de la LHR aplicada a la combustión convencional y a la LTC | 34 |
| Tabla 2: Constantes de la ecuación (16) determinados experimentalmente. | 48 |
| Tabla 3: Coeficientes de la ecuación (21)..... | 50 |
| Tabla 4: Número de moles de reactivos por mol de O ₂ | 59 |
| Tabla 5: Coeficientes para la ecuación (46)..... | 62 |
| Tabla 6: Datos de entrada requeridos..... | 67 |
| Tabla 7: Características del motor John Deere 4045HF485. | 77 |
| Tabla 8: Propiedades del Diésel #2 | 80 |

LISTA DE ANEXOS

| | Página |
|--|---------------|
| ANEXO A. PERFIL DE LEVANTAMIENTO DE LAS VALVULAS | 109 |
| ANEXO B. RESULTADOS ECUACIÓN (16)..... | 110 |

RESUMEN

TÍTULO: ESTUDIO TEÓRICO-EXPERIMENTAL SOBRE EL INCREMENTO EN LA EFICIENCIA DEL CICLO DE COMBUSTIÓN POR EFECTO DE LA DISMINUCIÓN DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR NETA POR CICLO EN LA COMBUSTIÓN A BAJA TEMPERATURA, UTILIZANDO UN MODELO CERO DIMENSIONAL PARA MOTORES DIESEL DE 4 TIEMPOS*

AUTOR: Juan Sebastián González Iriarte**

PALABRAS CLAVE: Combustión Diésel, modelo cero-dimensional, baja temperatura de combustión, LTC, baja transferencia de calor, LHR, eficiencia.

Las estrategias de baja temperatura de combustión (LTC) en motores Diésel, son efectivas para la reducción simultánea de partículas y óxido de nitrógeno (NOx) y su reciente desarrollo e investigación también se ha centrado en el aumento de las prestaciones del motor. Sin embargo, otros estudios muestran nuevos incrementos potenciales en la eficiencia de los motores Diésel, utilizando conceptos de baja transferencia de calor neta por ciclo (LHR), particularmente cuando se integran con estrategias de baja temperatura de combustión. La idea básica del LHR es reducir la transferencia de calor desde el cilindro y recuperar al menos una porción de la energía retenida para convertirla en trabajo útil. Las estrategias de LTC crean en la mezcla de gases, propiedades termodinámicas favorables para aumentar los posibles beneficios potenciales del LHR en el incremento de la eficiencia del motor.

Este trabajo utiliza un modelo cero-dimensional para la combustión en motores Diésel, con el fin de explorar teóricamente las ganancias potenciales en la eficiencia del motor al integrar LHR y LTC. El estudio se basa en datos de LTC experimentales para la validación del modelo y en la parametrización del nivel de gases recirculados y la temperatura de la pared para aislar los efectos de la LTC y LHR respectivamente. Los resultados confirman que el incremento de la eficiencia es mayor al emplearse LHR junto con una combustión LTC que en condiciones combustión convencional.

* Proyecto de grado

** Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica.

Director: Ph.D. Jorge Luis Chacon Velasco. Codirector: Ph.D. Timothy J. Jacobs.

ABSTRACT

TÍTULO: A THEORETICAL AND EXPERIMENTAL STUDY OF LOW HEAT REJECTION USING LOW TEMPERATURE COMBUSTION IN A ZERO-DIMENSIONAL DIESEL ENGINE MODEL.*

AUTHOR: Juan Sebastián González Iriarte**

KEY WORDS: Diesel combustion, zero-dimensional model, low temperature combustion, LTC, low heat rejection, LHR, efficiency.

Low temperature combustion (LTC) modes in diesel engines are successful at simultaneous reductions in oxides of nitrogen (NO_x) and soot; their recent development and research have also centered on improving engine. Other studies show, however, potential further improvements in efficiency with low heat rejection (LHR) concepts in diesel engines, particularly when coupled with LTC. The basic idea of LHR is to reduce heat transfer from the cylinder, and recover at least a portion of the retained energy to improve useful work. LTC creates favorable thermodynamic properties of the mixture to enhance the potential benefits of LHR in increasing engine efficiency.

This study uses a zero-dimensional diesel engine model framework to theoretically explore the potential gains in engine efficiency with LTC coupled with LHR. The study relies on experimental LTC data for model validation, and parameterizes both exhaust gas recirculation (EGR) level and cylinder wall temperature to isolate the effects of LTC and LHR, respectively. The results confirm that efficiency increases with employment of LHR are higher under LTC conditions than conventional combustion conditions.

* Research project

** Faculty of physical-mechanical engineering. Mechanical Engineering Department.
Advisors: Ph.D. Jorge Luis Chacón Velasco. Ph.D. Timothy J. Jacobs.

INTRODUCCIÓN

La combustión de combustibles fósiles es una de las principales fuentes de gases contaminantes a la atmosfera, los cuales ocasionan un incremento en los efectos del calentamiento global. La actual preocupación por el deterioro de la capa de ozono y por el incremento en la concentración de gases de efecto invernadero en la atmosfera, han llevado a que los estándares de emisiones contaminantes permitidos para vehículos de transporte en países como Estados Unidos sean únicamente 2% de lo permitido hace 30 años [29, 30]. Por esta razón, constantemente se investigan nuevas estrategias de combustión que permitan cumplir con los cada vez más estrictos estándares de emisiones contaminantes. Las estrategias de baja temperatura de combustión (LTC)¹ han probado ser muy eficientes a la hora de disminuir las emisiones de partículas como hollín y óxidos de Nitrógeno (NOx) en la combustión del Diésel. Estas estrategias son alcanzadas cuando se combinan diferentes características como dosados relativos bajos (mezclas de aire/combustible pobres en combustible), altos niveles de recirculación de los gases de escape (EGR)², diferentes tiempos de inyección, entre otras.

Por otro lado, debido a sus altas relaciones de compresión los motores Diésel se han caracterizado por su eficiencia relativamente más alta en comparación con otros tipos de motores de combustión. A pesar de esto en la mayoría de los casos más del 50% de la energía aprovechable es desperdiciada en forma de calor y por lo tanto históricamente siempre se ha buscado la manera de mejorar esta eficiencia, de tal manera que se obtengan mejores prestaciones, un menor consumo de combustible y por ende los costos asociados sean disminuidos. Actualmente las investigaciones en las estrategias de LTC también se han centrado en la manera de mejorar las prestaciones del motor. Algunas de estas

¹ Low Temperature Combustion

² Exhaust Gas Recirculation

investigaciones [3, 4, 28] muestran que podrían existir posibles ganancias en la eficiencia de los motores Diésel al aplicar conceptos de baja transferencia de calor neta por ciclo (LHR)³ particularmente cuando se integra con la LTC. El concepto de la LHR consiste en reducir el calor que se pierde a través de las paredes del cilindro y convertir al menos una porción de este en trabajo útil. La reducción del calor transferido se logra en la práctica al aislar las superficies de la cámara de combustión con materiales cerámicos como CaZrO_3 y MgZrO_3 [28], de tal forma que la temperatura de la pared de la cámara de combustión se eleve ocasionando que el calor transferido neto (desde y hacia el cilindro) se reduzca significativamente.

El desarrollo de avances en la conversión energética de los motores de combustión interna es el principal objetivo del laboratorio de investigación avanzada de motores (Advanced Engine Research Laboratory, AERL) de la Universidad Texas A&M, College Station, Texas, USA. Este objetivo se cumple a través de investigaciones experimentales y teóricas fundamentales en campos como: el proceso de combustión en el cilindro, la implementación de conceptos avanzados (Baja temperatura de combustión, encendido por compresión de carga homogénea y carga parcialmente premezclada), el uso de combustibles alternativos (Gas natural, hidrógeno y biocombustibles) y la integración de sistemas de tratamiento de los gases de escape.

Para el cumplimiento de este objetivo y en base a las justificaciones mencionadas anteriormente, la finalidad de este proyecto está encaminada a explorar teóricamente las posibles ganancias potenciales en la eficiencia del motor Diésel que se pueden obtener al integrar los conceptos de LTC y LHR. Para esto se desarrolla y utiliza un modelo cero-dimensional validado en base a datos experimentales, que permita obtener los parámetros de desempeño del motor y así mismo parametrizar los efectos de las estrategias de LTC y LHR. Diferentes

³ Low Heat Rejection

datos experimentales en condiciones de LTC son simulados bajo estrategias de LHR mediante el aumento de la temperatura de la pared con el fin de predecir el desempeño del motor operando bajo la combinación de estos dos conceptos. La justificación de un modelo cero-dimensional se apoya en la ventaja de este tipo de modelo a la hora de reducir el tiempo computacional, y que según la literatura estos modelos pueden compararse en eficiencia con modelos más complejos; de acuerdo a Heywood [16] aunque los modelos fenomenológicos detallados de la combustión son indudablemente útiles, los modelos de liberación de calor de una zona (cero-dimensionales) son apropiados para la simulación del motor Diésel donde los detalles de los procesos individuales no son el centro de investigación.

El presente documento se desarrolla iniciando con un marco teórico breve correspondiente al capítulo 1, con el fin de proporcionar al lector información acerca del proceso de combustión del motor Diésel, su simulación, los tipos de modelos y sobre las estrategias de LTC y LHR. Posteriormente, en el capítulo 2, se agrupa una revisión del estado del arte sobre el modelado de la combustión del Diésel y de estudios sobre la aplicación de los conceptos de LTC y LHR. En seguida en el capítulo 3, se describe la metodología de desarrollo del modelo la cual incluye las ecuaciones que fueron utilizadas. La forma como estas ecuaciones fueron implementadas y solucionadas en el modelo y la manera como fueron validados los resultados se presentan en el capítulo 4. Luego, en el capítulo 5, se muestran los resultados obtenidos en la validación y en el estudio de la implementación de las estrategias de LHR. Finalmente en los capítulos 6 y 7, se presentan las conclusiones, aportes y recomendaciones para futuros trabajos.

1. MARCO TEÓRICO

1.1. MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA

Un motor de combustión interna es una máquina térmica que convierte la energía química de un combustible en energía mecánica que usualmente es aprovechada por medio de un eje rotatorio. La energía química del combustible primero es convertida en energía térmica por medio de la combustión, esta energía térmica aumenta la temperatura y la presión de los gases del motor. Los gases al alcanzar una alta presión dentro de la cámara de combustión, se expanden contra los mecanismos del motor que se encargan de convertir el trabajo de expansión en el movimiento rotacional de un eje, el cual constituye la salida del motor. Dependiendo de cada aplicación, la energía rotacional del eje de salida es transmitida una vez más para su uso final. La aplicación más común de los motores de combustión interna es la propulsión de un vehículo (automóviles, locomotoras, buques marinos) y otras aplicaciones incluyen el uso de motores estacionarios para el accionamiento de generadores, bombas y motores portables para elementos como motosierras y cortadores de césped.

Los motores de combustión interna pueden clasificarse de diversas maneras, algunas de las cuales se enumeran a continuación, todas estas clasificaciones son importantes ya que describen la extensión en la variedad de motores disponibles.

1. Aplicación: Automotriz, camiones, locomotoras, aviones ligeros, marítimo, sistema de energía portables, generación de energía.
2. Diseño básico: Motores reciprocantes (A su vez subdivididos por la manera disposición de los cilindros, por ejemplo: V, radial, opuestos) y motores rotativos (Wankel y otras geometrías).
3. Tipo de combustible: Gasolina, Diésel, gas natural, doble combustible.

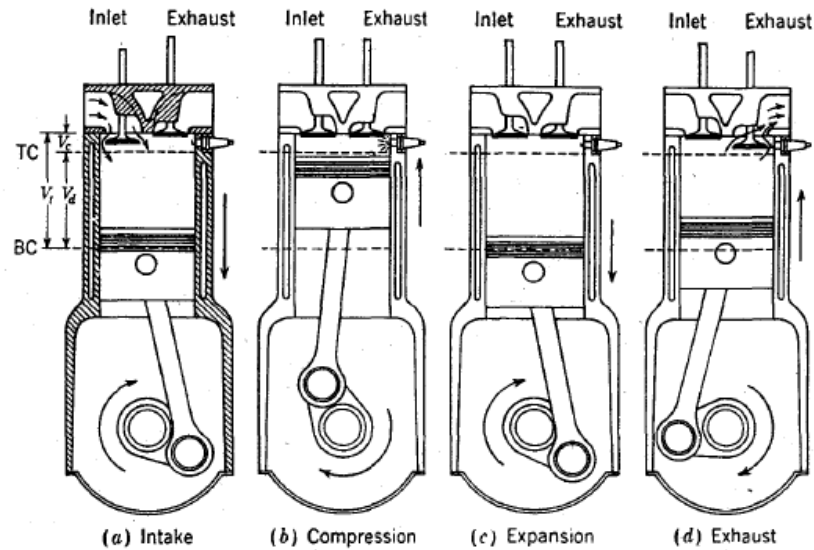
4. Método de preparación de la mezcla: Carburación, inyección del combustible en los puertos de entrada o múltiple de admisión e inyección del combustible en el cilindro de motor.
5. Método de encendido: Encendido por chispa o provocado y encendido por compresión.
6. Método de enfriamiento: Enfriado por agua, enfriado por aire.
7. Diseño de la cámara de combustión
8. Ciclo de trabajo: Cuatro y dos tiempos
9. Posición de las válvulas o diseño de los puertos

El diseño de la gran mayoría de los motores de combustión interna es del tipo reciprocante, donde un pistón se mueve adelante y atrás en un cilindro y transmite la potencia a través de un mecanismo de biela y manivela para mover un eje. Gran parte de los motores reciprocantes operan bajo el ciclo de operación de cuatro tiempos. Se denominan de cuatro tiempos ya que el ciclo de trabajo se completa en cuatro carreras del pistón, o lo que es lo mismo, en dos vueltas del cigüeñal. El ciclo de trabajo de un motor de cuatro tiempos se muestra a continuación en la Figura 1.

Los procesos que tiene lugar en el ciclo de trabajo son:

- a. Admisión: El pistón se desplaza desde el punto muerto superior (PMS) hacia el punto muerto inferior (PMI) mientras que las válvulas de admisión están abiertas y las de escape cerradas. El aumento en el volumen de la cámara de combustión crea un pequeño vacío que induce la entrada de aire. Esta fase termina cuando el cilindro llega al punto muerto inferior y las válvulas se cierran.

Figura 1: Ciclo de operación de un motor de cuatro tiempos



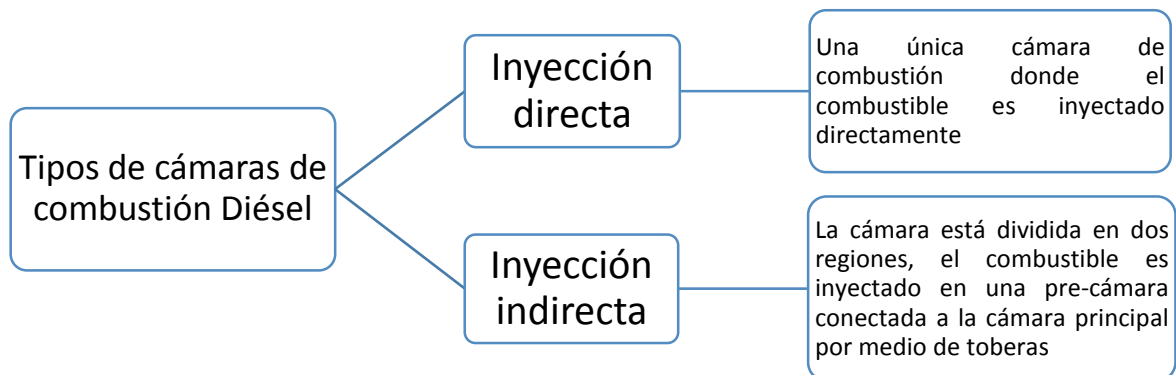
Fuente: Referencia [16]

- b. Compresión: Con las válvulas de expansión y escape cerradas, el cilindro se desplaza desde el PMI hacia el PMS reduciendo el volumen y por lo tanto aumentando la presión y la temperatura al interior. En algún momento antes de llegar al PMS el combustible se inyecta y bajo las condiciones de presión y temperatura adecuadas, inicia la combustión.
- c. Expansión: La combustión genera un aumento en la presión de los gases, lo que empuja el émbolo hacia el PMI. Este desplazamiento a presión elevada es el que produce trabajo.
- d. Escape: Al llegar al PMI las válvulas de escape se abren y el émbolo comienza su camino de regreso al PMS empujando los gases quemados hacia el exterior del cilindro. Cuando se alcanza de nuevo el PMS se inicia un nuevo ciclo.

Aunque en la descripción de ciclo de trabajo, las válvulas se abren cuando se alcanzan los PMS y PMI, en la realidad las válvulas se abren antes y se cierran después de lo que establece la teoría. Esto entre otras cosas, se justifica por la compresibilidad del aire y razones mecánicas ya que no es posible abrir y cerrar las válvulas instantáneamente. En la mayoría de las ocasiones existe un periodo de traslape o de cruce, en el cual tanto las válvulas de admisión como las de escape están abiertas al mismo tiempo.

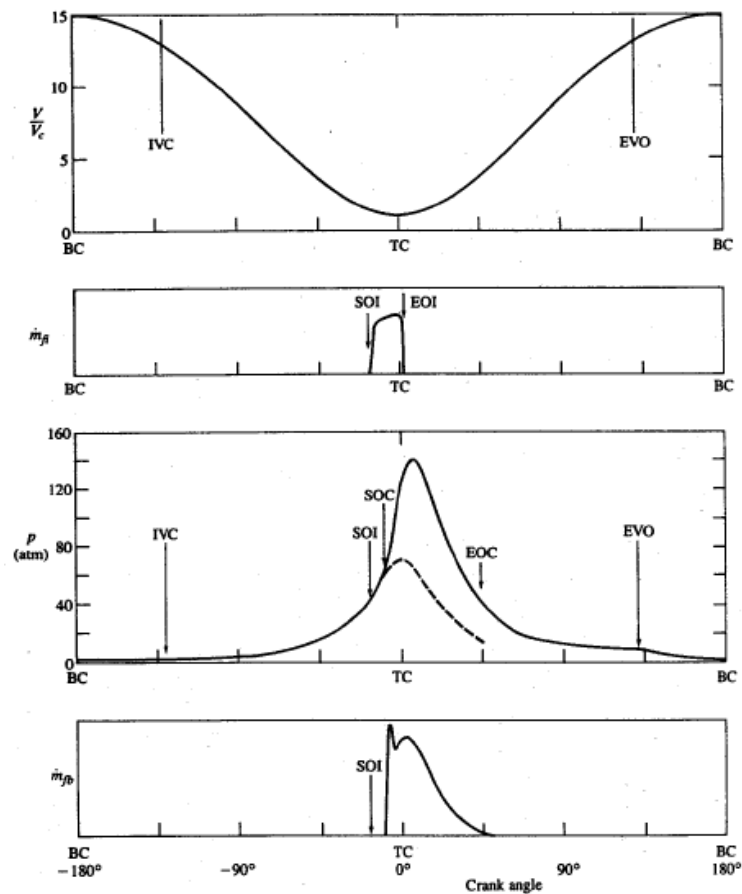
1.1.1. Motores Diésel o de encendido por compresión Normalmente, la distinción que suele hacerse entre los motores de combustión interna, es separarlos en base al método de encendido en dos grandes grupos: Motores de encendido provocado o por chispa (MEP) y motores de encendido por compresión (MEC) o Diésel. Estos últimos a su vez se dividen en dos categorías básicas de acuerdo al diseño de su cámara de combustión: motores Diésel de inyección directa y de inyección indirecta (ver figura 2)

Figura 2: Tipos de cámara de combustión Diésel



La característica fundamental de los motores Diésel es que el inicio de la combustión se da por un proceso de autoencendido de la mezcla de combustible al conseguirse condiciones de presión y temperatura suficientemente altas al interior de la cámara de combustión debido al proceso de compresión. Durante el proceso de admisión únicamente se introduce aire al cilindro, mientras que el combustible es inyectado en un instante cerca del PMS, es decir al final de la fase de compresión, cuando las condiciones al interior son suficientemente altas para provocar la autoignición, de esta manera se controla de manera aproximada el instante de ignición.

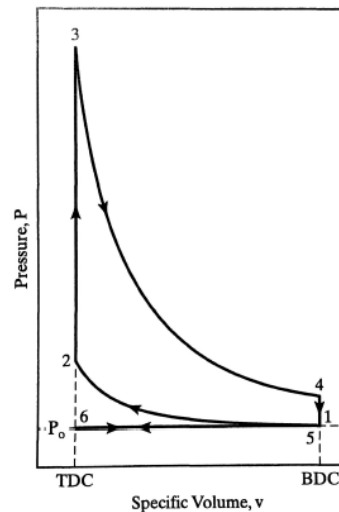
Figura 3: Eventos durante los procesos de compresión y expansión.



Fuente: Referencia [16]

La figura 3 globaliza los eventos que ocurren dentro del cilindro durante parte del ciclo de trabajo correspondiente a la fase de compresión y expansión en función del ángulo de cigüeñal θ . Se muestra V/V_c (volumen desplazado sobre el volumen mínimo de la cámara de combustión) que corresponde a la relación de compresión instantánea, m_{f_i} la masa de combustible inyectada donde SOI⁴ y EOI⁵ corresponden al inicio y fin de la inyección, P el comportamiento de la presión al interior del cilindro y m_{f_b} la tasa de combustible quemado. Las siglas IVC⁶ y EVO⁷ corresponden al momento de cierre de las válvulas de entrada y de escape respectivamente. El ciclo al interior del cilindro del motor Diésel también se puede representar mediante la gráfica de presión contra volumen del cilindro, esta representación es una variación del ciclo de Otto (ver figura 4) y también se puede representar de una mejor manera mediante el ciclo Diésel ideal (ver figura 5).

Figura 4: Ciclo Otto ideal.

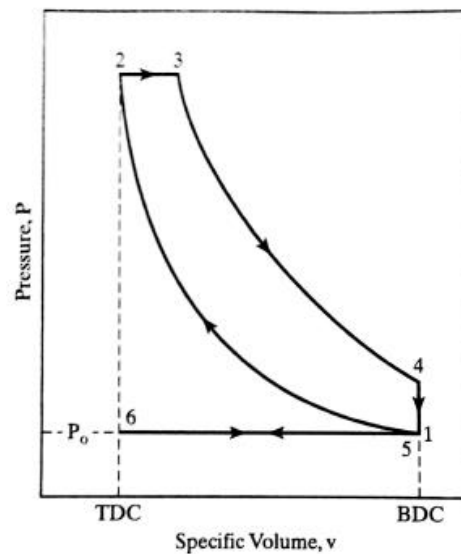


Fuente: Referencia [25]

-
- ⁴ Start Of Injection
 - ⁵ End of Injection
 - ⁶ Intake Valve Close
 - ⁷ Exhaust Valve Open

Los procesos que se describen en el ciclo Diésel de manera ideal son: La fase de admisión (6-1) es un proceso a presión constante que se desarrolla a presión atmosférica, esta consiste en una buena aproximación ya que este proceso ocurre a una presión ligeramente menor que la atmosférica debido a las pérdidas de presión. La fase de compresión (1-2) se representa como un proceso de compresión isoentrópico que solo se ve afectado al inicio por el tiempo de cierre de la válvula de admisión y al final por el comienzo de la combustión antes del PMS. El proceso de combustión se aproxima como una entrada de calor a presión constante (2-3).

Figura 5: Ciclo Diésel ideal.



Fuente: Referencia [25]

El proceso de expansión (3-4) donde la alta presión hace que el pistón regrese al PMI generando trabajo se aproxima como un proceso isoentrópico. Cerca del final del proceso de expansión cuando la válvula de escape se abre, el cilindro experimenta una “purga de escape” lo que consiste en una gran cantidad de gases

expulsados que reducen la presión al interior del cilindro. Este proceso se representa en el ciclo como una reducción de presión a volumen constante (4-5). Finalmente el proceso de escape (5-6), al igual que el proceso de admisión se aproxima como un proceso isobárico a la presión atmosférica.

1.2. COMBUSTIÓN EN MOTORES DIÉSEL DE INYECCIÓN DIRECTA

La combustión del motor Diésel se ha estudiado a través de los años con el fin de cumplir principalmente con los siguientes objetivos:

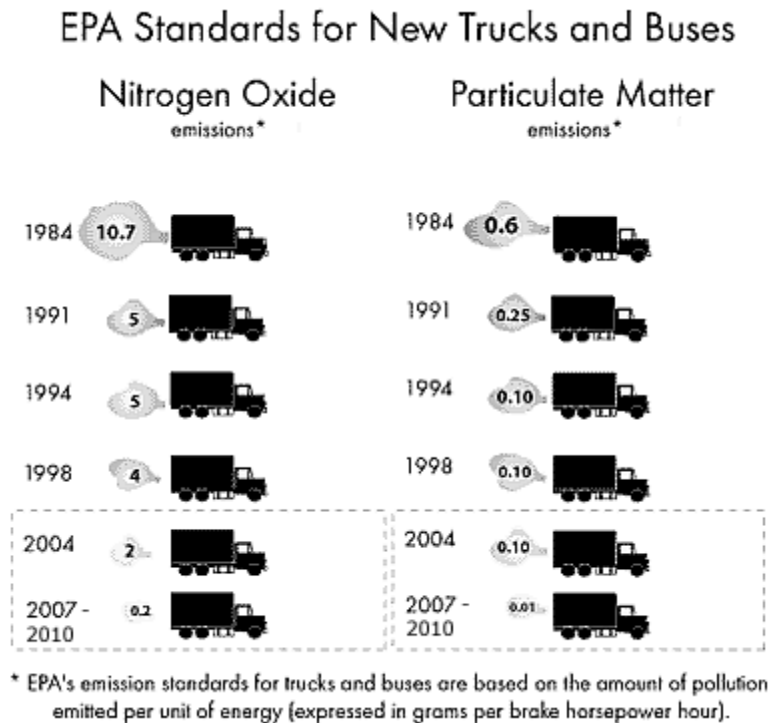
1. Aumentar la eficiencia del motor de tal manera que se obtengan mejores prestaciones.
2. Disminuir las emisiones contaminantes del motor tales como hidrocarburos no quemados (HC), monóxido de carbono (CO), óxidos de nitrógeno (NOx) y material particulado u hollín.

Aunque el motor Diésel tiene la eficiencia térmica más alta entre cualquier tipo de motor de combustión interna o externa debido a su alta relación de compresión, sus valores siguen siendo relativamente bajos ya que oscilan entre el 20% y el 50%, lo que significa que más del 50% de la energía disponible en el combustible está siendo desperdiciada, por este motivo constantemente se investigan nuevas técnicas que permitan mejorar la eficiencia y permitan la utilización de menos combustible.

Por otro lado, a lo largo de las dos últimas décadas se ha evidenciado una reducción drástica en los límites regulados para las emisiones contaminantes procedentes de los motores Diésel. Un ejemplo de lo anterior son los límites de

emisiones de los Estados Unidos para partículas contaminantes y NOx los cuales para el 2010 eran únicamente el 2 por ciento de lo que eran en 1984, como se muestra en la figura 6.

Figura 6: Valores históricos de los estándares de gases contaminantes procedentes del Diésel en Estados Unidos.

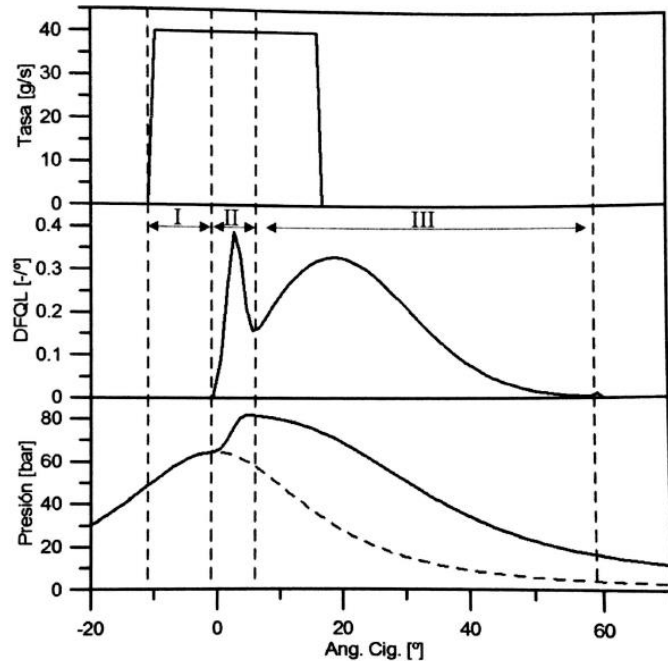


Fuente: Referencia [29, 30]

El proceso de combustión en motores Diésel se describe en función de la derivada de la fracción de calor liberado por unidad de tiempo (dFQL) y la cantidad de masa de combustible inyectada. Estos a su vez se relacionan directamente con la señal de presión en el cilindro, de tal forma que conociendo la gráfica de presión se puede determinar el calor liberado y viceversa. En la figura 7 se muestra la relación entre la masa de combustible inyectada, la fracción de calor liberado y la

presión, en ella se pueden definir tres fases en el proceso de liberación de calor [24]:

Figura 7: Fases del proceso de combustión en un motor Diésel de inyección directa.



Fuente: Referencia [24]

- Fase I, retraso de la ignición: Comienza cuando el combustible es inyectado en el interior de la cámara de combustión y termina con el autoencendido de la mezcla. No existe liberación de calor.
- Fase II, combustión premezclada: Con el autoignición de la mezcla, se libera gran cantidad de calor de manera rápida debido a la quema acelerada del combustible que tuvo tiempo de mezclarse durante el periodo de retraso de la ignición. Esta fase se muestra en la figura 7 y corresponde

al tiempo desde el inicio de la combustión hasta el mínimo relativo tras el primer pico de liberación de calor.

- Fase III, combustión por difusión: Es la fase que más suele durar en el tiempo y a menudo se subdivide en dos partes tomando como referencia el final de la inyección:
 - Difusión principal: Una vez se han quemado el aire y el combustible premezclados, el calor liberado es controlado por la velocidad a la cual el aire y combustible restantes se mezclan para llegar a las condiciones necesarias de ignición.
 - Difusión tardía: Hay un decremento en la liberación de calor debido al deterioro de la mezcla aire-combustible. Se libera aproximadamente un 20 por ciento del calor total de combustión.

1.3. MODELADO DE LA COMBUSTIÓN EN MOTORES DIÉSEL

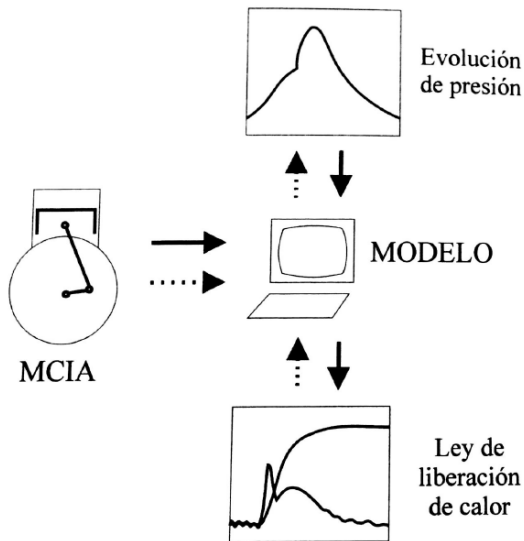
La combustión del motor Diésel es un proceso complejo, inestable, heterogéneo y tridimensional. Un análisis matemático completo de la combustión requeriría modelos exactos del movimiento, compresión y viscosidad del aire, penetración, pulverización y evaporación del combustible, mezcla del aire con el combustible, cinética de la combustión, etcétera, además de las características del combustible, el diseño de la cámara de combustión y el sistema de inyección y de las condiciones de operación del motor [1]. A pesar de todo lo anterior, existen diferentes tipos de modelos que permiten obtener un nivel de detalle acorde al objetivo que se busca. La clasificación de los diferentes tipos de modelos es revisada a continuación.

Los modelos se pueden clasificar según diferentes criterios y cada autor se encarga de definir las fronteras entre las diferentes categorías. En la mayoría de los casos estas fronteras no son claras de tal forma que algunos modelos podrían caber dentro de varias categorías. De acuerdo a Heywood [16] existen dos grandes grupos en los cuales se pueden clasificar los modelos de la combustión dependiendo de sus ecuaciones predominantes: 1) los modelos fluido-dinámicos cuya estructura base consiste en un análisis completo del movimiento del fluido, y 2) los modelos termodinámicos los cuales se basan en la conservación de la energía. Estos últimos a su vez se pueden clasificar como cero-dimensionales, fenomenológicos o cuasi-dimensionales. Por otro lado Pairy [24] los clasifica en relación a dos aspectos: 1) Según la variación temporal de las variables que toman lugar en el proceso pueden ser estacionarios, cuasi-estacionarios o transitorios y 2) según la representación espacial de los fenómenos físicos pueden ser cero-dimensionales, cuasi-dimensionales, unidimensionales y multidimensionales. Otros autores como Fenolosa [9] proponen una clasificación en dos grupos según los métodos de cálculo: métodos de descripción detallada y métodos de descripción global; mientras que Bracco [2], clasifica estos métodos en tres grupos: cero-dimensionales o termodinámicos, cuasi-dimensionales o fenomenológicos y multidimensionales o fluido-dinámicos.

A pesar de la diversidad que existe a la hora de clasificar los modelos, en general se pueden observar dos tendencias cuando se trata de modelar el proceso de combustión: Conocer detalladamente todos los subprocesos que intervienen en el proceso mediante un modelo cuasi-dimensional o un modelo fluido-dinámico, o analizar el proceso desde un punto de vista global por medio de un modelo termodinámico. Tanto los modelos que se denominan como multidimensionales o fluido-dinámicos, cuasi dimensionales o fenomenológicos requieren el planteamiento de detalles espaciales adicionales en una o dos dimensiones para algunos de los fenómenos involucrados. Este nivel de detalle no es necesario para

el desarrollo de los objetivos de este proyecto por lo que es más conveniente analizar el proceso de una manera global por medio de un modelo termodinámico. Otra forma de clasificar los modelos de combustión es de acuerdo a su objetivo, desde este punto de vista los modelos de combustión se pueden clasificar en Predictivos o de Diagnóstico. Los primeros calculan la respuesta del sistema ante los parámetros establecidos, mientras que los segundos calculan características del proceso de combustión en el motor a partir de información experimental del mismo. Desde este punto de vista, el modelo desarrollado estaría clasificado dentro del grupo de los predictivos. La figura 8 muestra un esquema de un modelo de combustión predictivo (Flechas discontinuas) y de diagnóstico (Flechas continuas)

Figura 8: Esquema de un modelo de combustión predictivo y de diagnóstico.



Fuente: Referencia [24]

1.4. MODELOS CERO-DIMENSIONALES O TERMODINÁMICOS

Los modelos cero-dimensionales han sido desarrollados para predecir las características de operación del motor (Potencia indicada, eficiencia indicada, consumo específico de combustible, etc.), basándose para ello en la primera ley de la termodinámica. Estos siguen el estado termodinámico y químico del fluido de trabajo a través de los procesos de admisión, compresión, combustión/expansión y escape, y por lo tanto son frecuentemente llamados simulaciones de ciclo del motor [16]. En estos modelos se emplean una serie de suposiciones que permiten simplificar el análisis termodinámico del sistema, dichas suposiciones, las cuales fueron consideradas en la realización del modelo aquí presentado, se explican a continuación:

- Presión uniforme en la cámara: Esta suposición se fundamenta en el hecho de que la velocidad del fluido y la de propagación de la llama son mucho menores a la velocidad del sonido [24].
- El fluido en la cámara está constituido por una mezcla de aire, combustible gaseoso y productos quemados resultantes de una combustión estequiometria: El considerar una mezcla estequiométrica aire/combustible para estimar la composición de los productos quemados es válida debido a que, a pesar de operar con dosados globales pobres, la combustión ocurre en condiciones locales cercanas a la estequiométrica, es decir, la llama está localizada en la región de relación combustible-aire estequiométrica durante la fase de quema controlada de la mezcla [24].
- El fluido dentro del cilindro se comporta como gas idea; debido a que las condiciones termodinámicas en la cámara de combustión se alejan mucho

de las condiciones de saturación, esta es una suposición que resulta adecuada. Para verificar la validez de esta suposición, se han realizado estudios comparativos con cuatro diferentes ecuaciones de estado (Van der Walls, Redlich–Kwong, Soave y Peng Robinson), y encontraron que el error cometido al usar la ecuación de estado de gas ideal versus las cuatro ecuaciones de estado estudiadas es de aproximadamente de 1,3 a 2.1% para la predicción de la temperatura promedio del cilindro y de 1.8% a 2,1% para la predicción del calor liberado. [24].

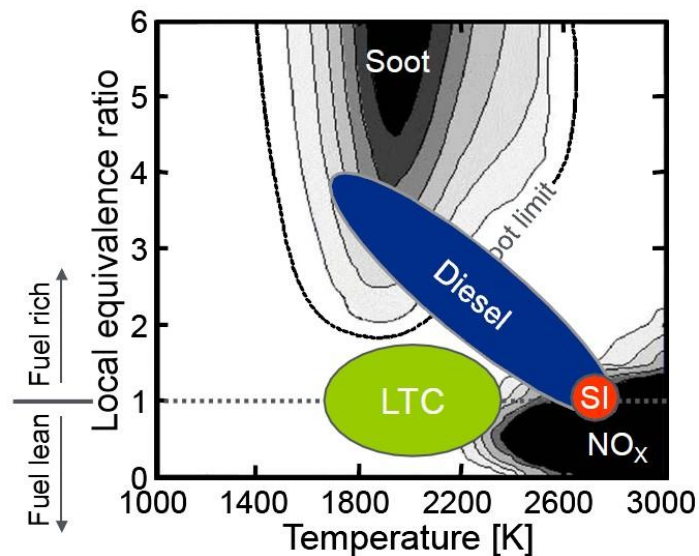
- La temperatura utilizada para el cálculo de las propiedades es la temperatura media del cilindro: Ésta es tal vez la más restrictiva de las suposiciones, sobre todo en lo que respecta a los productos quemados al inicio de la combustión. Sin embargo, el error disminuye a medida que la combustión avanza ya que debido a la dilución, el enfriamiento provocado por la expansión y la transferencia de calor, la distribución de temperaturas en la cámara tiende a ser más uniforme a medida que transcurre el ciclo [24].
- Los flujos másicos entrantes y salientes del sistema se suelen despreciar, tomando el cilindro como un sistema cerrado durante las carreras de compresión-expansión: Esta suposición conduce a errores máximos entre la presión calculada y la experimental que no superan el 3% en modelos predictivos [24], como el presente, por lo que es válida para este caso
- Se agrupan los efectos de la radiación y la convección en un solo término; esto debido a que para el cálculo del calor transmitido a las paredes se suele utilizar la expresión propuesta por Woschni o Hohenberg, las cuales

proporcionan resultados aceptables, son fáciles de interpretar y realizan dicha simplificación [24].

1.5. BAJA TEMPERATURA DE COMBUSTIÓN (LTC) Y BAJA TRANSFERENCIA DE CALOR POR CICLO (LHR)

El término baja temperatura de combustión (LTC) hace referencia a una serie de estrategias avanzadas de combustión que tienen como objetivo disminuir la temperatura que se obtiene durante la combustión en un motor de combustión interna. Estas estrategias son alcanzadas cuando se combinan diferentes características como dosados relativos bajos (mezclas de aire/combustible pobres en combustible), altos niveles de recirculación de los gases de escape reciclados (EGR), diferentes tiempos de inyección, entre otras. La combustión a baja temperatura puede producir emisiones muy bajas de óxido de Nitrógeno (NO_x) y partículas al desplazar la zona Diagrama $\phi - T$ en la cual ocurre la combustión como se muestra en la figura 9.

Figura 9: Diagrama $\phi - T$ de la combustión.



Fuente: Referencia [5]

Varias estrategias de LTC con diferentes nombres y acrónimos han sido propuestas en diferentes investigaciones. Recientemente, las características que definen estas estrategias han evolucionado y se han ampliado de tal manera que se superponen entre ellas. De manera general, las estrategias de LTC pueden ser categorizadas en dos grupos de acuerdo al grado de “pre-mezcla” entre el aire y el combustible.

La primera categoría se conoce como combustión de carga homogénea (HCCI)⁸ (Homogeneous-Charge Compression Ignition), donde el combustible vaporizado está bien mezclado con el aire antes de la combustión. El combustible puede ser inyectado externo a la cámara de combustión durante o antes de la fase de admisión, o de manera directa durante la fase de admisión o en los momentos iniciales de la fase de compresión para que se tenga tiempo suficiente de obtener una muy buena mezcla entre el aire y el combustible, impidiendo que existan zonas ricas en combustible que eleven demasiado la temperatura.

La segunda categoría se denomina combustión de carga parcialmente premezclada (PPCI)⁹, la cual utiliza sistemas de inyección directa con tiempos de mezcla más moderados. En este aspecto se puede realizar una distinción entre PPCI y HCCI, y es que para PPCI el grado de mezcla entre el aire y el combustible es más heterogéneo antes del punto de ignición que en HCCI. Las estrategias de LTC-PPCI pueden ser divididas a su vez en dos subcategorías de acuerdo al tiempo de inyección y combustión, las cuales son antes o después de la combustión convencional del Diésel.

⁸ Homogeneous Charge Compression Ignition

⁹ Partially Premixed Compression Ignition

Por otro lado, la motivación en la investigación en los motores con baja transferencia de calor neta por ciclo (Low Heat Rejection) ha sido con el propósito de reducir la carga del sistema de enfriamiento. Este sistema está ahí para mantener las temperaturas de operación del motor en niveles tolerables. Si la energía que normalmente es retirada por el sistema de enfriamiento fuera en su lugar recuperada en trabajo útil, se podría obtener una mejora sustancial en la eficiencia del ciclo. Los mayores objetivos de reducir las pérdidas por transferencia de calor neta por ciclo, son la eliminación del sistema de enfriamiento y el incremento de la eficiencia. Al mismo tiempo, la temperatura de salida de los gases de escape se vería incrementada aumentando su energía, la cual puede ser aprovechada en motores turbocargados o en diferentes sistemas de tratamiento de los gases de escape.

Tabla 1: Comparación cualitativa de la tecnología LHR aplicada a la combustión convencional y a la tecnología LTC

| Ítem | Convencional | LTC |
|--|------------------------|-------------------------|
| Temperatura de los gases | Alta | Moderada |
| Relación de calores específicos | Baja | Alta |
| Conversión de trabajo | Pobre | Buena |
| Energía gases de escape | Incrementa mucho | Incrementa modestamente |
| Efecto de la temperatura en materiales | Severa | Modesta |
| Efecto de la temperatura en la lubricación | Puede causar deterioro | Poco o no efecto |
| Sistema de enfriamiento | Reducido | Reducido o eliminado |
| Producción de NOx | Incrementa | Permanecen cerca a cero |

Fuente: [5]

Debido a que en la combustión convencional el motor opera a temperaturas relativamente altas, la utilización de estrategias de LHR resulta en temperaturas inclusive más altas. Estas altas temperaturas, tienen como consecuencia la disminución de la relación de calores específicos. Los valores de la relación de calores específicos más bajos resultan en una conversión de energía térmica a trabajo útil más pobre, por lo cual la aplicación de LHR a motores operando bajo condiciones de combustión convencionales resulta en incrementos de la eficiencia muy bajos o nulos. Adicionalmente, la mayoría de la energía asociada a la reducción de las pérdidas de calor permanece en los gases de escape, lo cual puede producir problemas de lubricación y con los materiales y así mismo altos niveles de producción de NOx.

Por otro lado, la LTC es mucho más adecuada para las estrategias de LHR debido a que la temperatura de los gases no es tan alta como en la combustión convencional. Estas bajas temperaturas son ventajosas para la conversión de la energía térmica en trabajo. La tabla 1 presenta una comparación cualitativa de las ventajas que ofrece la LTC frente a la combustión convencional.

2. ESTADO DEL ARTE

Esta sección presenta una descripción de la información encontrada en la literatura acerca del desarrollo de modelos cero-dimensionales para el estudio del desempeño de los motores de combustión interna, especialmente a la hora de estudiar los efectos de las estrategias LTC y LHR. Adicionalmente, se recopilan algunas de las investigaciones realizadas hasta el momento sobre las ventajas de la integración de los conceptos de LTC y LHR.

Los primeros estudios sobre LTC fueron encaminados principalmente con el objetivo de disminuir las emisiones contaminantes y fueron basados especialmente en el uso de altos niveles recirculación de gases de escape (EGR) [5]. Durante el desarrollo de estas investigaciones, se encontraron altas eficiencias con el motor operando bajo condiciones de LTC y por lo tanto las investigaciones actuales se han enfocado en caracterizar y expandir los conceptos de LTC para alcanzar dichas eficiencias [5].

Por otra parte, el estudio de la reducción de la transferencia de calor neta por ciclo (LHR) en un motor no es nuevo. En 1980, muchos estudios fueron conducidos con el fin de desarrollar un motor “adiabático”, estos trabajos se basaban en la reducción de las pérdidas de calor del cilindro con el fin de obtener eficiencias más altas. Aunque estos trabajos constituyeron un gran aporte, las conclusiones generales fueron que las ganancias en la eficiencia, si es que las había, eran pequeñas [5]. Uno de estos estudios, es el realizado por Assanis [1], quien desarrolla una simulación de un sistema Diésel de inyección directa súper-cargado, para estudiar las características de desempeño de todo el sistema a medida que los parámetros de diseño y algunos materiales son variados. El autor analiza los efectos de tener una cámara de combustión parcialmente aislada bajo

condiciones de combustión convencional encontrando mejoras modestas en el desempeño del sistema, concluyendo que solo un pequeño porcentaje de la energía recuperada pudo ser convertida en traba útil.

Los trabajos más recientes se enfocan en combinar ambos conceptos (LTC y LHR), como el de Caton [5] quien utiliza una simulación termodinámica para motores de ignición por chispa, con el fin de evaluar los efectos de la temperatura de la pared del cilindro en el desempeño del motor, incluyendo emisiones y características de la segunda ley de la termodinámica. El autor realiza una comparación entre los resultados obtenidos cuando se tiene combustión convencional y cuando se tiene LTC, e identifica cualitativamente las ventajas termodinámicas que ofrece la integración de la LTC con LHR. El autor concluye que para temperaturas de pared más altas, el calor transferido neto por ciclo se reduce para ambos tipos de combustión. La LTC permite que una parte de la energía recuperada sea convertida en trabajo útil lo cual se traduce en un aumento de la eficiencia. La combustión convencional no presenta cambios significativos en la eficiencia a medida que la temperatura de la pared es incrementada.

También existen investigaciones que exploran experimentalmente la integración de los conceptos de LTC y LHR, como son los trabajos de Buyukkaya [3] y Taymaz [28]. Por un lado Buyukkaya conduce un estudio para analizar los efectos del tiempo de inyección en el consumo específico de combustible y en las emisiones de NOx para un motor Diésel de inyección directa turbocargado bajo condiciones de LHR. La cámara de combustión del cilindro fue recubierta con varias capas de diversos materiales cerámicos y los análisis fueron desarrollados bajo diferentes condiciones de carga y velocidad, encontrando resultados favorables a la hora de reducir el consumo de combustible y mantener bajas las

emisiones de NOx especialmente para velocidades bajas. Taymaz por su parte analizó experimentalmente el efecto de una cámara de combustión aislada en un motor Diésel, sobre el balance de la energía del sistema. La cámara del motor fue recubierta con capas de materiales cerámicos y los análisis fueron desarrollados bajo diferentes condiciones de carga, obteniendo así datos para el motor estándar (sin recubrimiento) y el motor LHR (con recubrimiento) encontrando una reducción significativa en la carga térmica que es absorbida por el refrigerante y un aumento considerable en la energía de los gases de escape y la potencia en el caso del motor LHR.

Después de esta revisión bibliográfica, la información consultada constituyó un aporte importante para conocer los diferentes esfuerzos que se han hecho para determinar los efectos de integrar LTC y LHR. Aunque la combinación exacta de características que permitan obtener los mejores resultados no es conocida, las investigaciones realizadas sugieren que se pueden esperar resultados positivos.

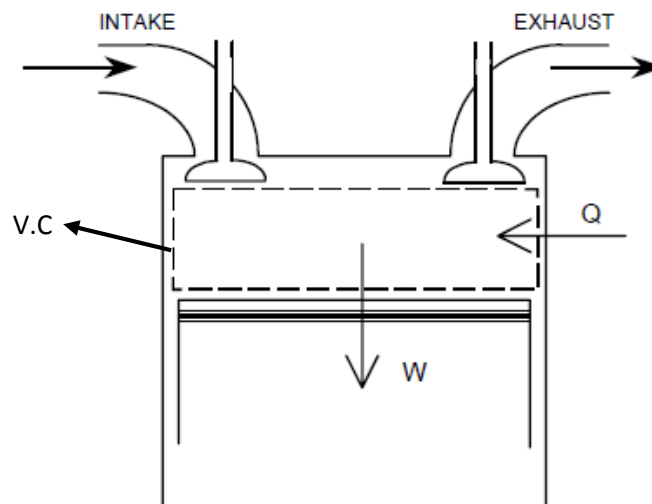
3. DESARROLLO DEL MODELO

3.1. BALANCE DE ENERGÍA

Como se mencionó anteriormente, para este trabajo se desarrolló un modelo predictivo cero-dimensional de la combustión que permite calcular los parámetros de desempeño de un motor Diésel a partir de sus características, condiciones de operación y tipo de combustible. Por lo cual, las hipótesis presentadas en el capítulo 1.4 son adecuadas para el desarrollo del mismo.

Teniendo en cuenta dichas hipótesis, es necesario definir una región del motor como sistema termodinámico, para este caso tomamos el volumen del cilindro tal como se muestra en la figura 10.

Figura 10: Esquema del volumen de control.



Fuente: Referencia [4]

Aplicando la primera ley de la termodinámica para sistemas abiertos al sistema descrito en la figura 10, esta se puede escribir de manera diferencial como:

$$\frac{dE}{dt} = \frac{dQ}{dt} - \frac{dW}{dt} + \sum_j \dot{m}_j h_j \quad (1)$$

Donde E , Q y W representan el cambio energía del sistema, el calor transferido y el trabajo de frontera móvil respectivamente, $\sum_j \dot{m}_j h_j$ es la energía que entra y sale del sistema por efecto de los flujos másicos presentes en las fases de admisión y escape. Durante el ciclo de trabajo existe un flujo de calor entre los gases y las paredes del cilindro, y mientras dura la combustión se presenta un calor liberado. Teniendo esto en cuenta el término de Q tiene dos componentes: Q_w que corresponde a la transferencia de calor por las paredes durante todo el ciclo y Q_c que es el calor liberado en la combustión, de esta manera se tiene:

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{dQ_w}{dt} + \frac{dQ_c}{dt} \quad (2)$$

Hay que tener en cuenta que la dirección del calor transferido por las paredes está dado por el valor de la temperatura de los gases y de las paredes.

Por otro lado, el trabajo al ser realizado por el desplazamiento de las fronteras del volumen del control, se puede expresar como una función de la presión P y el volumen del cilindro V .

$$\frac{dW}{dt} = P \frac{dV}{dt} \quad (3)$$

Ya que como hipótesis los gases dentro de la cámara son considerados ideales, la energía interna de estos se puede expresar como:

$$\frac{dE}{dt} = \frac{d(mu)}{dt} = \dot{m}u + m\dot{u} \quad (4)$$

Donde m es la masa total del sistema y \dot{m} la razón de cambio de la misma. Esta última solo está presente en las fases de admisión y escape donde existe un flujo de masa entrando o saliendo del sistema, durante las fases de compresión y expansión \dot{m} es igual a cero.

Remplazando las ecuaciones (2), (3) y (4) en la ecuación (1) se obtiene la ecuación:

$$\dot{m}u + m\dot{u} = \frac{dQ_w}{dt} + \frac{dQ_c}{dt} - P \frac{dV}{dt} + \sum_j \dot{m}_j h_j \quad (5)$$

Usando la ecuación de estado de gases ideales se puede eliminar la presión P de la ecuación anterior. La ecuación de estado puede escribirse como:

$$P = \frac{mRT}{V} \quad (6)$$

Adicionalmente, la razón de cambio de la energía interna de la mezcla al interior del cilindro \dot{u} en la ecuación (5), puede ser expresada como una función que depende únicamente de la temperatura. Hay que aclarar que este término también

depende de la composición de la mezcla pero esto será discutido en las secciones siguientes.

$$\dot{u} = u(T) \quad (7)$$

Debido a que la temperatura (T) depende a su vez del tiempo (t), se obtiene la siguiente expresión:

$$\dot{u} = \frac{du}{dT} \frac{dT}{dt} \quad (8)$$

Tras remplazar las ecuaciones (8) y (6) en la ecuación (5) y realizando algunos arreglos menores, se obtiene:

$$\frac{dT}{dt} = \frac{\frac{-RT}{V} \frac{dV}{dt} + \frac{1}{m} \left(\frac{dQ_w}{dt} + \frac{dQ_c}{dt} + \sum_j \dot{m}_j h_j \right)}{\left(\frac{du}{dT} \right)} \quad (9)$$

La ecuación (9) no depende explícitamente de la presión y permite conocer la razón de cambio de la temperatura dT/dt . Ya que en la mayoría de las ocasiones es de mayor utilidad conocer el comportamiento de la presión a lo largo del ciclo, esta se puede calcular conociendo el valor de dT/dt y con la ecuación de estado de los gases ideales en su forma diferencial, la cual se obtiene derivando con respecto a P la ecuación (6):

$$\frac{dP}{dT} = mR \left(\frac{1}{V} - \frac{T}{V^2} \right) \quad (10)$$

Dividiendo la expresión anterior por P y reduciendo términos:

$$\frac{dP}{dt} = P \left(\frac{dT}{dt} \frac{1}{T} - \frac{dV}{dt} \frac{1}{V} \right) \quad (11)$$

Integrando las ecuaciones (9) y (11) se pueden obtener los valores de presión y temperatura de los gases al interior del cilindro. Debido a que las ecuaciones mencionadas anteriormente son funciones del tiempo, pero el ciclo de trabajo de los motores de combustión interna es expresado en función del ángulo de giro del cigüeñal θ , se define un Δt calculado en base al ángulo de giro del cigüeñal y a la velocidad del motor, que permita integrar las ecuaciones y asociar los valores calculados con su respectivo ángulo:

$$\Delta t = \frac{\Delta \theta}{6 * N} \quad (12)$$

Donde N son las revoluciones por minuto del motor, 6 es un factor de conversión para convertir las revoluciones a grados por segundo y $\Delta \theta$ es la resolución de integración en grados; por lo tanto, Δt representa el tiempo que se requiere para recorrer $\Delta \theta$ grados a la velocidad actual del motor.

La ecuación (9) representa la base de los modelos termodinámicos, aunque dependiendo del autor puede verse ligeramente modificada. La incógnita de esta, es la que establece el tipo de modelo termodinámico: predictivo donde la incógnita es la evolución instantánea ya sea de la presión (dP/dt) o de la temperatura (dT/dt) dependiendo del autor, o de diagnóstico donde lo que se desea es conocer el calor liberado dQ_c/dt .

Dado que el interés del presente trabajo es evaluar los parámetros de desempeño del motor bajo diferentes condiciones y que como se mencionó anteriormente, este constituye un modelo predictivo, se desea la presión al interior cámara, por lo que la incógnita a determinar por medio de la ecuación (9) es la evolución instantánea de la temperatura dT/dt . Para esto es necesario establecer relaciones que permitan obtener los demás términos de la ecuación (el calor liberado en el tiempo, propiedades de la mezcla, el cambio de volumen en el tiempo, las pérdidas de calor por las paredes). Las ecuaciones utilizadas para obtener los términos mencionados anteriormente, así como otros parámetros necesarios son discutidos en las secciones siguientes.

3.2. CALOR LIBERADO EN LA COMBUSTIÓN

Para el modelamiento del calor liberado durante la combustión, comúnmente se han usado funciones matemáticas continuas derivadas de la distribución normal, ya que estas proporcionan una manera rápida y efectiva de predecir la tasa a la cual se quema el combustible. La función más conocida entre todas estas es la función de Wiebe desarrollada por el ruso Ivanovitch Wiebe a principios de 1950. A pesar de que Wiebe definía su función como universal, ya que decía ser adecuada para predecir la tasa de quemado de combustible tanto para motores de ignición por chispa como para motores de ignición por compresión, las primeras aplicaciones de la función de Wiebe en motores de combustión Diésel demostraron que esta solo servía adecuadamente en casos limitados. Se concluyó que en motores de inyección directa, donde hay una fase de combustión premezclada sobresaliente, una función sencilla de Wiebe no era adecuada para modelar las características del calor liberado.

Se planteó entonces, que una aproximación más apropiada para modelar la tasa de quemado del combustible en motores Diésel se consigue por medio de una función doble de Wiebe. Existen varios modelos que utilizan este tipo de función

doble para modelar la tasa de liberación de calor, Ghojel [14] agrupa la mayoría de los modelos de funciones dobles y sencillas de Wiebe que se han desarrollado hasta el momento.

En el caso de los motores Diésel, el modelo de Watson (también referido como ley de liberación de calor de Watson) es ampliamente utilizado para simular las fases de combustión premezclada y por difusión por medio de una función doble de Wiebe como lo muestra la siguiente ecuación:

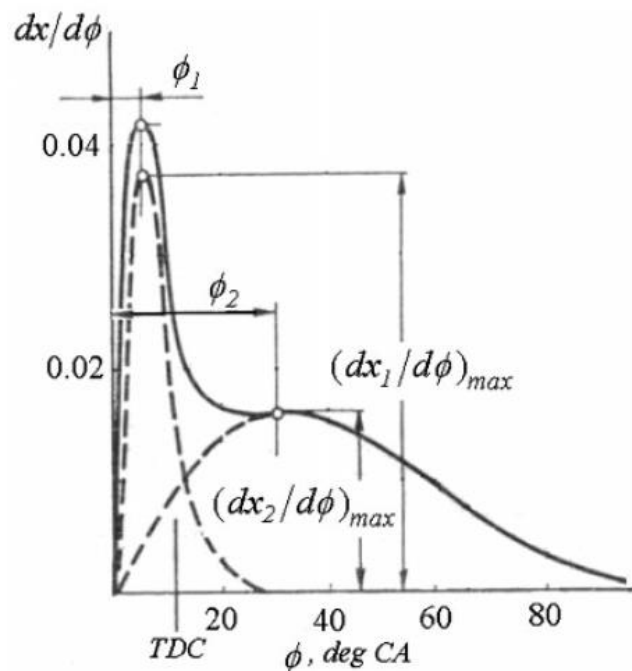
$$x = \beta \left\{ 1 - \left[1 - \left(\frac{\theta - \theta_{ig}}{\Delta\theta_b} \right)^{C_{p1}} \right]^{C_{p2}} \right\} + (1 - \beta) \left\{ 1 - \exp \left[-C_{d1} \left(\frac{\theta - \theta_{ig}}{\Delta\theta_b} \right)^{C_{d2}} \right] \right\} \quad (13)$$

Sin embargo, el modelo de Watson depende de varias constantes (C_{p1} , C_{p2} , C_{d1} , C_{d2} y otras más incluidas en β) y aquellas sugeridas por el autor no son adecuadas para las curvas de liberación de calor utilizadas en este trabajo. A pesar del esfuerzo realizado para calibrar las constantes mencionadas anteriormente, una mejor aproximación es conseguida utilizando las siguientes ecuaciones derivadas de un análisis realizado por el autor, la cuales consisten en una combinación entre el modelo de Pugachiuv (modelo que consta de dos funciones de distribución gamma modificadas) y el modelo de Watson. Información detallada sobre estos modelos es proporcionada por Ghojel [14]. Según el modelo de Pugachiuv:

$$\frac{dx}{d\theta} = \frac{x_{1max}}{\theta_1} \left(\frac{\theta}{\theta_1} \right) e^{-0.5 \left(\frac{\theta}{\theta_1} \right)^2} + \frac{x_{2max}}{\theta_2} \left(\frac{\theta}{\theta_2} \right) e^{-0.5 \left(\frac{\theta}{\theta_2} \right)^2} \quad (14)$$

En esta ecuación x_{1max} y x_{2max} son las fracciones máximas de calor liberado durante las fases de combustión premezclada y por difusión, y θ_1 y θ_2 son los ángulos como se muestran en la figura 11. $dx/d\theta$ es la tasa de quemado del combustible.

Figura 11: Esquema del calor liberado según el modelo de Pugachiuv



Fuente: Referencia [14]

Por otro lado, Watson define β de la ecuación (13) como la razón de combustible quemado durante la fase de combustión premezclada sobre la totalidad del combustible inyectado por ciclo, el cual puede ser calcula como:

$$\beta = 1 - a \frac{\Phi^b}{ID^c} \quad (15)$$

Donde a, b y c son constantes, Φ y ID son el dosado relativo y el retardo en la ignición los cuales son definidos en secciones posteriores.

Ya que el modelo de Pugachiuv no sugiere una manera para calcular x_{1max} y x_{2max} y dado que al igual que β , estos corresponden a las fracciones de calor liberado en cada una de las fases de la combustión se pueden realizar las siguientes modificaciones: x_{1max} puede ser remplazado por β y x_{2max} por $(1 - \beta)$ en la ecuación (14). Adicionalmente θ pasa a ser $(\theta - \theta_{ign})$ a fin de que el inicio de la liberación de calor corresponda con el momento de ignición. Finalmente, se obtiene una expresión que solo depende de las constantes a, b y c la cuales son calibradas fácilmente y de θ_1 y θ_2 los cuales son estimados a partir de datos experimentales.

$$\frac{dx}{d\theta} = \frac{\beta}{\theta_1} \left(\frac{\theta - \theta_{ign}}{\theta_1} \right) e^{-0.5 \left(\frac{\theta - \theta_{ign}}{\theta_1} \right)^2} + \frac{(1 - \beta)}{\theta_2} \left(\frac{\theta - \theta_{ign}}{\theta_2} \right) e^{-0.5 \left(\frac{\theta - \theta_{ign}}{\theta_2} \right)^2} \quad (16)$$

Los valores utilizados en la ecuación (16) son relacionados a continuación en la tabla 2, estos fueron ajustados mediante prueba y error de tal forma que se obtuviera la mejor aproximación entre las curvas de calor liberado calculadas a partir de datos experimentales y las simuladas a partir de la ecuación (16). Algunos de los resultados obtenidos se muestran en los anexos.

Tabla 2: Constantes de la ecuación (16) determinados experimentalmente.

| Constante | Valor |
|------------|---------|
| a | 0.5465 |
| b | 0.2 |
| c | -0.7409 |
| θ_1 | 2.2 |
| θ_2 | 8 |

El término $dx/d\theta$ representa la tasa a la cual se está quemando el combustible más no el calor que se está liberando debido a la combustión (dQ_c/dt). Tras conocer $dx/d\theta$ calcular dQ_c/dt es muy sencillo debido a la relación que existe entre ambos términos [16]:

$$\frac{dQ_c}{dt} = \frac{dx}{d\theta} \frac{d\theta}{dt} \cdot LHV \cdot m_f \quad (17)$$

Donde LHV es el poder calorífico inferior del combustible, m_f es la cantidad de combustible que ha sido inyectada y $d\theta/dt$ un diferencial para que el calor liberado tenga unidades de kJ/s .

3.3. RETARDO EN LA IGNICIÓN

El tiempo de retardo de ignición, se define como el tiempo que transcurre entre el momento en que se inyecta el combustible y el momento en que empieza la combustión y depende de las condiciones de presión y temperatura al interior del

cilindro. Para la determinación del momento de la ignición se utilizó la ecuación planteada por Hiroyasu [17]:

$$\int_0^{\tau_i} \frac{dt}{\tau} = 1 \quad (18)$$

$$\tau = C_3 P^{-2.5} \Phi^{-1.04} e^{\frac{C_4}{T}} \quad (19)$$

Donde P, T y Φ son la presión, temperatura y el dosado relativo instantáneo. La ecuación 18 implica que la velocidad de reacción es inversa al retraso de la ignición en una condición particular, y que la ignición se produce cuando el nivel de reacción alcanza el uno crítico

3.4. CALOR TRANSFERIDO A TRAVÉS DE LAS PAREDES

La transferencia de calor de un gas bajo condiciones de flujo forzado a una pared depende principalmente de las condiciones del flujo a los alrededores de la pared. La descripción matemática exacta de estas condiciones es extremadamente complicada y solo puede ser solucionada en algunos casos donde las condiciones de frontera están definidas. Sin embargo, en un motor de combustión interna las condiciones son tan complejas y diferentes dependiendo de su localización, que una formulación matemática válida general de la transferencia de calor es muy difícil de establecer.

Debido a lo anterior, se han desarrollado expresiones basadas en las leyes para flujo turbulento a través de un tubo, que contienen los parámetros más importantes que afectan la transferencia de calor, y que a su vez abarcan los efectos de la

radiación y la convección en una sola expresión. En este trabajo, fue utilizada una modificación de la ecuación de Woschni [32] la cual es ampliamente usada, conocida como la correlación de Hohenberg [18]:

$$\frac{dQ_w}{dt} = h_c A_{(t)} (T - T_w) \quad (20)$$

$$h_c = C_1 V_d^{-0.06} P^{0.8} T_g^{-0.4} (Sp_m + C_2)^{0.8} \quad (21)$$

Donde dQ_w/dt es el calor transferido a las paredes por unidad de tiempo, h_c es el coeficiente de transferencia de calor en W/m^2K , $A_{(t)}$ es el área de transferencia de calor en m^2 , T_w es la temperatura media de la pared en K , V_d es el volumen desplazado en m^3 , P es la presión de los gases en bar , T la temperatura de los gases en K , Sp_m es la velocidad media del pistón en m/s y C_1 y C_2 son constantes propuestas por Hohenberg. Los valores de las constantes propuestas por Hohenberg se relacionan a continuación:

Tabla 3: Coeficientes de la ecuación (21).

| Constante | Valor |
|-----------|-------|
| C_1 | 130 |
| C_2 | 1,4 |

Fuente: Referencia [18]

El valor de la temperatura de la pared fue estimada de acuerdo a los valores proporcionados por diferentes fuentes bibliográficas. Aunque existen diferentes ecuaciones que permiten determinar una temperatura de pared aproximada, como

por ejemplo la planteada por Armas [32] o por Hohenberg [18], todas estas son ecuaciones empíricas que manejan constantes que varían dependiendo de cada caso particular y por lo tanto el valor calculado por medio de estas difícilmente es el apropiado.

La temperatura de la pared depende principalmente del material de la superficie. Aunque los materiales metálicos más comunes que son hierro fundido y aluminio tienen propiedades térmicas muy diferentes, ambos operan con temperaturas de pared entre 200 a 400°C las cuales son relativamente bajas con respecto a la temperatura de los gases [16]. Por otro lado en diferentes simulaciones realizadas por autores como Caton [4], Chmela [6] y Depcick [8] es utilizado un valor de temperatura de pared estimado los 180 y 250°C. En base a los valores utilizados en las referencias bibliográficas mencionadas anteriormente y a los resultados que se obtuvieron probando diferentes temperaturas, la temperatura de pared fue asumida constante con un valor de 207°C.

3.5. FLUJOS MÁSICOS

El flujo másico a través de una válvula de asiento se describe usualmente por medio de la ecuación para flujo compresible a través de una restricción. Esta ecuación se deriva de un análisis de flujo isoentrópico en una dimensión y los efectos de flujo real son incluidos por medio de un coeficiente de descarga [16]. Por lo tanto:

$$\dot{m} = \frac{C_d A_r P_0}{(RT_0)^{1/2}} \left(\frac{P_t}{P_0}\right)^{1/\gamma} \left\{ \frac{2\gamma}{\gamma-1} \left[1 - \left(\frac{P_t}{P_0}\right)^{\gamma-1/\gamma} \right] \right\}^{1/2} \quad (22)$$

Donde R es la constante del gas y γ la relación de calores específicos. Para flujo que entra al cilindro a través de la válvula de admisión P_0 es la presión del sistema de entrada y P_t es la presión en el cilindro. Para flujo que sale del cilindro a través de una válvula de escape P_0 es la presión en el cilindro y P_t es la presión del sistema de escape. C_d es el coeficiente de descarga cuyos valores fueron tomados de datos tabulados [16]. A_r es un área de referencia que por motivos prácticos se utiliza la denominada área de cortina ya que varía linealmente con el levantamiento de la válvula y es simple de determinar:

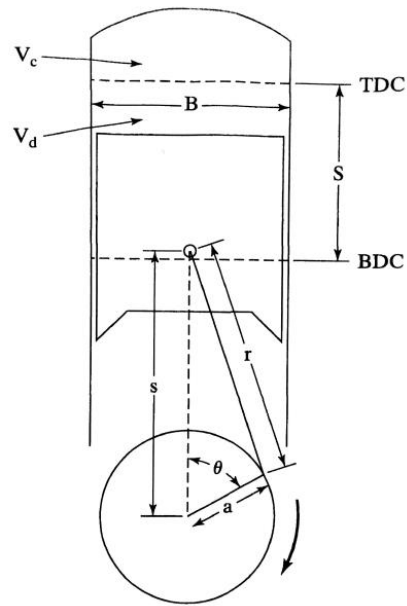
$$A_r = \pi D_v L_v \quad (23)$$

En la ecuación (20) D_v es el diámetro de la válvula y L_v es el levantamiento de la misma el cual depende del ángulo del cigüeñal. Los valores de L_v fueron tomados de datos tabulados proporcionados por el fabricante del motor utilizado en las pruebas. Estos datos se presentan en los anexos.

3.6. PARÁMETROS GEOMÉTRICOS DEL MOTOR

Para el desarrollo de algunas de las expresiones planteadas en las secciones anteriores como las ecuaciones (9), (11), (17) y (18) es necesario conocer algunas de las características geométricas del motor como el volumen de la cámara de combustión, el área de transferencia de calor y la variación del volumen de la cámara con respecto al tiempo. Para esto, en base a un análisis cinemático del sistema descrito en la figura 12 se obtienen las siguientes expresiones.

Figura 12: Geometría del cilindro y pistón de un motor recíprocante.



Fuente: Referencia [25]

De acuerdo a la nomenclatura de la figura 12, para un motor con diámetro de pistón B , longitud de la carrera del pistón S y longitud de la biela r , la longitud de la manivela es:

$$a = \frac{S}{2} \quad (24)$$

La velocidad media del pistón está dada por:

$$Sp_m = \frac{S \cdot N}{30} \quad (25)$$

Donde N son las revoluciones por minuto, 30 un factor de conversión de minutos a segundos, por lo que con S en metros la velocidad media del pistón tiene unidades de m/s .

La distancia entre el eje del cigüeñal y el eje del pasador en el émbolo se calcula como:

$$s = a \cos \theta + \sqrt{r^2 - a^2 \sin^2 \theta} \quad (26)$$

El volumen de la cámara de combustión para cualquier ángulo del cigüeñal θ es expresada como:

$$V_d = V_c + \frac{\pi B^2}{4} (r + a - s) \quad (27)$$

Donde V_c el volumen mínimo de la cámara de combustión (cuando el pistón se encuentra en PMS) también conocido como volumen muerto de la cámara de combustión, el cual representa un dato de entrada.

La variación del volumen de la cámara con respecto al tiempo se calcula derivando la ecuación (27), la expresión que se obtiene es la siguiente:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{\pi B^2}{4} \left[a \cdot \omega \sin \theta + \frac{a^2 \cdot \omega \sin 2\theta}{2r} \right] \quad (28)$$

Finalmente, el área de transferencia de calor está dada por:

$$A = A_{ch} + A_p + \pi B(r + a - s) \quad (29)$$

Donde A_{ch} es el área de la superficie de la culata del cilindro y A_p es el área de la superficie superior del pistón. Para este trabajo se consideró $A_{ch} = A_p = 1.2\pi B^2/4$ ya que ninguna de las dos superficies es completamente plana.

3.7. COMPOSICIÓN Y PROPIEDADES DE LA MEZCLA DE GASES.

3.7.1. Composición La composición del fluido de trabajo la cual cambia durante el proceso de combustión, es básicamente una mezcla de N_2 , O_2 , CO_2 , H_2O , H_2 y CO . La composición de los reactivos o la mezcla no quemada no cambia significativamente durante las fases de compresión y admisión, por lo que es bastante preciso asumir que esta permanece constante. Los productos de la combustión o la mezcla ya quemada puede considerarse en equilibrio termodinámico, lo que significa que no existen reacciones independientes entre los distintos productos.

3.7.1.1. Reactivos Una parte de los gases de escape queda remanente en el cilindro tras la fase de escape, y en algunas ocasiones los gases de escape son recirculados de tal manera que se mezclen con el aire de admisión, con el fin de diluir la mezcla de aire fresco y controlar las emisiones de NO_x . La composición de la mezcla de reactivos depende de la cantidad de gases de escape que están siendo recirculados y de los que han quedado remanentes.

La fracción residual (x_r), representa la cantidad de gases de escape que quedó atrapada en el cilindro y se define como la masa sobrante del ciclo anterior (m_r), sobre la masa de aire admitido más los gases remanentes (m_c).

$$x_r = \frac{m_r}{m_c} \quad (30)$$

Por otro lado, el porcentaje de gases de escape que son recirculados ($\%EGR$) se define como la masa de gases que son recirculados (m_{EGR}) sobre la masa total admitida por ciclo (m_i):

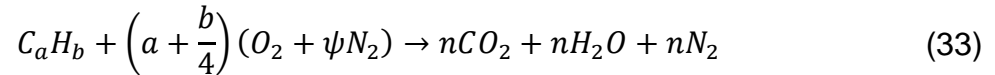
$$\%EGR = \frac{m_{EGR}}{m_i} \times 100 \quad (31)$$

Teniendo claros los conceptos anteriores, podemos expresar la fracción de gases de escape que está presente en la mezcla fresca como:

$$x_b = \frac{m_{EGR} + m_r}{m_c} = \left(\frac{EGR}{100} \right) (1 - x_r) + x_r \quad (32)$$

Definido x_b , la composición de la mezcla de reactivos puede ser calculada siguiendo el análisis realizado por Heywood [16]. Este análisis incluye un análisis de equilibrio que no se describe a continuación pero básicamente sigue el proceso que se explica a continuación:

Partiendo de la reacción estequiométrica de un combustible hidrocarbonado de composición C_aH_b con aire el aire:

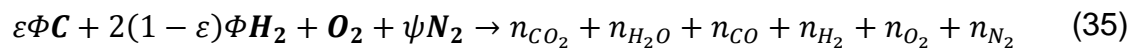


Donde ψ es la razón molar N/O del aire (3,773)

Se define:

$$\varepsilon = \frac{4}{4 + y} \quad (34)$$

Y siendo $y = b/a$ la relación H/C del combustible, la ecuación de combustión real puede ser escrita por mol de O_2 como:



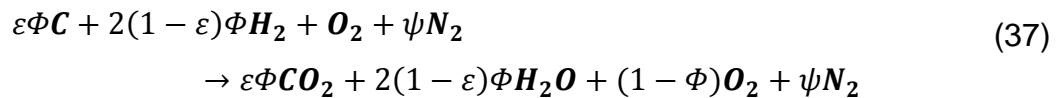
En la ecuación (35), el dosado relativo Φ es una medida de la mezcla de aire-combustible con relación a condiciones estequiométricas y se define de la siguiente manera:

$$\Phi = \frac{(FA)_{real}}{(FA)_{esteq}} = \frac{(AF)_{esteq}}{(AF)_{real}}$$

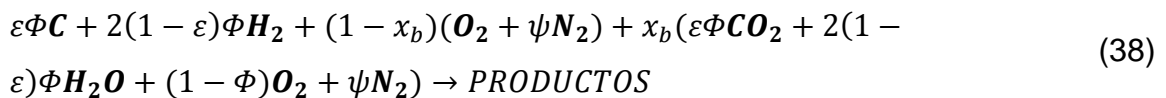
Donde:

- $FA = m_f/m_a = \text{Relación combustible} - \text{aire}$
- $AF = m_a/m_f = \text{Relación aire} - \text{combustible}$
- $m_a = \text{Masa de aire}$
- $m_f = \text{Masa de combustible}$

Debido a que generalmente los motores Diésel funcionan con dosados relativos pobres ($\Phi < 1$), en los productos se pueden despreciar el CO y el H₂. Asumido lo anterior se puede balancear la ecuación (35).



La reacción anterior, muestra tanto reactivos como productos de la combustión si no se tuvieran gases reciclados y si se desprecia la fracción de gases remanentes del ciclo anterior. Para obtener la composición de la mezcla de reactivos cuando se incluyen los aspectos anteriores, se debe tener en cuenta que una fracción x_b de los productos de la ecuación (37) se mezcla con otra fracción $(1 - x_b)$ de aire fresco y la suma de ambos es la que reacciona con el combustible:

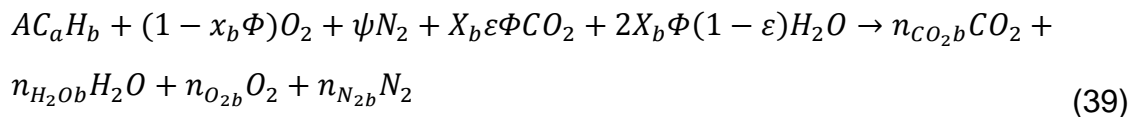


Finalmente, a partir de la reacción 38 se obtienen los moles por mol de O₂ de cada una de los reactivos presentes en la mezcla antes de la combustión, los cuales se relacionan en la siguiente tabla:

Tabla 4: Número de moles de reactivos por mol de O₂

| Moles de especie por mol de O ₂ | |
|--|-----------------------------|
| Especie | Número de moles |
| CO ₂ | $x_b \varepsilon \Phi$ |
| H ₂ O | $2x_b(1 - \varepsilon)\Phi$ |
| O ₂ | $1 - x_b \Phi$ |
| N ₂ | ψ |

3.7.1.2. Productos Para conocer la composición de los productos de la combustión, una vez conocida la composición de los reactivos se debe tener en cuenta que no todo el combustible se quema al mismo tiempo, y que la velocidad de la combustión está dada por la tasa de quemado del combustible (ecuación 16).



Donde A es el número de moles de combustible por mol de O₂, de tal manera que toda la reacción quede en los mismo términos.

Realizando un balance para cada una de la especies, se obtienen las correlaciones que permiten conocer la cantidad de moles de cada uno de los productos.

$$\text{Balance de C: } n_{CO_2b} = a \cdot A + X_b \varepsilon \Phi$$

$$\text{Balance de H: } n_{H_2Ob} = (b \cdot A + 4X_b(1 - \varepsilon))/2$$

$$\text{Balance de O}_2: n_{O_2b} = 1 - n_{CO_2b} - n_{H_2Ob}/2$$

$$\text{Balance de N}_2: n_{N_2b} = \psi$$

3.7.2. Propiedades Como ya se ha mencionado con anterioridad, los diferentes componentes de la mezcla de gases al interior del cilindro son asumidos como gases ideales. Por lo tanto cada una de las propiedades de la mezcla puede ser calculada como la suma de las propiedades de cada componente multiplicada por su fracción, ya sea másica o molar. Las correlaciones más importantes para la determinación de las propiedades son resumidas a continuación

Debido a que tanto la energía interna como la entalpía son funciones únicamente de la temperatura, los calores específicos a volumen y presión constante están dados por:

$$c_v = \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_v = \frac{du}{dT} = c_v(T) \quad c_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_v = \frac{dh}{dT} = c_p(T) \quad (40)$$

Una vez la composición es conocida, las propiedades de la mezcla son determinadas como:

$$u = \sum x_i u_i \quad (41)$$

$$h = \sum x_i h_i \quad (42)$$

$$C_v = \sum C_{v,i} u_i \quad (43)$$

$$C_p = \sum C_{p,i} h_i \quad (44)$$

Donde el subíndice i representa cada uno de los componentes de la mezcla (N_2 , O_2 , CO_2 y H_2O).

Las correlaciones que modelan las diferentes propiedades termodinámicas han sido desarrolladas para uso computacional, estas varían considerablemente en el rango de aplicación y precisión. Los modelos más completos están basados en curvas polinomiales que se ajustan a los datos de cada especie. Las siguientes correlaciones son proporcionadas por Heywood [16], las cuales están basadas en las tablas de la JANAF.

Para cada especie i a temperatura T (K), su entalpía se calcula mediante:

$$\frac{h_i}{RT} = a_{i1} + \frac{a_{i2}}{2} T + \frac{a_{i3}}{3} T^2 + \frac{a_{i4}}{4} T^3 + \frac{a_{i5}}{5} T^4 + \frac{a_{i6}}{T} \quad (45)$$

Los valores de los coeficientes a_{ij} para el N_2 , O_2 , CO_2 y H_2O están dado en la tabla 5 para dos rangos de temperatura, de 300 a 1000K y de 1000 a 5000K.

Por otro lado la energía interna se puede calcular a partir de la ecuación anterior como:

$$u = h - RT \quad (46)$$

Tabla 5: Coeficientes para la ecuación (45).

| Specie | T range, K | a _{i1} | a _{i2} | a _{i3} | a _{i4} | a _{i5} | a _{i6} | a _{i7} |
|------------------|------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|
| CO ₂ | 1000-5000 | 0,44608 (+1) | 0,30982 (-2) | -0,12393 (-5) | 0,22741 (-9) | -0,15526 (-13) | -0,48961 (+5) | -0,98636 (0) |
| | 300-1000 | 0,24008 (+1) | 0,87351 (-2) | -0,66071 (-5) | 0,20022 (-8) | 0,63274 (-15) | -0,48378 (+5) | 0,96951 (+1) |
| H ₂ O | 1000-5000 | 0,27168 (+1) | 0,29451 (-2) | -0,80224 (-6) | 0,10227 (-9) | -0,48472 (-14) | -0,29906 (+5) | 0,66306 (+1) |
| | 300-1000 | 0,40701 (+1) | -0,11084 (-2) | 0,41521 (-5) | -0,29637 (-8) | 0,80702 (-12) | -0,30280 (+5) | -0,32270 (0) |
| O ₂ | 1000-5000 | 0,36220 (+1) | 0,73618 (-3) | -0,19652 (-6) | 0,36202 (-10) | -0,28946 (-14) | -0,12020 (+4) | 0,36151 (+1) |
| | 300-1000 | 0,36256 (+1) | -0,18782 (-2) | 0,70555 (-5) | -0,67635 (-8) | 0,21556 (-11) | -0,10475 (+4) | 0,43053 (+1) |
| N ₂ | 1000-5000 | 0,28963 (+1) | 0,15155 (-2) | -0,57235 (-6) | 0,99807 (10) | -0,65224 (-14) | -0,90586 (+3) | 0,61615 (+1) |
| | 300-1000 | 0,36748 (+1) | -0,12082 (-2) | 0,23240 (-5) | -0,63218 (-9) | -0,22577 (-12) | -0,10612 (+4) | 0,23580 (+1) |

3.8. TRABAJO INDICADO POR CICLO

Los datos de presión del gas durante el ciclo de operación del motor pueden ser usados para calcular el trabajo de frontera. La presión en el cilindro y su correspondiente volumen pueden ser graficados en un diagrama p-V, el área bajo esta curva representa el trabajo realizado por el motor y viene dado por la integral cerrada:

$$W_{c,i} = \oint P dV \quad (47)$$

Donde $W_{c,i}$ es el trabajo indicado por ciclo, P es la presión del cilindro y dV es la velocidad a la cual varia el volumen del cilindro a su correspondiente presión. Esta ecuación es solucionada como una sumatoria a lo largo del ciclo.

3.9. PRESIÓN MEDIA EFECTIVA INDICADA

Una medida muy útil del desempeño del motor es la presión media efectiva, ya que permite comparar diferentes motores independientemente de su tamaño y velocidad. Esta representa la media de todas las presiones instantáneas que se producen y se calcula dividiendo el trabajo indicado en el volumen desplazado [16]:

$$IMEP = \frac{W_{c,i}}{V_d} \quad (48)$$

3.10. POTENCIA INDICADA Y PAR

El par es la medida de la habilidad de un motor para realizar trabajo mientras que la potencia es la velocidad a la cual este trabajo es realizado. La potencia entregada por el motor según Heywood [16]:

$$Potencia = \frac{W_{c,i}N}{n_R} \quad (59)$$

Donde n_R es el número de giros del cigüeñal en un ciclo, para un motor de cuatro tiempos $n_R = 2$.

El par relacionado a la potencia anterior se calcula de la siguiente manera de acuerdo a Heywood [16]:

$$Par = \frac{500 * Potencia(kW)}{\pi N \left(\frac{rev}{s}\right)} \quad (50)$$

3.11. CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTIBLE Y EFICIENCIA INDICADA

Aunque en las pruebas realizadas a los motores el consumo de combustible es medido como un flujo másico, un parámetro más útil es el consumo específico de combustible, el cual se define como el flujo másico de combustible por unidad de potencia de salida. Representa que tan eficientemente el motor usa el combustible para producir trabajo [16]:

(51)

$$sfc = \frac{\dot{m}_f}{Potencia}$$

Por otra parte, la eficiencia indicada relaciona la potencia generada por el motor con la energía del combustible que fue suministrada y liberada en la combustión. Es decir representa la relación de cuánta energía debe entrar al motor para generar la salida [16].

$$n_f = \frac{1}{sfc \cdot Q_{HV}} \quad (52)$$

Donde Q_{HV} representa el poder calorífico del combustible.

4. IMPLEMENTACIÓN Y VALIDACIÓN DEL MODELO

El algoritmo para la simulación del modelo, fue implementado desarrollando una herramienta informática a través de MATLAB. MATLAB es una herramienta de software matemático que ofrece un entorno de desarrollo integrado (IDE) con un lenguaje de programación propio (lenguaje M). El IDE de MATLAB es un entorno de programación empaquetado que consiste en un editor de código, un compilador, un depurador y un constructor de interfaz gráfica (GUI). La ventaja que ofrece MATLAB, es su lenguaje sencillo y la facilidad que ofrece a la hora de crear una interfaz de usuario.

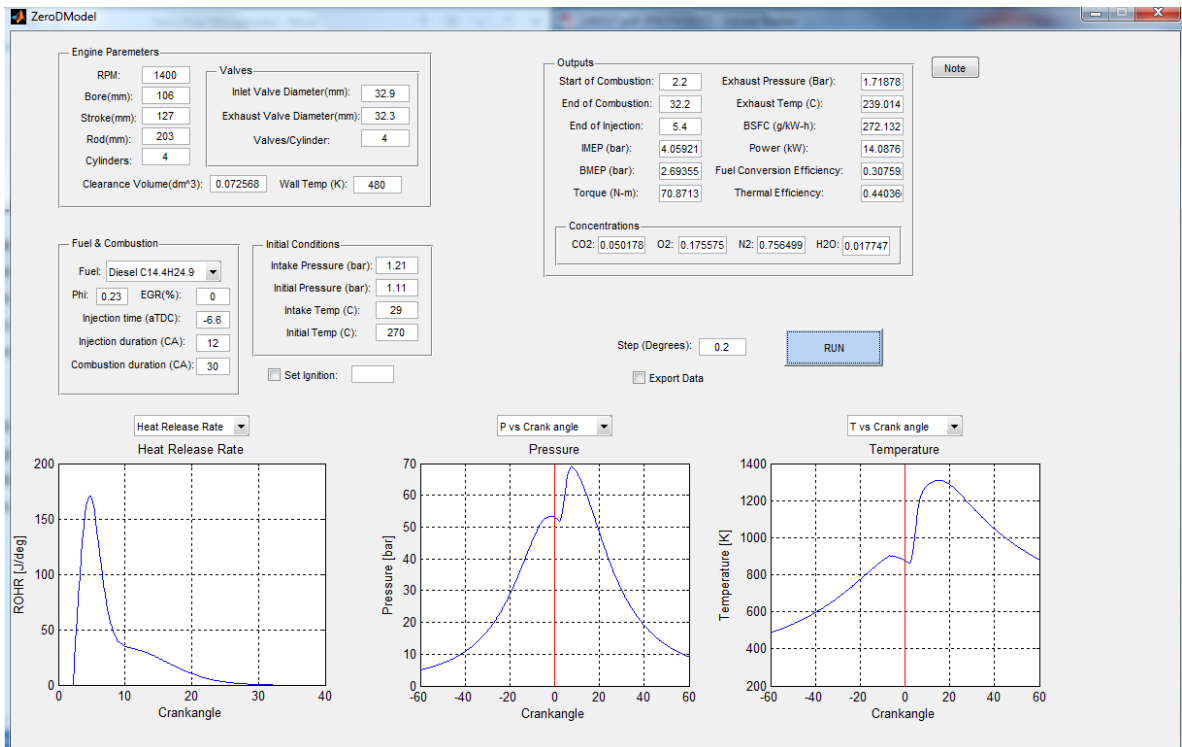
4.1. IMPLEMENTACIÓN

4.1.1. Interfaz de usuario La interfaz de usuario de la herramienta informática fue desarrollada de tal manera que permita al usuario un manejo intuitivo y un fácil intercambio de información entre el usuario y el programa. De este modo la interfaz puede dividirse en 3 secciones: Datos de entrada, datos de salida y una sección de resultados gráficos, tal como muestra la figura 13.

La sección de resultados gráficos está ubicada en la parte inferior de la interfaz y es la encargada de mostrar los resultados de la simulación de manera gráfica, está constituida por tres elementos cada uno de los cuales corresponde a un espacio destinado a la presentación de los diferentes diagramas del proceso. Los diagramas que pueden ser mostrados son la tasa de liberación de calor, presión vs ángulo de cigüeñal, temperatura vs ángulo de cigüeñal y presión vs volumen. En la parte superior de cada elemento hay un menú desplegable que le permite al

usuario escoger el diagrama que desea observar, de tal forma que pueda hacerse una idea del comportamiento del motor bajo las condiciones especificadas.

Figura 13: Interfaz de usuario del programa



La sección de datos de entrada está ubicada en la parte superior izquierda, y tiene la función de recopilar cada uno de los datos necesarios para correr la simulación. Los datos de entrada están divididos en 3 categorías que son: características del motor, propiedades del combustible y combustión y condiciones iniciales. Cada uno de los datos que deben ser ingresados y su respectiva categoría se relacionan en la tabla 6.

Tabla 6: Datos de entrada requeridos.

| Dato de entrada | Tipo |
|--------------------------------|--|
| Presión de entrada | CONDICIONES INICIALES |
| Presión inicial | |
| Temperatura de entrada | |
| Temperatura inicial | |
| Momento de inyección | PROPIEDADES DEL COMBUSTIBLE Y COMBUSTIÓN |
| Duración de la inyección | |
| Duración de la combustión | |
| Porcentaje de gases reciclados | |
| Fórmula molecular | |
| Dosado | |
| Velocidad del motor | CARACTERISTICAS DEL MOTOR |
| Tamaño de las válvulas | |
| Número de válvulas | |
| Volumen de holgura | |
| Diámetro del pistón | |
| Carrera | |
| Longitud de la biela | |
| Número de cilindros | |
| Temperatura de la pared | |

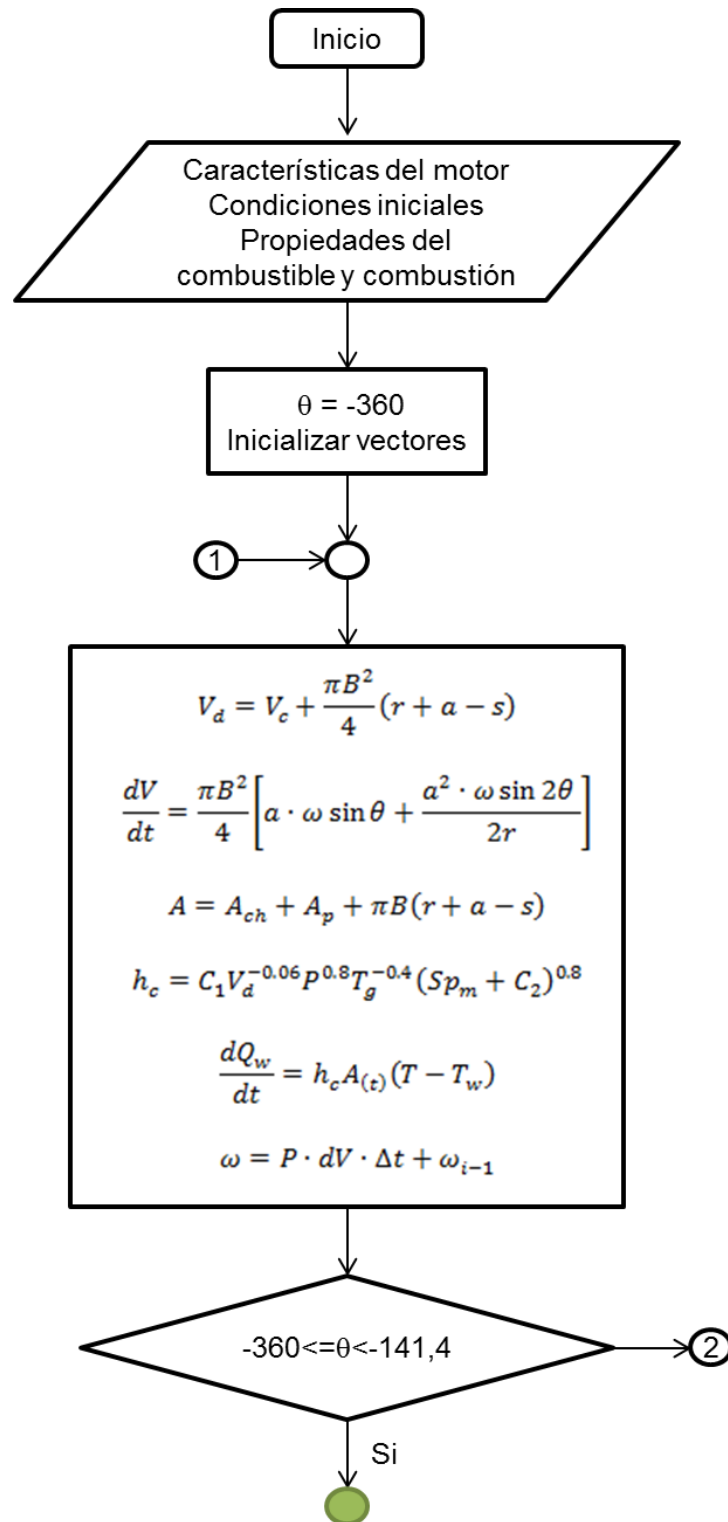
Finalmente, la sección de datos de salida incluye los valores de los parámetros de desempeño tales como la potencia, eficiencia, torque, presiones efectivas, consumo de combustible y estado de los gases de salida.

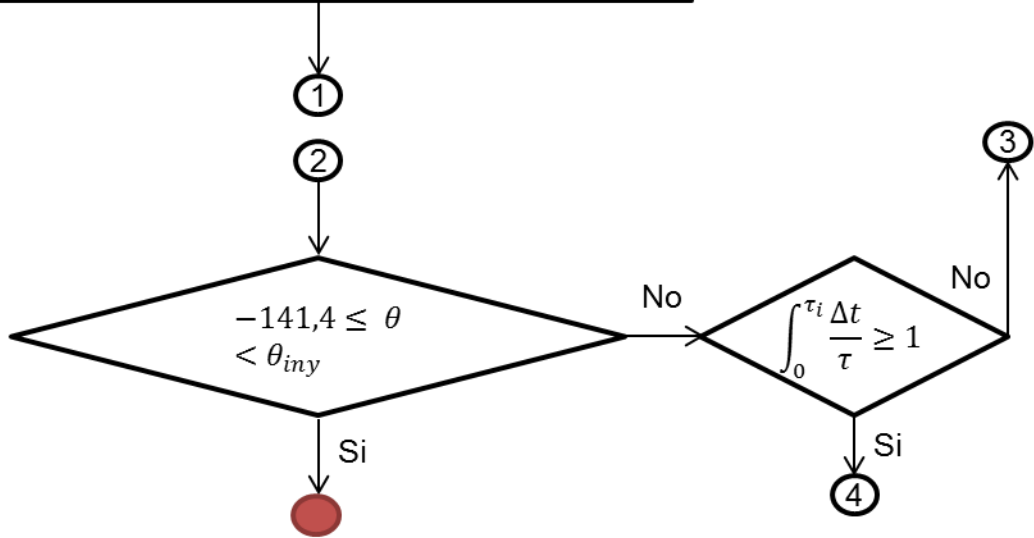
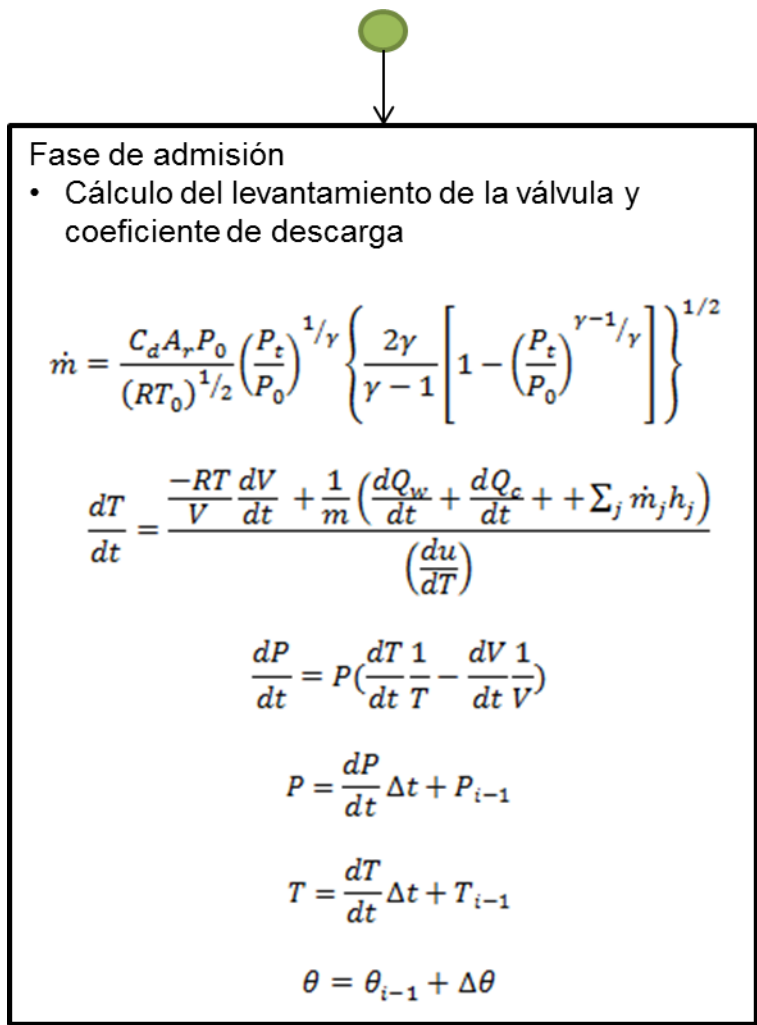
Otros controles de la interfaz de usuario consisten en la opción de exportar los datos, la cual permite enviar toda la información de los diagramas a un archivo en Excel para su tratamiento y almacenamiento. También está la opción de definir el paso de simulación el cual por defecto se encuentra en 0.2 grados por último el botón de RUN el cual inicia la simulación una vez han sido ingresado los datos.

4.1.2. Algoritmo de solución El método de solución de las ecuaciones descritas en el capítulo 3 viene dado por el algoritmo de solución descrito en la figura 14. Este algoritmo fue implementado en el programa creado en MATLAB y se encarga de dar solución al modelo de la siguiente manera: El ciclo de simulación está comprendido entre los ángulos del cigüeñal $\theta = -360$ y $\theta = 360$, este intervalo corresponde a 2 vueltas del eje y por lo tanto a los 4 tiempos del motor. Una vez se ingresan los datos de entrada, se inicializan los vectores y las variables y el ángulo del cigüeñal se define en $\theta = -360$. Dependiendo del valor de θ , la simulación se divide en 5 subrutinas: Admisión, compresión, combustión, expansión y escape.

Las ecuaciones de razón de cambio de la temperatura (9) y de presión (11) son solucionadas paso a paso teniendo en cuenta ciertos aspectos o restricciones de cada subrutina las cuales son: Para el proceso de admisión y escape los flujos másicos son determinados por la ecuación (22); la duración de las subrutinas de compresión y expansión están determinados por la apertura de las válvulas y durante estas no hay flujos másicos aparte del combustible inyectado; el inicio del proceso de combustión lo marca la ecuación (19) y durante él se libera el calor modelado con la ecuación (17) y se calcula la composición de la nueva mezcla. Todos las propiedades, volúmenes, áreas y demás términos que también son necesarios son calculados para cada θ . Cuando $\theta = 360$ se calculan los parámetros de salida y se grafican los diagramas.

Figura 14: Diagrama de flujo de la simulación.







Fase de compresión

$$\frac{dT}{dt} = \frac{-RT \frac{dV}{dt} + \frac{1}{m} \left(\frac{dQ_w}{dt} + \frac{dQ_c}{dt} + \sum_j \dot{m}_j h_j \right)}{\left(\frac{du}{dT} \right)}$$

$$\frac{dP}{dt} = P \left(\frac{dT}{dt} \frac{1}{T} - \frac{dV}{dt} \frac{1}{V} \right)$$

$$P = \frac{dP}{dt} \Delta t + P_{i-1}$$

$$T = \frac{dT}{dt} \Delta t + T_{i-1}$$

$$\theta = \theta_{i-1} + \Delta\theta$$


$$\dot{m}f = \frac{m_a F / A}{\Delta\theta_{iny}}$$

$$\frac{dT}{dt} = \frac{-RT \frac{dV}{dt} + \frac{1}{m} \left(\frac{dQ_w}{dt} + \frac{dQ_c}{dt} + \sum_j \dot{m}_j h_j \right)}{\left(\frac{du}{dT} \right)}$$

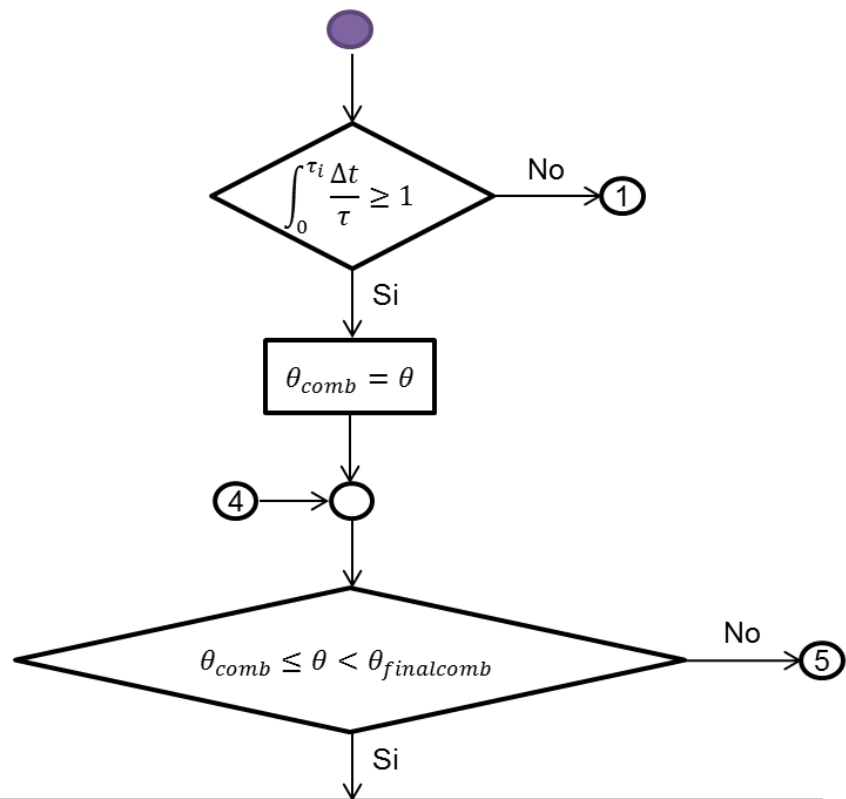
$$\frac{dP}{dt} = P \left(\frac{dT}{dt} \frac{1}{T} - \frac{dV}{dt} \frac{1}{V} \right)$$

$$P = \frac{dP}{dt} \Delta t + P_{i-1}$$

$$T = \frac{dT}{dt} \Delta t + T_{i-1}$$

$$\theta = \theta_{i-1} + \Delta\theta$$


11



Combustión

$$\frac{dx}{d\theta} = \frac{\beta}{\theta_1} \left(\frac{\theta - \theta_{ign}}{\theta_1} \right) e^{-0.5 \left(\frac{\theta - \theta_{ign}}{\theta_1} \right)^2} + \frac{(1 - \beta)}{\theta_2} \left(\frac{\theta - \theta_{ign}}{\theta_2} \right) e^{-0.5 \left(\frac{\theta - \theta_{ign}}{\theta_2} \right)^2}$$

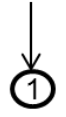
$$\frac{dQ_c}{dt} = \frac{dx}{d\theta} \frac{d\theta}{dt} \cdot LHV \cdot m_f$$

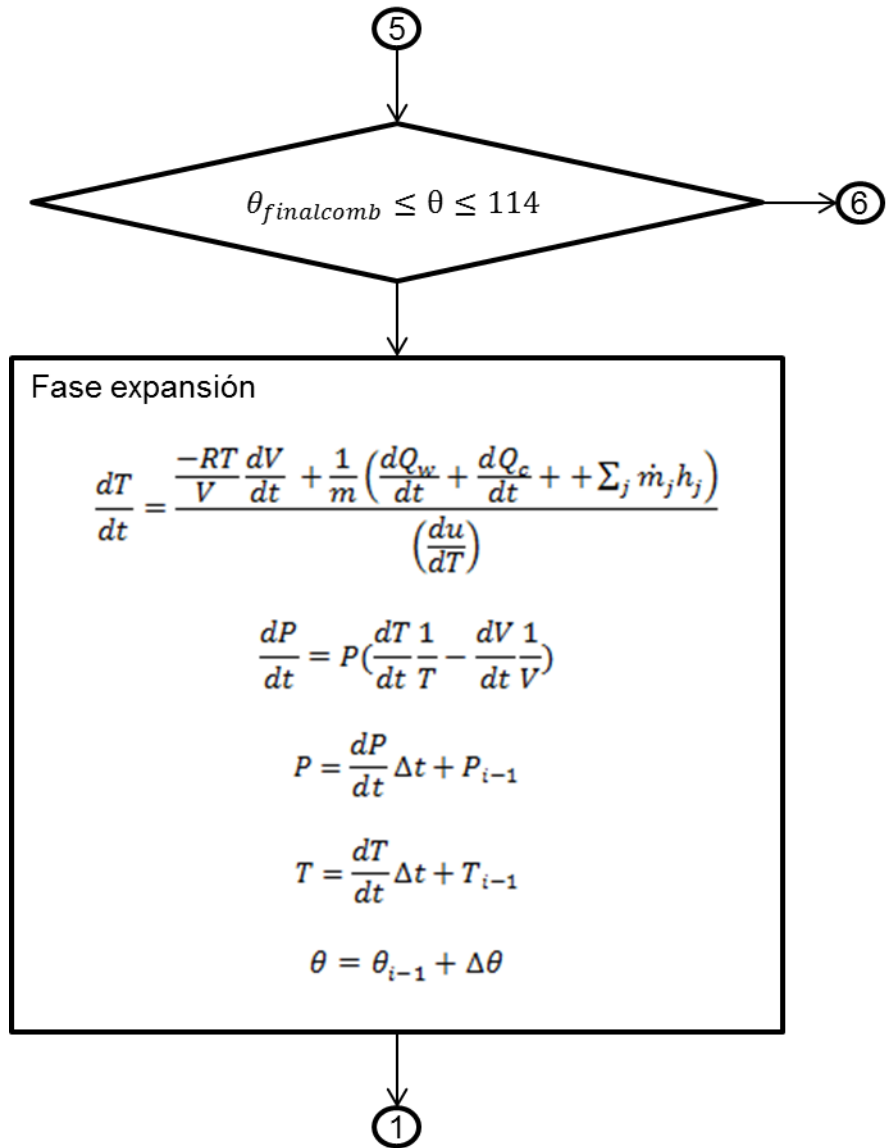
$$\frac{dT}{dt} = \frac{-RT \frac{dV}{dt} + \frac{1}{m} \left(\frac{dQ_w}{dt} + \frac{dQ_c}{dt} + \sum_j \dot{m}_j h_j \right)}{\left(\frac{du}{dT} \right)}$$

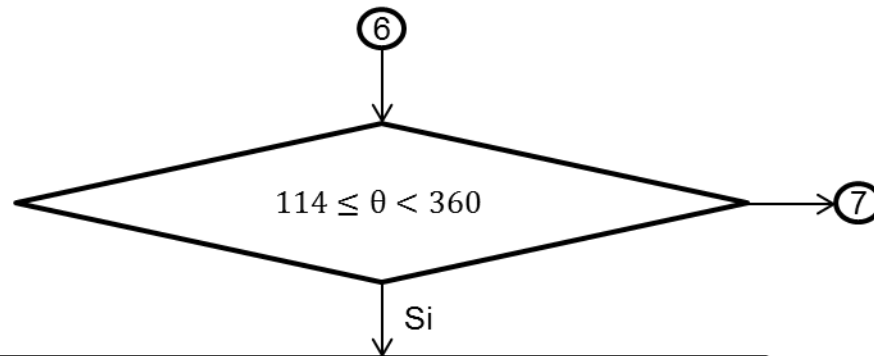
$$\frac{dP}{dt} = P \left(\frac{dT}{dt} \frac{1}{T} - \frac{dV}{dt} \frac{1}{V} \right)$$

$$P = \frac{dP}{dt} \Delta t + P_{i-1}$$

$$T = \frac{dT}{dt} \Delta t + T_{i-1}$$

$$\theta = \theta_{i-1} + \Delta\theta$$






Fase escape

- Cálculo levantamiento válvula y coeficiente de descarga

$$\dot{m} = \frac{C_d A_r P_0}{(RT_0)^{1/2}} \left(\frac{P_t}{P_0}\right)^{1/\gamma} \left\{ \frac{2\gamma}{\gamma-1} \left[1 - \left(\frac{P_t}{P_0}\right)^{\gamma-1/\gamma} \right] \right\}^{1/2}$$

$$\frac{dT}{dt} = \frac{-RT \frac{dV}{dt} + \frac{1}{m} \left(\frac{dQ_w}{dt} + \frac{dQ_c}{dt} + \sum_j \dot{m}_j h_j \right)}{\left(\frac{du}{dT} \right)}$$

$$\frac{dP}{dt} = P \left(\frac{dT}{dt} \frac{1}{T} - \frac{dV}{dt} \frac{1}{V} \right)$$

$$P = \frac{dP}{dt} \Delta t + P_{i-1}$$

$$T = \frac{dT}{dt} \Delta t + T_{i-1}$$

$$\theta = \theta_{i-1} + \Delta\theta$$

7

Cálculo de datos de salida

$$W_{c,i} = \oint PdV$$

$$IMEP = \frac{W_{c,i}}{V_d}$$

$$Potencia = n_c \cdot V_d \cdot IMEP \cdot N$$

$$Torque = 5252 \cdot \frac{Potencia(hp)}{N}$$

$$sfc = \frac{\dot{m}_f}{Potencia}$$

$$\eta_f = \frac{Potencia}{\dot{m}_f \cdot LHV}$$

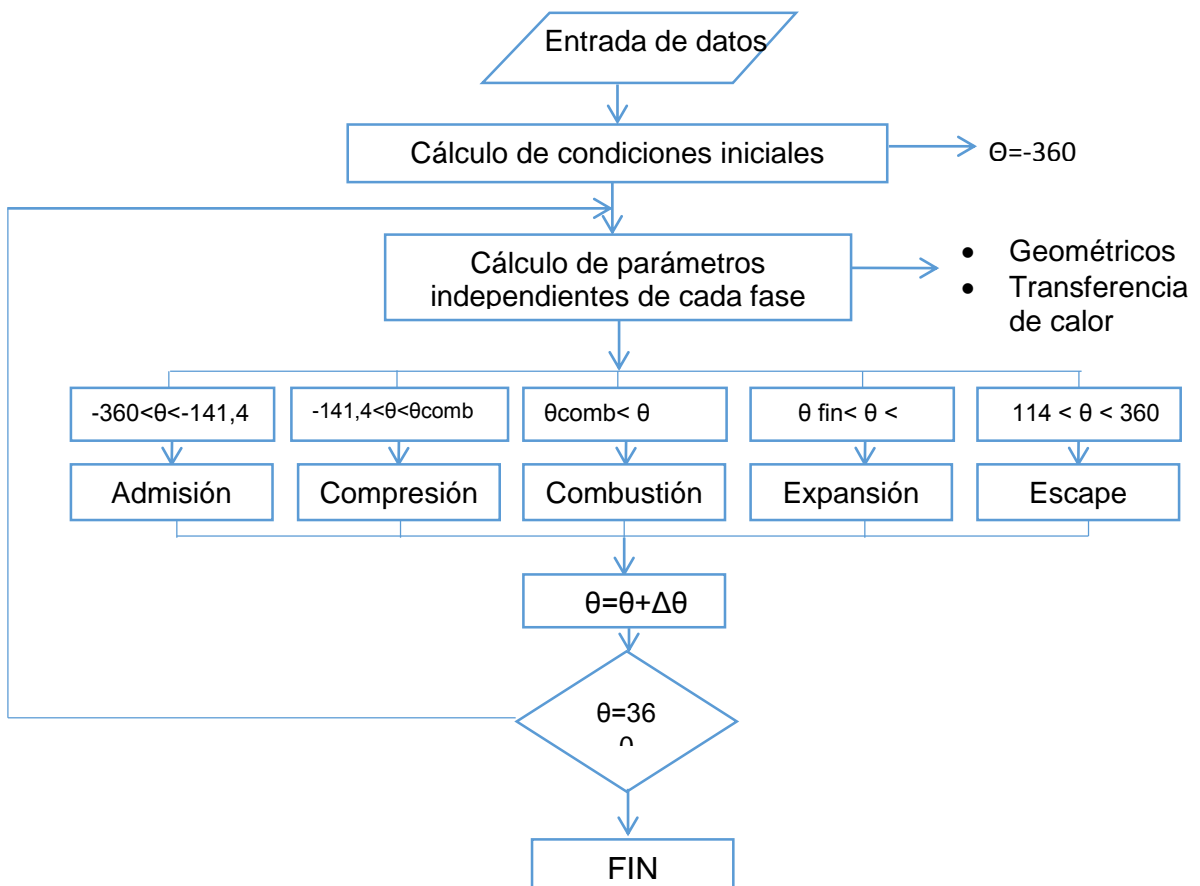
Gráficas

$$P - \theta; T - \theta; \frac{dQ_v}{dt}; P - V$$

Datos de salida

Fin

Figura 15: Esquema conceptual de la solución del código



La figura 15 permite visualizar mejor el procedimiento descrito en la figura 14. Una vez ingresados los datos de entrada y calculadas las condiciones iniciales se calculan los parámetros que son independientes a las fases del ciclo de combustión como lo son el volumen, área, el calor transferido y algunas propiedades. Posteriormente, las variables propias de cada ciclo como los flujos másicos, composición, calor liberado, presión y temperatura, se calculan con las ecuaciones correspondientes pero teniendo en cuentas las restricciones mencionadas anteriormente para cada uno de las fases. Cada una de las ecuaciones diferenciales, se soluciona por medio de la discretización de los términos de tal forma que se puedan integrar solucionando una sumatoria.

Conocidas las condiciones iniciales se solucionan las ecuaciones para dicho estado ($\theta = -360$), estableciendo el tamaño del paso los diferenciales se integran para conocer las condiciones requeridas para el siguiente estado. Este proceso se repite a lo largo de todo el intervalo de simulación.

4.2. VALIDACIÓN DEL MODELO

En este trabajo fue desarrollado un modelo que es capaz de predecir el desempeño de motores Diésel que utilicen cualquier tipo de combustible hidrocarbonado, siempre y cuando se conozcan tanto las características del motor así como las propiedades del combustible. Para determinar la validez de este modelo, se realizó una comparación de los resultados simulados con datos experimentales de la presión en cámara obtenidos de un motor John Deere 4045HF485 4.5L de 4 cilindros e inyección directa. Estos datos fueron medidos experimentalmente en el Laboratorio de Investigación Avanzada de Motores (Advanced Engine Research Laboratory AERL, Texas A&M University, College Station, Texas, USA). Las especificaciones del motor se presentan en la tabla 7.

Tabla 7: Características del motor John Deere 4045HF485.

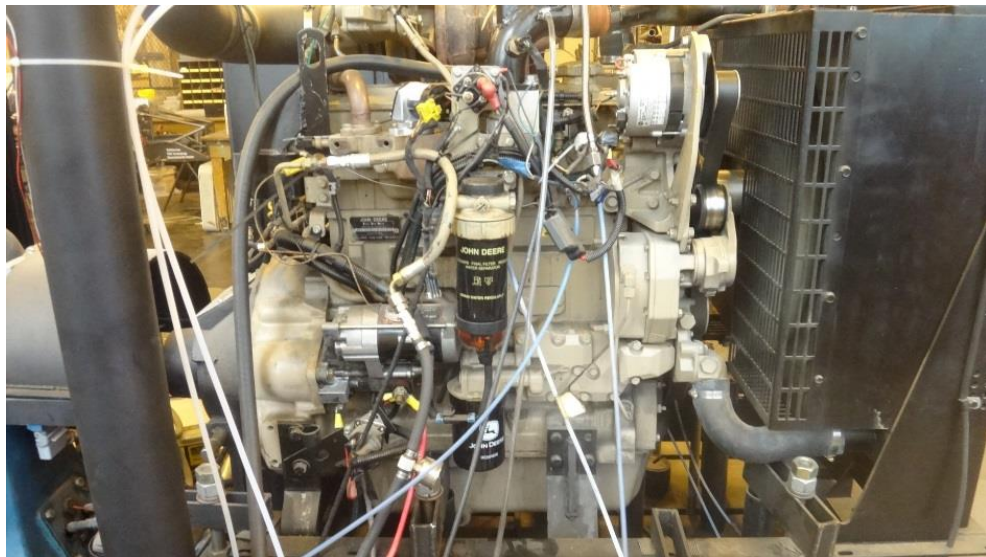
| | |
|-------------------------------|---|
| Diámetro x Carrera | 106x127 mm |
| Dimensiones LxWxH | 867 x 680 x 1055 mm |
| Desplazamiento | 4.5 L |
| Numero de cilindros | 4 |
| Relación de compresión | 16.57 ^a (Nominal 17:1) |
| Ignición por | Compresión |
| Sistema de combustible | Riel común electrónico, inyección directa |
| Sistema de aire | Turbocargador de geometría variable con EGR |

^a Medido por desplazamiento de aceite

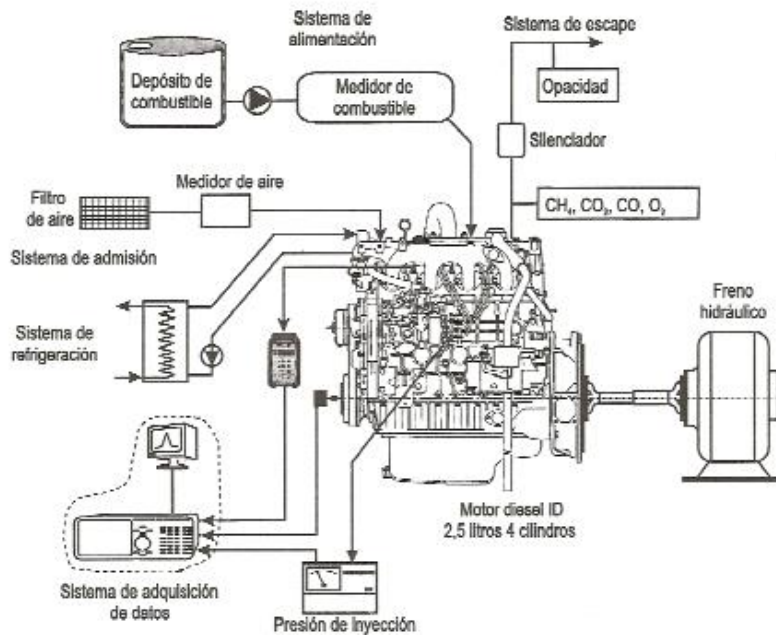
El motor mencionado, está conectado a un dinamómetro el cual lo carga (el motor) a través de un ajuste de control por realimentación automática (automatic feedback control adjustment) de la corriente para mantener la velocidad de operación deseada. Las mediciones de presión son obtenidas por medio de transductores de presión piezoeléctricos Kistler 6056^a los cuales están ubicados en cada uno de los cilindros y han sido calibrados y revisados según procedimientos estándar [19].

La presión es medida con una resolución de 0.2 grados de giro del cigüeñal, estas mediciones son recogidas para 300 ciclos consecutivos y se realiza un análisis sobre la media del conjunto de los 300 ciclos para eliminar la variación cíclica y obtener una buena medición de la operación en estado estacionario. Las pruebas son repetidas para cada condición de operación durante varios días, de tal forma que se obtengan varios conjuntos de medidas para cada conjunto de datos, A los cuales se les realiza un análisis estadístico usando técnicas estándar [8].

Figura 16: a) Fotografía banco de ensayo de motores Texas A&M University. b) Esquema del sistema de medición



a)



b)

Fuentes: a) Autor, b) Referencia [13]

Dos condiciones de operación (ambas LTC) son utilizadas tanto para la validación del modelo como para el estudio de los efectos de LHR. Una con un tiempo de inyección convencional de -6.6° dPMS (después del punto muerto superior) con diferentes niveles de EGR y la otra con tiempo de inyección tardío de $1,4^\circ$ dPMS con los mismos niveles de EGR, ambos a una velocidad constante de 1400 RPM controlada por el dinamómetro.

El combustible utilizado en ambos casos, es el denominado en Estados Unidos como Diésel #2 y sus propiedades las cuales fueron determinadas por el instituto de investigación Southwest (Southwest Research Institute, San Antonio, Texas), son relacionadas en la tabla 8.

Tabla 8: Propiedades del Diésel #2

| Propiedad | Diésel #2 |
|-----------------------------------|------------------|
| Densidad (kg/m ³) | 825.5 |
| Poder calorífico inferior (MJ/kg) | 43.008 |
| Poder calorífico superior (MJ/kg) | 45.853 |
| Viscosidad (cSt) | 2.247 |
| Número cetano | 51.3 |
| Hidrogeno (%-masa) | 13.41 |
| Carbono (%-masa) | 85.81 |
| Oxígeno (%-masa) | 0.78 |

Referencia [20]

La comparación de los resultados simulados y los datos experimentales para ambos casos son presentados en el capítulo 5.

5. RESULTADOS Y ANÁLISIS.

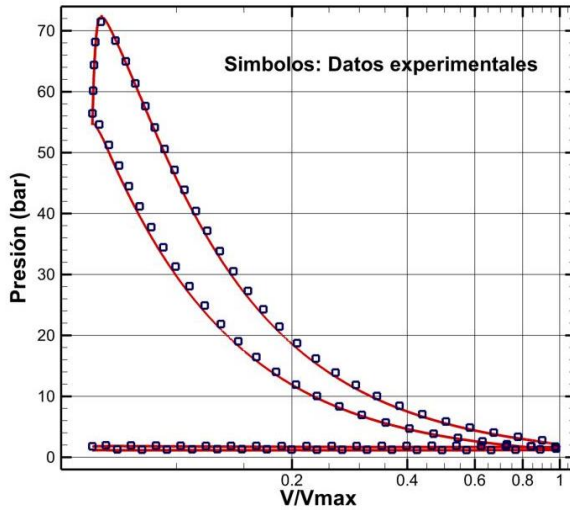
La comparación entre los datos experimentales y los resultados simulados para la validación del modelo son presentados a continuación. Posteriormente, se estudia el efecto de disminuir la transferencia de calor neta por ciclo (LHR) cuando se tiene combustión a baja temperatura (LTC).

5.1. VALIDACIÓN CON DATOS DEL PUNTO DE OPERACIÓN 1

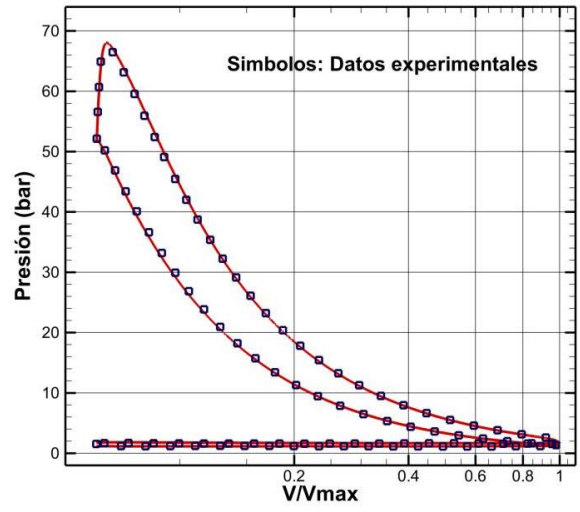
Se denominó como punto de operación 1 a la serie de datos con un tiempo de inyección convencional de -6.6° dPMS (después del punto muerto superior). Los datos fueron medidos y simulados para 5 condiciones de operación diferentes en función del porcentaje de gases reciclados (%EGR), estas son: 0% EGR, 15% EGR, 30% EGR, 40% EGR y 45% EGR. Para cada punto, la velocidad se mantuvo constante a 1400 RPM y la tasa de abastecimiento de combustible se fijó para mantener una entrega de energía constante de 50 kJ/s.

La figura 17 presenta la comparación de los datos de presión en cámara en función de la relación entre el volumen instantáneo y el volumen máximo del cilindro para cada uno de los puntos mencionados anteriormente. Como se puede apreciar, existe una muy buena concordancia entre los datos simulados y los datos experimentales. El error relativo promedio de los valores de presión oscila entre un 4,5 a 6,5% dependiendo del nivel de %EGR, y el error relativo en los valores picos de presión no supera el 1%, lo anterior demuestra lo eficaz que es el modelo desarrollado para predecir el comportamiento del motor.

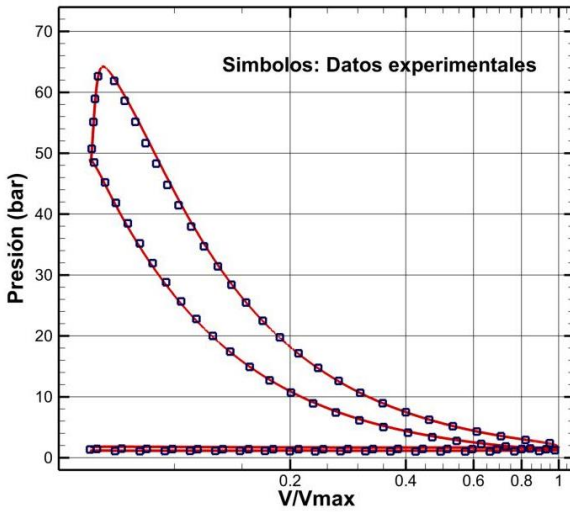
Figura 17: Comparación entre los diagramas P vs V/Vc experimentales y simulados para el punto de operación 1: a) 0%EGR, 15%EGR, 30%EGR, 40%EGR y 45%EGR. Líneas: Datos Simulados



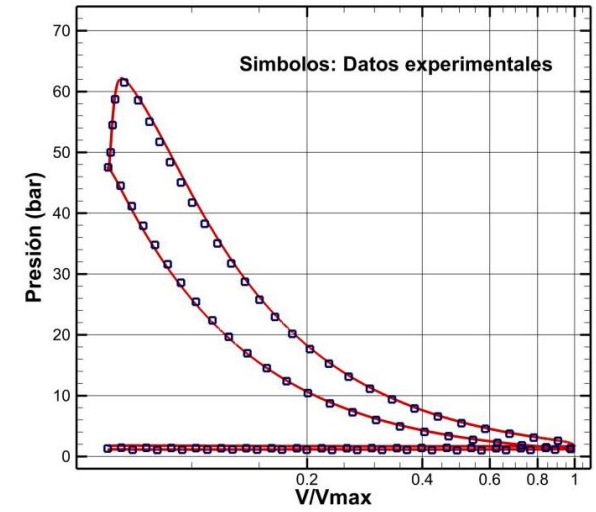
a)



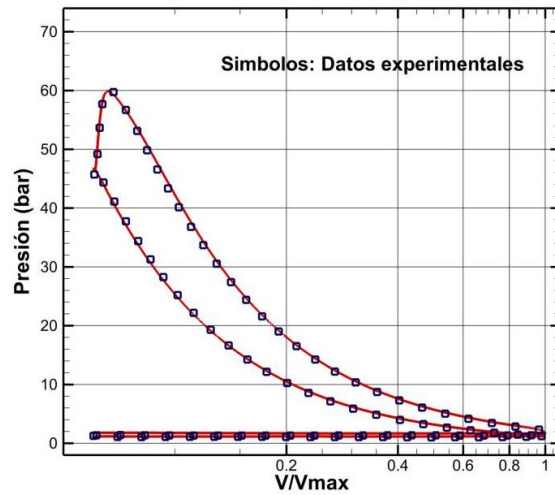
b)



c)



d)



e)

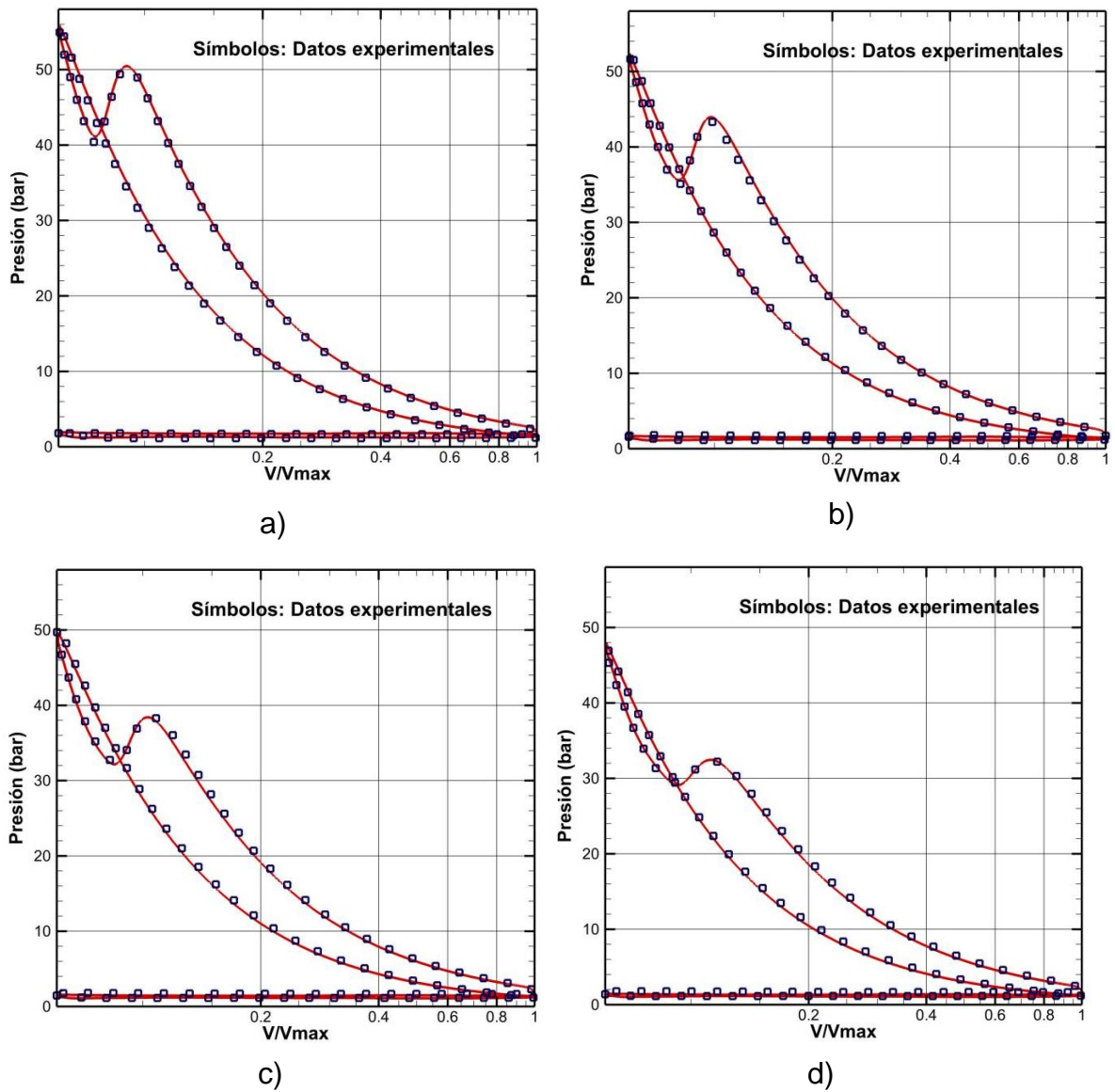
5.2. VALIDACIÓN CON DATOS DEL PUNTO DE OPERACIÓN 2

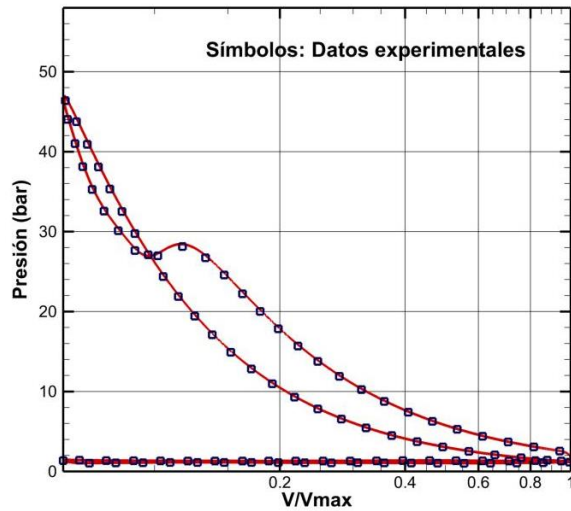
El punto de operación 2 corresponde a la serie de datos con un tiempo de inyección tardío de 1.4° dPMS (después del punto muerto superior). Al igual que en el punto 1, los datos fueron medidos y simulados para las 5 condiciones de operación diferentes en función del porcentaje de gases reciclados (%EGR), estas son: 0% EGR, 15% EGR, 30% EGR, 40% EGR y 45% EGR. Para cada punto, la velocidad también se mantuvo constante a 1400 RPM y la tasa de abastecimiento de combustible se fijó para mantener una entrega de energía constante de 50 kJ/s al igual que en el punto anterior.

La figura 18 presenta la comparación de los datos de presión en cámara en función de la relación entre el volumen instantáneo y el volumen máximo del cilindro para cada uno de los puntos mencionados anteriormente. Al igual que en la figura anterior, se puede apreciar que existe una muy buena concordancia entre los datos simulados y los datos experimentales. Para este caso el error relativo promedio de los valores de presión oscila entre un 2% a 5,5% dependiendo del

nivel de %EGR, y el error relativo en los valores picos de presión no supera el 1%, lo anterior demuestra una vez más lo eficaz que es el modelo desarrollado para predecir el comportamiento del motor.

Figura 18: Comparación entre los diagramas P vs V/Vc experimentales y simulados para el punto de operación 1: a) 0%EGR, 15%EGR, 30%EGR, 40%EGR y 45%EGR. Líneas: Datos simulados.





e)

5.3. EFECTO DE LA BAJA TRANSFERENCIA DE CALOR NETA POR CICLO (LHR) EN EL DESEMPEÑO DEL MOTOR

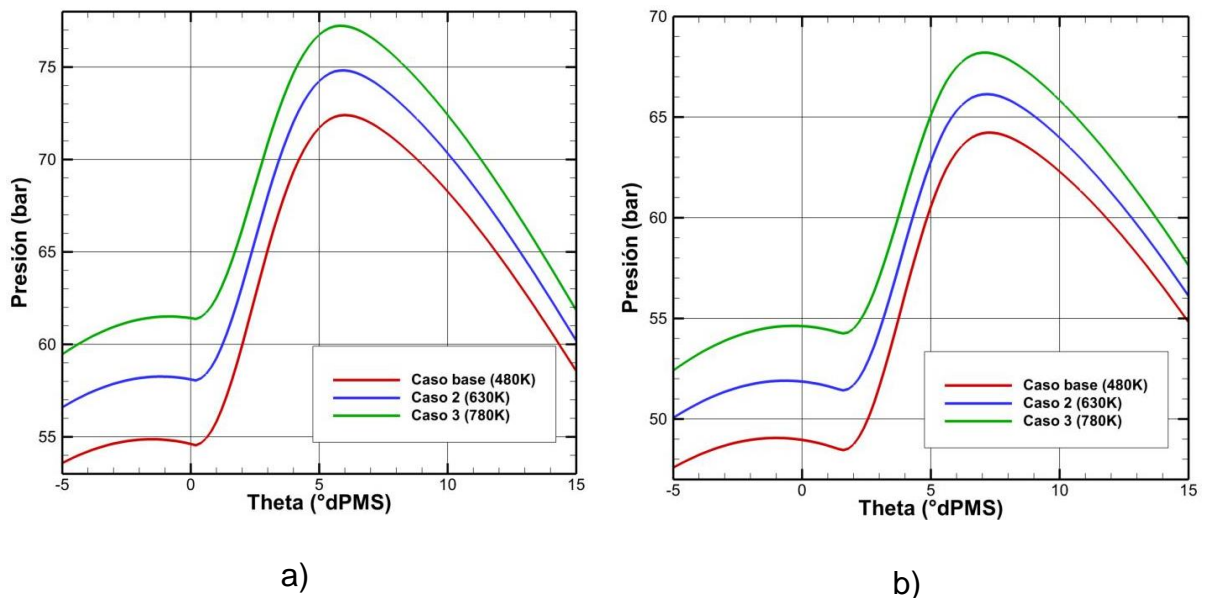
Una vez se ha demostrado que el modelo proporciona aproximaciones razonables de los parámetros de desempeño del motor, este puede ser usado para estudiar los efectos de integrar LHR con LTC. Este estudio fue realizado replicando bajo condiciones de LHR los datos experimentales usados en la validación del modelo.

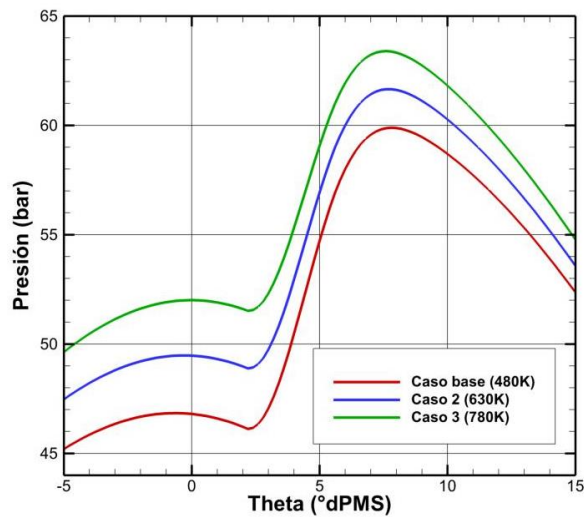
La LHR se simuló por medio del aumento de la temperatura de la pared del cilindro de tal forma que se alcanzara un punto donde el calor transferido neto por ciclo fuera casi cero. La temperatura de la pared del cilindro para los puntos de operación 1 y 2 corresponde a 480K mientras que para la condición de transferencia de calor neta casi cero es 780K (los valores del calor transferido neto para cada condición se presentan más adelante). También fue tomada una temperatura intermedia entre los dos valores anteriores igual a 630K. De esta manera se tiene 3 casos para cada punto de operación: El caso base (480K), el caso intermedio (630K) y el caso de transferencia de calor neta casi cero (780K).

Los valores de presión y temperatura en cámara, eficiencia térmica indicada, consumo específico de combustible y otros parámetros relevantes para este estudio, son comparados para cada uno de los puntos de operación en cada caso mencionado con el fin de establecer hipótesis y conclusiones. Finalmente, en algunos de las figuras mostradas a continuación como aquellas de la eficiencia y potencia indicada, las líneas que conectan los puntos de datos tienen el propósito de indicar la serie de datos, pero no sugieren una tendencia entre puntos.

5.3.1. Punto de operación 1

Figura 19: Diagrama presión en función de ángulo del cigüeñal (grados después del punto muerto superior, °dPMS) para: a) 0% EGR, b) 30% EGR y c) 45% EGR





c)

La figura 19 presenta la comparación de los valores de presión pico para 3 valores diferentes de porcentaje de gases reciclados: 0% EGR, 30% EGR y 45%EGR. Debido a la reducción en las pérdidas de calor, más energía es retenida por los gases al interior del cilindro y por lo tanto son alcanzados valores más altos de presión y temperatura. Se puede apreciar que el aumento en la presión es menor para valores de %EGR más altos, esto se debe principalmente a que los gases de escape disueltos en la mezcla disminuyen la relación de calores específicos y por lo tanto la capacidad del gas para comprimirse. Aunque los diagramas correspondientes a 15% EGR y 40%EGR no se muestran, estos presentan el mismo comportamiento.

Por otra parte, la figura 20 muestra la comparación de los valores de temperatura para 0% EGR y 45% EGR. En concordancia al aumento de presión, los valores de temperatura son más altos debido a la energía adicional presente en los gases y el incremento en la temperatura es menor para valores de %EGR altos. A pesar de este incremento, el rango de temperatura sigue estando en valores considerados de baja temperatura de combustión (LTC).

Figura 20: Diagrama temperatura en función de ángulo del cigüeñal (grados después del punto muerto superior, °dPMS) para: a) 0% EGR y b) 45% EGR

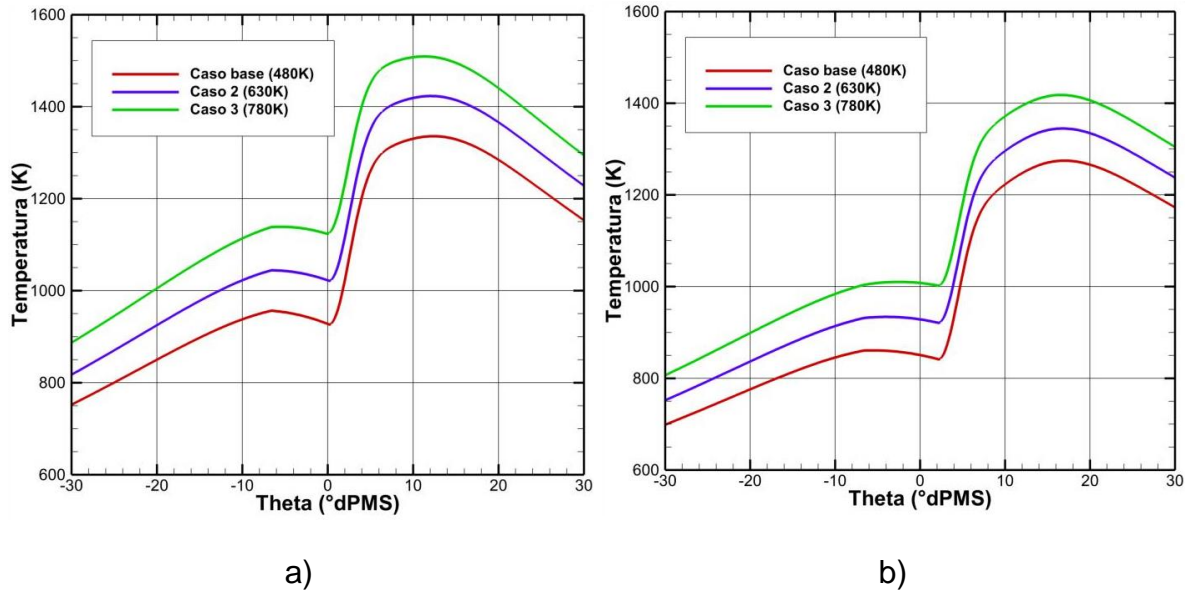
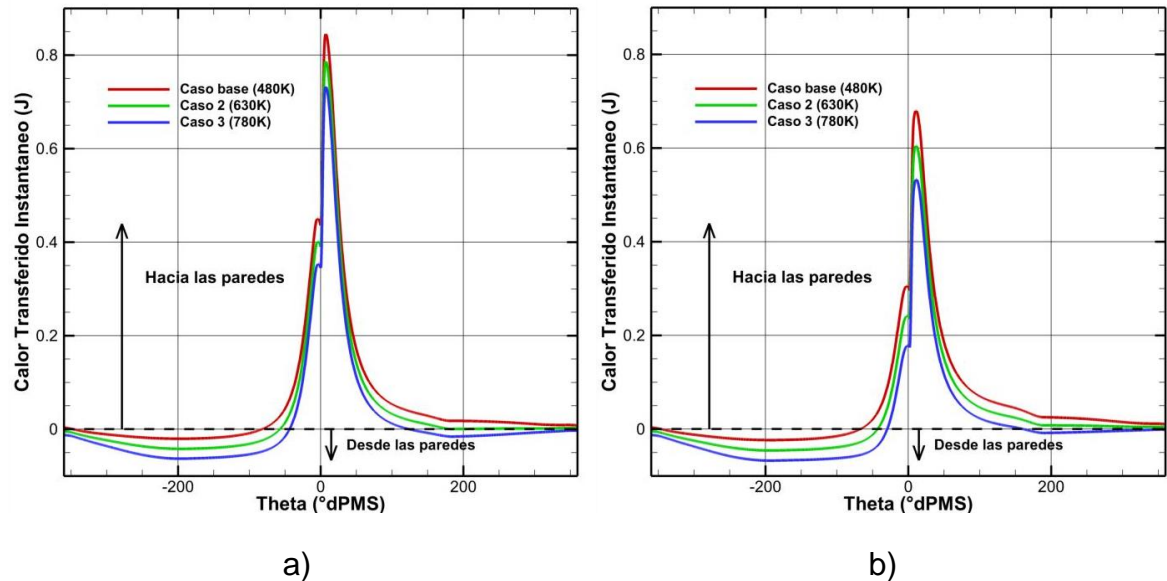
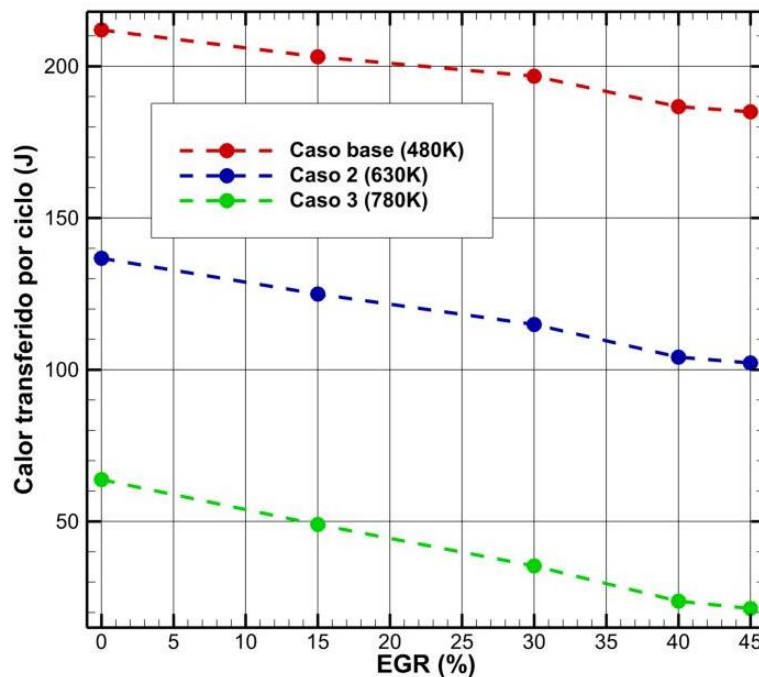


Figura 21: Calor transferido instantáneo en función de ángulo del cigüeñal (grados después del punto muerto superior, °dPMS) para: a) 0% EGR y b) 45%



Los valores del calor transferido a cada instante del ciclo se relacionan en la figura 21 para valores de 0% EGR y 45% EGR. Como ya se mencionó anteriormente, la presencia de EGR diluido en la mezcla provoca una disminución en la presión y temperatura al interior del cilindro lo que hace más difícil la transferencia de calor entre los gases y la pared, lo que contribuye a la reducción de las pérdidas de calor.

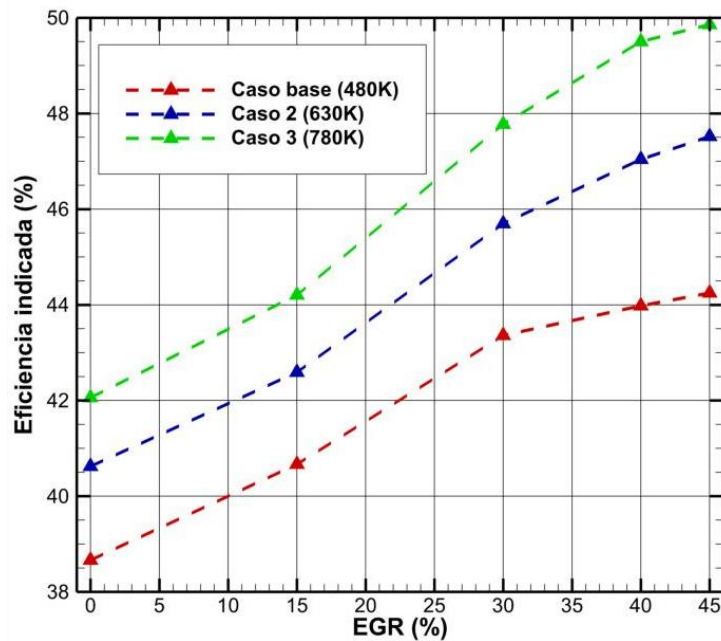
Figura 22: Calor transferido por ciclo para cada nivel de %EGR y temperatura de pared en el punto de operación 1.



Aunque la figura 21 proporciona una imagen sobre el comportamiento del calor transferido a lo largo del ciclo, la figura 22 permite observar el efecto de la temperatura de la pared y del porcentaje de EGR para cada condición de operación sobre el calor transferido total por ciclo. Se puede apreciar que el calor transferido neto por ciclo disminuye en un 70% del caso base al caso 3 para la condición de 0% EGR, mientras que para la condición de 45% EGR esta disminución aumenta hasta el 90% como resultado de las presiones y

temperaturas más bajas al interior del cilindro. Para el caso 3 que corresponde a la condición de transferencia de calor neta casi cero, el calor perdido por ciclo alcanza un valor de 21 J. Aunque reducir las pérdidas de calor hasta estos términos es poco probable de realizar en la práctica, este valor es adecuado para considerar transferencia de calor neta casi cero y para explorar los valores límite de las mejores en el desempeño de motor.

Figura 23: Eficiencia térmica indicada para cada nivel de %EGR y temperatura de pared en el punto de operación 1.



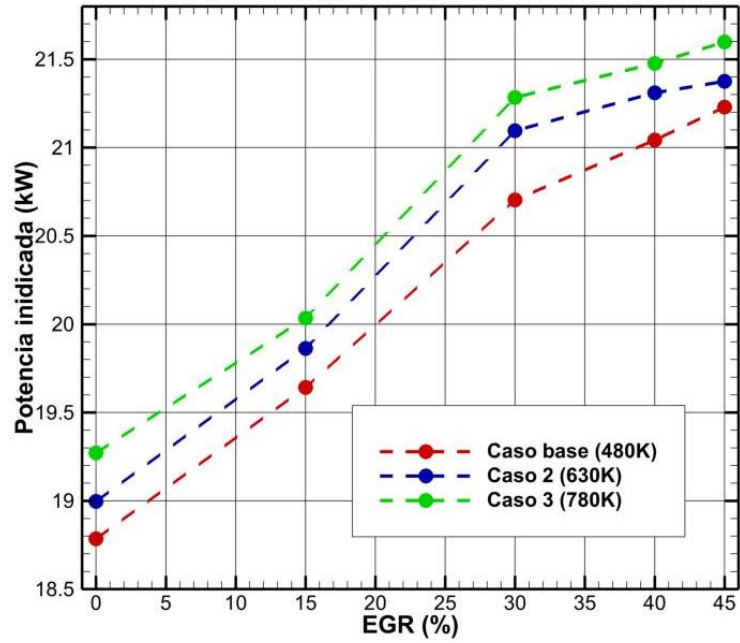
La figura 23 muestra la eficiencia indicada como función del porcentaje de gases reciclados para cada una de las diferentes temperaturas de pared. Los valores de la eficiencia incrementan con la temperatura de la pared, lo que indica que una parte de la energía adicional retenida por los gases pudo ser convertida por el motor en trabajo útil. También se observa que los valores de eficiencia son mayores para un mayor porcentaje de gases reciclados (%EGR), lo cual es debido

principalmente a que los gases reciclados diluidos en la mezcla contribuyen a la reducción de las pérdidas de calor como se mencionó anteriormente y como lo indica la figura 22. Finalmente se puede observar que los valores de la eficiencia no incrementan linealmente con la temperatura de la pared, este incremento es ligeramente mayor del caso base al caso 2, que del caso 2 al caso 3 y es más perceptible para mayores niveles de %EGR. Esto puede explicarse debido a que bajo estas condiciones (Altas temperaturas de pared y niveles de %EGR) la relación de calores específicos es menor, lo cual afecta la capacidad del motor de convertir la energía adicional en trabajo útil.

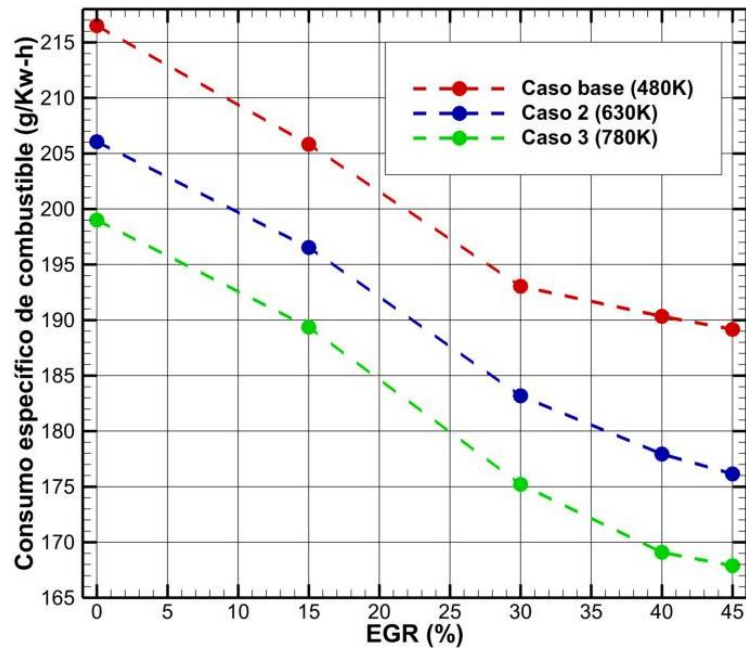
Este aumento de la eficiencia se ve reflejado en una mayor capacidad del motor para realizar trabajo requiriendo menos combustible. De esta manera la potencia indicada del motor aumenta mientras el consumo específico de combustible disminuye como lo indica la figura 24. Aunque para este punto de operación se presentan un incremento modesto en la potencia indicada del motor (Alrededor del 2%), si se presenta una reducción considerable en el consumo específico de combustible (entre el 8 y 10%).

Una parte de la energía recuperada se convierte en trabajo útil aumentando la eficiencia indicada del motor como se muestra en figura 23, el resto de esta energía se mantiene en los gases y es expulsada a través de ellos ocasionando un aumento de la temperatura de los gases a la salida (figura 25). Al igual que con los valores de la eficiencia, la temperatura de los gases de escape incrementa un poco más del caso 2 al caso 3, que del caso base al caso 2. Esto se debe, una vez más, a la capacidad del motor de convertir la energía adicional de los gases a trabajo útil, la cual es menor para la temperatura de pared más alta (780K), ocasionando que más energía sea retirada al ambiente a través de los gases de escape.

Figura 24: a) Potencia indicada y b) Consumo específico de combustible para cada nivel de %EGR y temperatura de pared en el punto de operación 1.

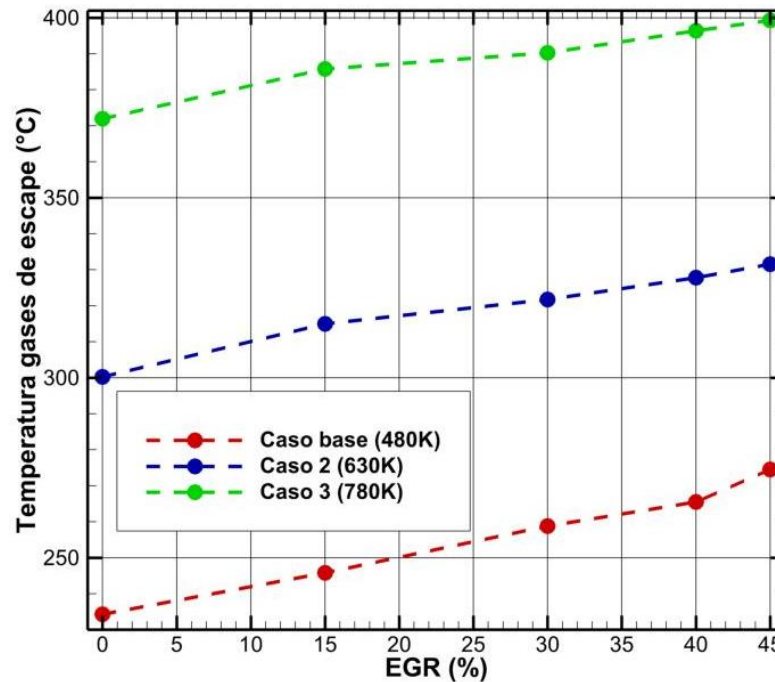


a)



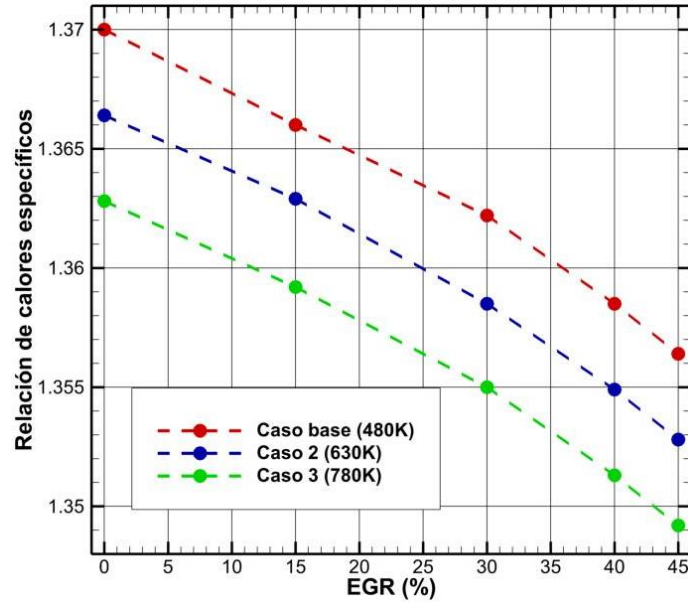
b)

Figura 25: Temperatura de los gases de escape para cada nivel de %EGR y temperatura de pared en el punto de operación 1.



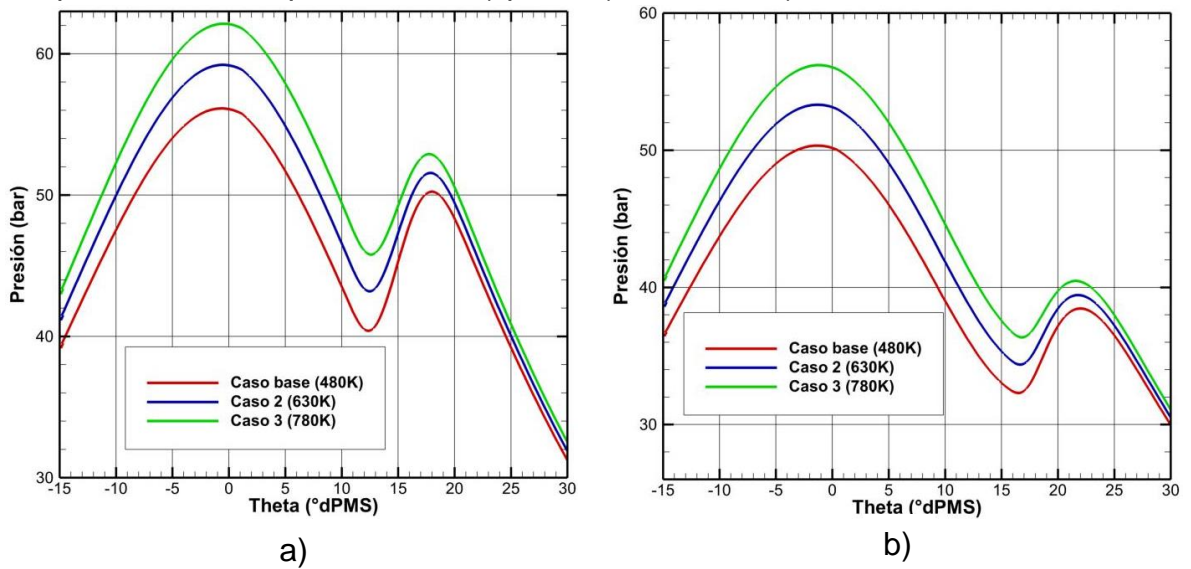
Finalmente la figura 26 presenta el comportamiento de la relación de calores específicos (γ) promedio durante el ciclo frente al nivel de %EGR y la temperatura de la pared. Esta relación disminuye al aumentar la temperatura de la pared debido al incremento de la temperatura de los gases al interior del cilindro y al aumentar el nivel de %EGR debido a la mezcla más diluida. Aunque los incrementos más altos de la eficiencia se encontraron para los valores más bajos de γ , esto se debe a que los efectos positivos del %EGR y la temperatura de la pared (mayor reducción de las pérdidas de calor) son más influyentes. Valores altos de γ representan una mayor fracción de la energía térmica convertida en trabajo útil.

Figura 26: Relación de calores específicos (γ) promedio durante el ciclo, para cada nivel de %EGR y temperatura de pared en el punto de operación 1.



5.3.2. Punto de operación 2

Figura 27: Diagrama presión en función de ángulo del cigüeñal (grados después del punto muerto superior, °dPMS) para: a) 0% EGR, b) 30% EGR.



Al igual que en el punto de operación 1, para este caso el aumento en la temperatura de la pared ocasiona un incremento en los valores de presión y temperatura a lo largo del ciclo debido a la energía adicional en los gases. A diferencia del punto de operación 1 donde se tiene un tiempo de inyección convencional, en este punto el tiempo de inyección tardío ocasiona que los valores de presión y temperatura máxima estén ubicados momentos después del punto muerto superior (0° dPMS) como se observa en las figura 27 y 28 respectivamente. Esto es debido a que la combustión ocurre en un punto donde la presión es más y el volumen de la cámara es lo suficientemente grande para que al liberarse el calor de la combustión y aumentar la temperatura, la presión no aumente de manera considerable.

Figura 28: Diagrama temperatura en función de ángulo del cigüeñal (grados después del punto muerto superior, $^\circ$ dPMS) para: a) 0% EGR y b) 30% EGR

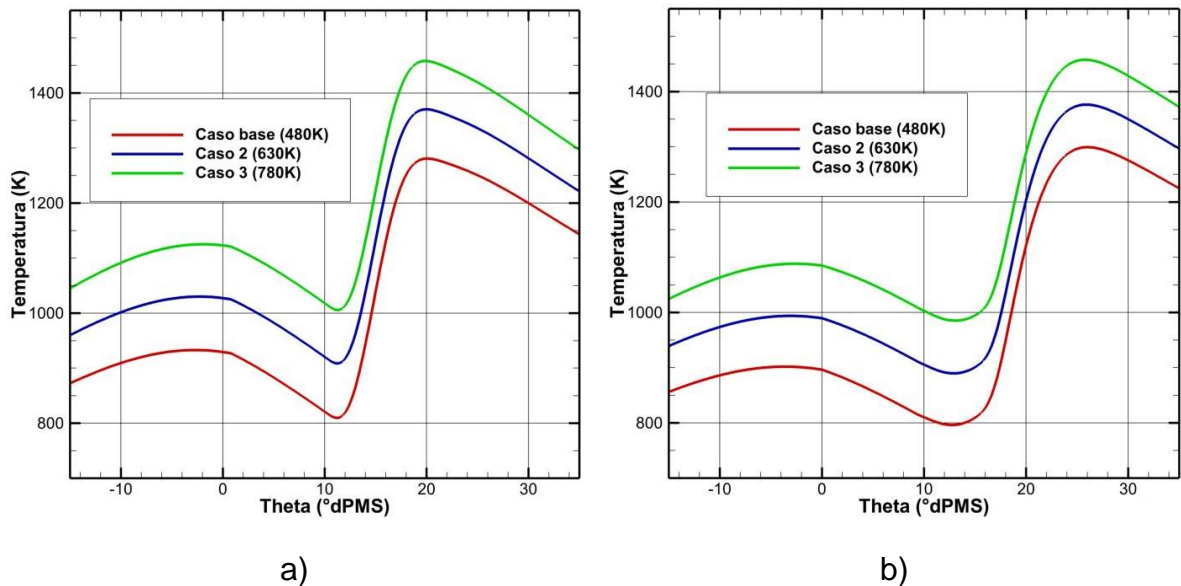
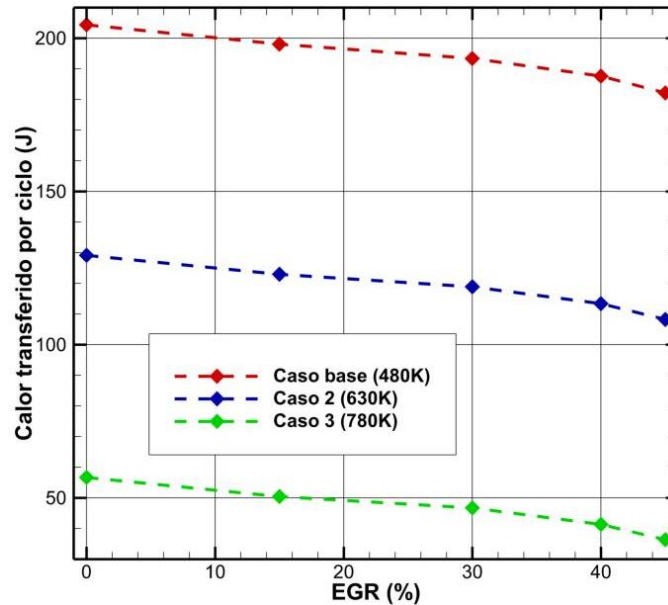


Figura 29: Calor perdido por ciclo para cada nivel de %EGR y temperatura de pared en el punto de operación 2.

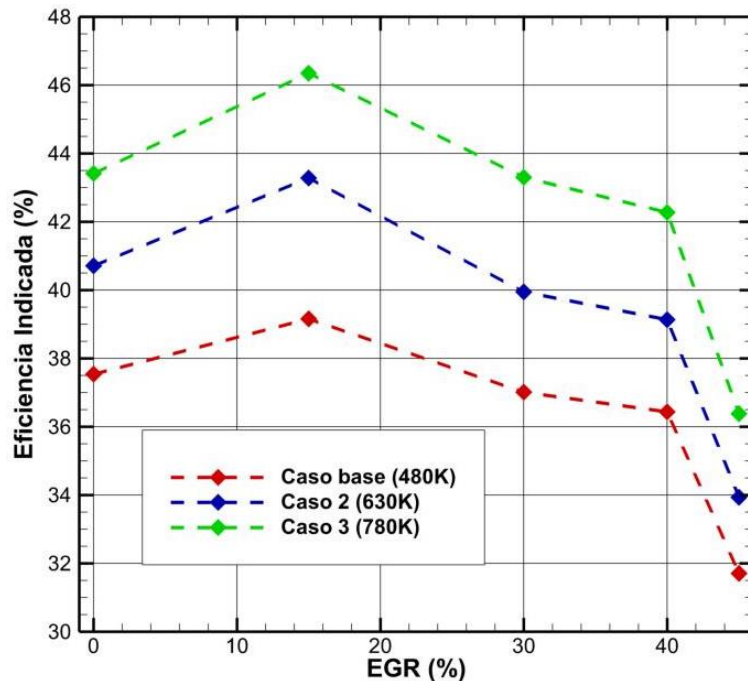


La figura 29 muestra la reducción en las pérdidas de calor para cada nivel de %EGR y temperatura de pared. Para este caso el calor perdido disminuye en 70% del caso base al caso 3 para 0% EGR, mientras que en 80% para 45% EGR. Estas reducciones son menores que en el punto de operación 1 debido principalmente a la diferencia en los diagramas de presión producto de los diferentes puntos de inyección.

Para este punto de operación, a pesar de que la eficiencia térmica aumenta con la temperatura de la pared, el punto que presenta un mayor aumento es el correspondiente a 15% EGR como se muestra en la figura 30. En el punto de operación 1, donde se tiene un tiempo de inyección convencional la eficiencia aumenta con el nivel de %EGR. En este caso, la eficiencia solo aumenta de 0%EGR a 15%EGR y para niveles más altos esta empieza a disminuir. Una hipótesis para este comportamiento es que a medida que se tiene una mezcla más

diluida, la combustión se retrasa más y comenzando en un punto donde las condiciones de presión y temperatura son muy bajas debido al enfriamiento causado por la expansión del cilindro. Estas condiciones dificultan que se desarrolle completamente el proceso de combustión, ya que provocan que las zonas donde hay una concentración menor de combustible no tengan el tiempo suficiente para encender completamente, ocasionando que se libere menos calor del máximo posible, aumentando así las ineficiencias del proceso.

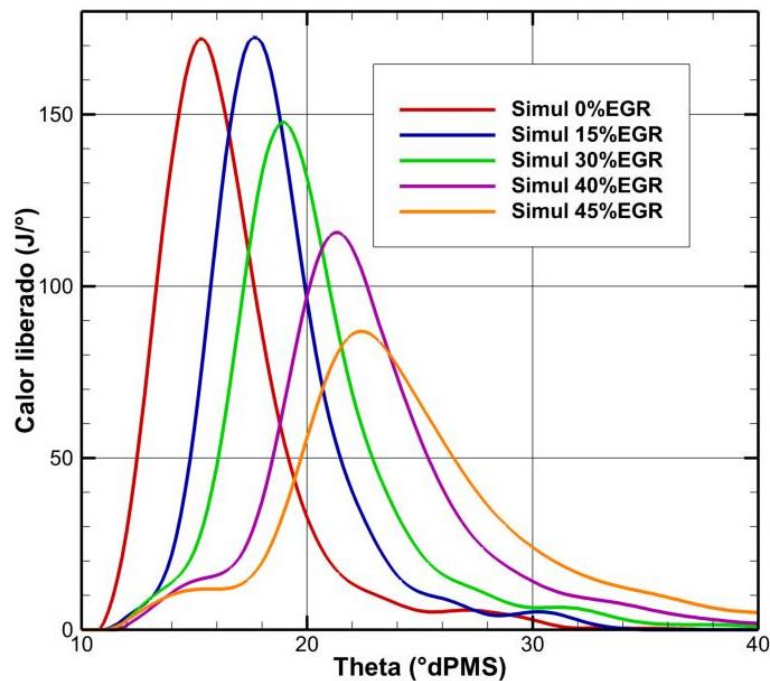
Figura 30: Eficiencia térmica indicada para cada nivel de %EGR y temperatura de pared en el punto de operación 2.



La hipótesis anterior se soporta en la figura 31, donde se presenta el calor liberado para cada nivel de %EGR. Se puede observar que para niveles mayores a 30% EGR el calor liberado comienza a disminuir. Hay que recordar que para cada condición de operación el suministro de combustible se fijó para mantener un

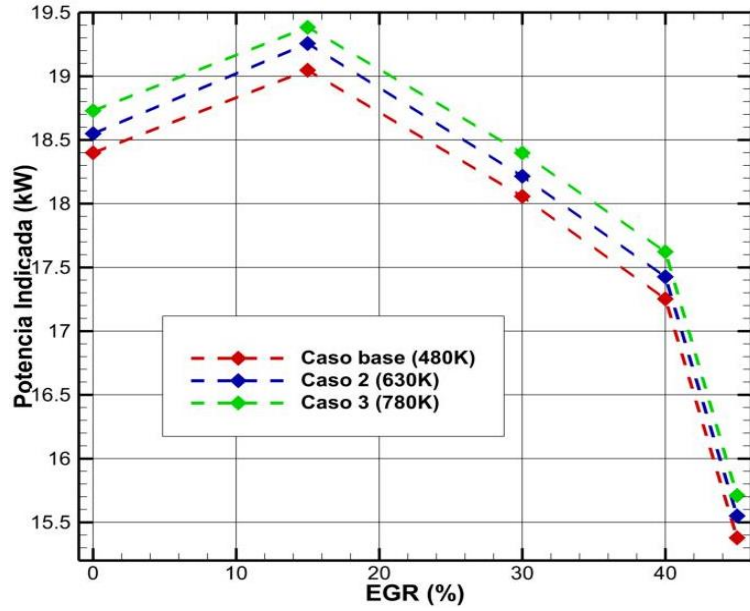
suministro constante de energía, por lo cual las curvas de calor liberado deben permanecer más o menos constantes y la presencia de valores reducidos significa que no se está quemando todo el combustible suministrado resultando en mayores ineficiencias en el proceso de combustión.

Figura 31: Calor liberado para cada nivel de %EGR en el punto de operación 2.

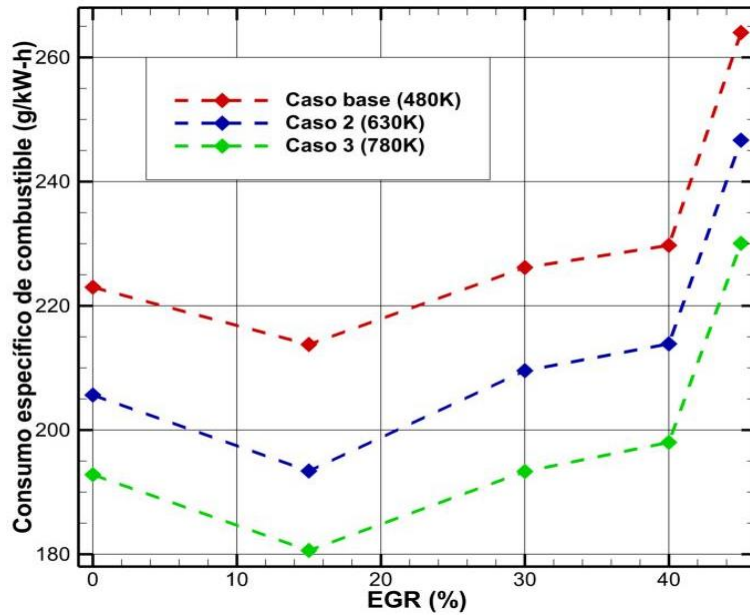


El comportamiento de los valores de potencia indicada y consumo específico de combustible son acordes a la tendencia que sigue la eficiencia. La potencia indicada aumenta para 15% EGR y disminuye considerablemente para niveles más altos. Para el consumo específico de combustible se observa una tendencia similar, donde se tiene un mejor desempeño con el motor operando con 15% EGR. Estos comportamientos son mostrados en la figura 32.

Figura 32: a) Potencia indicada y b) Consumo específico de combustible para cada nivel de %EGR y temperatura de pared en el punto de operación 2.

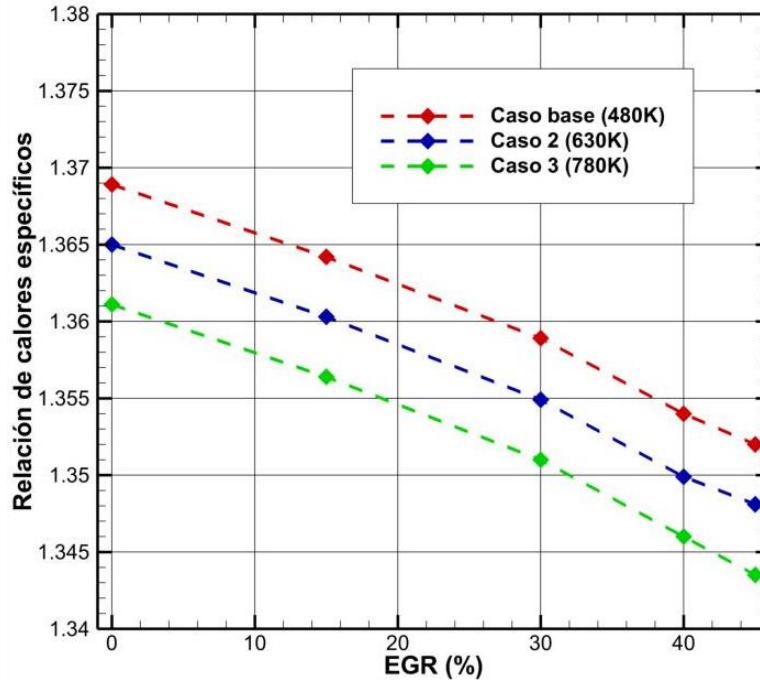


a)



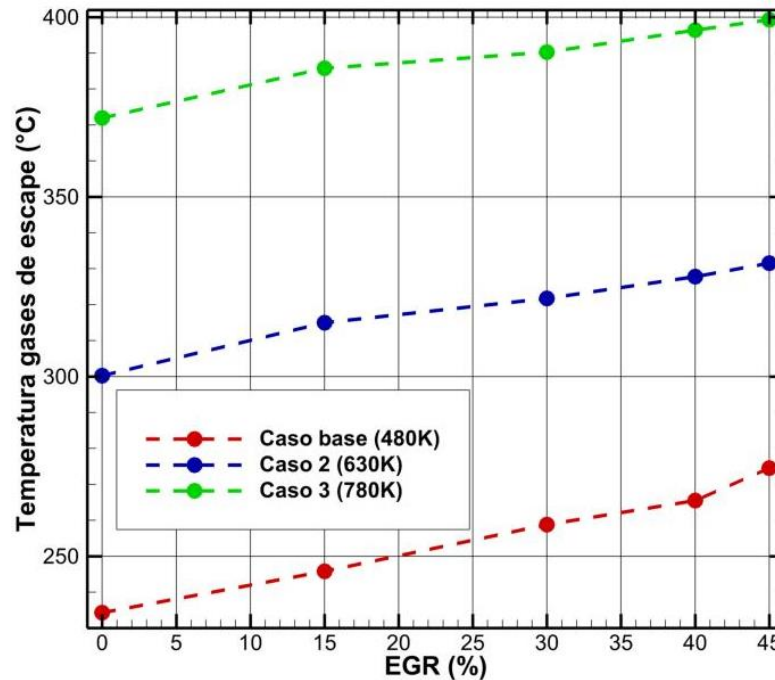
b)

Figura 33: Relación de calores específicos (γ) promedio durante el ciclo, para cada nivel de %EGR y temperatura de pared en el punto de operación 1.



Para este punto de operación, se encontró la misma tendencia presente en el punto de operación 1, donde los valores de la eficiencia y por lo tanto de potencia indicada y consumo específico de combustible tienen una mejora ligeramente mayor del caso base al caso 2 que del caso 2 al caso 3, debido a la disminución de la capacidad del motor de convertir la energía adicional retenida en los gases a trabajo útil como lo indica la relación de calores específicos en la figura 33.

Figura 34: Temperatura de los gases de escape para cada nivel de %EGR y temperatura de pared en el punto de operación 2.



Similar al punto de operación 1, la energía que no se logró transformar en trabajo útil es retirada al medio ambiente a través de los gases de escape por lo que estos presentan temperaturas más altas como se muestra en la figura 34. Esta energía adicional en los gases de escape puede ser aprovechada por los turbocompresores propios de algunos sistemas Diésel o en algunos sistemas de tratamiento de los gases de escape. El turbocompresor consiste en una turbina accionada por los gases de escape del motor, en cuyo eje se fija un compresor centrífugo que toma el aire a presión atmosférica después de pasar por un filtro de aire y luego lo comprime para introducirlo en los cilindros a mayor presión aumentando la eficiencia volumétrica. Los sistemas de tratamiento de gases de escape como conversores térmicos se encargan de oxidar los hidrocarburos no quemados (HC) y el monóxido de carbono (CO) en H₂O y CO₂ y su eficiencia depende de la temperatura de los gases.

6. CONCLUSIONES Y OBSERVACIONES

Este trabajo desarrolló y utilizó un modelo cero-dimensional para la combustión del Diésel con el fin de estudiar los parámetros de desempeño del motor operando bajo condiciones de baja temperatura de combustión (LTC) y baja transferencia de calor neta por ciclo (LHR). Datos experimentales de LTC fueron simulados bajo condiciones de LHR por medio del incremento de la temperatura de la pared. La simulación mantuvo los parámetros de la combustión (Retraso en la ignición, fracciones calor liberado durante la combustión premezclada y por difusión) constantes, lo cual probablemente es poco realista de materializar en ensayos experimentales. A pesar de esto, la simulación proporciona observaciones termodinámicas sobre las posibilidades de integrar LHR y LTC y por qué tales observaciones existen. Las observaciones y conclusiones de este estudio son las siguientes:

- Se desarrolló un modelo cero-dimensional de la combustión que permite predecir el desempeño de diferentes tipos de motor Diésel de cuatro tiempos e inyección directa que utilicen cualquier tipo de combustible hidrocarbonado y que provee resultados acordes con resultados experimentales.
- El modelo desarrollado fue validado con datos experimentales en condiciones de baja temperatura de combustión (LTC), tomados de un motor John Deere 4045HF485 alimentado con Diésel #2 trabajando con 2 tiempos de inyección distintos y diferentes niveles de gases reciclados (%EGR) obteniendo un error relativo promedio inferior al 5,5% en los datos de presión en el ciclo simulado y menor al 1% en los datos de presión pico simulada.
- Las temperaturas de la pared más altas resultaron en reducciones de la pérdidas de calor por ciclo y por lo tanto menos energía desperdiciada. Parte de esta

energía fue convertida en trabajo útil, incrementando la eficiencia indicada en valores entre 3% y 6%. Como resultado de la energía recuperada, los gases al interior del cilindro tienen más energía y por lo tanto son alcanzadas presiones y temperaturas más altas.

- Para el motor operando con un tiempo de inyección convencional, la eficiencia incrementa con el nivel de %EGR, mientras que cuando se tiene un tiempo de inyección tardío la mezcla diluida dificulta la combustión en las zonas con menor concentración de combustible disminuyendo la eficiencia del proceso.
- A pesar del aumento lineal en la temperatura de la pared, los parámetros de desempeño del motor (eficiencia, potencia, consumo de combustible) aumentaron más para la temperatura intermedia que para la condición de transferencia de calor neta por ciclo casi cero (780K). Esto debido principalmente a que con el aumento de temperatura se disminuye la relación de calores específicos y por lo tanto la capacidad del motor de convertir la energía térmica en trabajo útil.
- Aunque tanto las altas temperatura de pared como los altos niveles de %EGR tienen un efecto negativo en la capacidad del motor de convertir la energía térmica en trabajo útil, estas condiciones también contribuyen a reducir las pérdidas de calor lo que resulta en que los incrementos más altos de la eficiencia se encuentren en estos puntos.
- Pese a que solo un porcentaje de la energía recuperada es convertida en trabajo útil (aquel que incrementa la eficiencia), el resto de esta energía es retirada al ambiente a través de los gases de escape ocasionando un aumento en su temperatura. Esta energía adicional en los gases de escape, puede ser aprovechada en los sistemas Diésel turbo-cargados y en algunos sistemas de tratamiento de gases de escape para reducir emisiones.

7. RECOMENDACIONES

- Ampliar la capacidad del modelo incluyendo la predicción de emisiones contaminantes de tal manera que se pueda también determinar el efecto sobre esta variable.
- Implementar un método de cálculo de la transferencia de calor más complejo, que permita un análisis más profundo de los resultados obtenidos.
- Extender el estudio realizado incluyendo el efecto de otras variables importantes del proceso de combustión como las RPM, el dosado relativo y la relación de compresión.
- Profundizar en el tema del aprovechamiento del incremento de la temperatura de los gases de escape por medio de sistemas de tratamiento de los gases de escape

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Assanis D. and Heywood J., "Development and Use of a Computer Simulation of the Turbocompounded Diesel System for Engine Performance and Component Heat Transfer Studies," SAE Technical Paper 860329, 1986, doi: 10.4271/860329.
- [2] Bracco F. V., "Introducing a New Generation of More Detailed and Informative Combustion Models," SAE International, Warrendale, PA, 751187, Feb. 1975
- [3] Buyukkaya E., M. Cerit, Experimental study of NOx emissions and injection timing of a low heat rejection diesel engine, International Journal of Thermal Sciences (2007), doi:10.1016/j.ijthermalsci.2007.07.009
- [4] Caton J.A., "Combustion Characteristics of a Spark-Ignition Engine as Determined from an Engine Cycle Simulation (Including the Second-Law of Thermodynamics): Effects of Burn Rate Parameters" Report No. ERL-99-03. Engine Research Laboratory. Texas A&M University. 1999
- [5] Caton J., "Thermodynamic Advantages of Low Temperature Combustion (LTC) Engines Using Low Heat Rejection (LHR) Concepts," SAE Technical Paper 2011-01-0312, 2011, doi:10.4271/2011-01-0312
- [6] Chmela FG et al., Zero-dimensional ROHR simulation for DI diesel engines – A generic approach, Energy Conversion and Management (2007), doi:10.1016/j.enconman.2007.07.004
- [7] Dec J., "A Conceptual Model of DI Diesel Combustion Based on Laser-Sheet Imaging*," SAE Technical Paper 970873, 1997, doi:10.4271/970873.
- [8] Depcik C. et al. "Instructional use of a single-zone, premixed charge, spark-ignition engine heat release simulation". Numerical Heat Transfer, Part A 47 (1), 27-56

- [9] Fenollosa C., Modelado fenomenológico del proceso de combustión por difusión diesel. Reverte, 2005.
- [10] Figliola, R., and Beasley, D., 2000, "Probability and statistics," Theory And Design For Mechanical Measurements, J. Wiley & Sons, Inc., New York, pp. 109 – 148.
- [11] Filipi, Z. and Assanis, D., "Quasi-Dimensional Computer Simulation of the Turbocharged Spark-Ignition Engine and its Use for 2- and 4-Valve Engine Matching Studies," SAE Technical Paper 910075, 1991, doi:10.4271/910075.
- [12] Foster, D., 1985, "An overview of zero-dimensional thermodynamic models for IC engine data analysis," SAE International Fall Fuels and Lubricants Meeting and Exhibition Tulsa, Oklahoma.
- [13] Garcia G., Herramienta computacional para el cálculo de los parámetros de desempeño de un motor Diésel ID de cuatro tiempos. Trabajo de grado. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander. Escuela de Ingeniería Mecánica. 2013.
- [14] Ghojel J. I., "Review of the development and applications of the Wiebe function: A tribute to the contribution of Ivan Wiebe to engine research," International Journal of Engine Research, vol. 11, no. 4, pp. 297–312, Aug. 2010.
- [15] Gogoi T. K. and D. C. Baruah, "A cycle simulation model for predicting the performance of a diesel engine fuelled by diesel and biodiesel blends," Energy, vol. 35, no. 3, pp. 1317– 1323, Mar. 2010.
- [16] J. Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals, 1st ed. New York: McGraw-Hill, 1988.
- [17] Hiroyasu K., Kadota T., Arai M., "Development and Use of a Spray Combustion Modeling to Predict Diesel Engine Efficiency and Pollutant Emissions: Part 1 Combustion Modeling," Bulletin of the JSME, Vol 26, No 214, April 1983.

- [18] Hohenberg G., "Advanced Approaches for Heat Transfer Calculations," SAE Technical Paper 790825, Feb. 1979.
- [19] Jagadish D., Kurmar R., and M. K., "Zero dimensional simulation of Combustion Process of a DI Diesel engine fuelled with Biofuels," WASET, vol. 80, pp. 819–825, 2011.
- [20] Knight B. M., Bittle, J. A., and Jacobs, T. J., 2010, "Efficiency considerations of later-phased low temperature diesel combustion," Proceedings of the ASME 2010 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference San Antonio, Texas, pp. ASME Paper No. ICEF2010-35070
- [21] Krieger, R., Borman, G., 1966, "The computation of apparent heat release for internal combustion engines," ASME Papers, 66-WA/DGP-P.
- [22] Lancaster, D. R., Krieger, R. B., and Lienesch, J. H., 1975, "Measurement and analysis of engine pressure data," SAE Transactions, 84(SAE Paper No. 750026).
- [23] Musculus M.P.B., et al., Conceptual models for partially premixed low-temperature diesel combustion, Progress in Energy and Combustion Science (2012), <http://dx.doi.org/10.1016/j.pecs.2012.09.001>
- [24] Payri F. and Desantes J. M., Motores de combustión interna alternativos, 1st ed. España: Reverte, 2011.
- [25] Pulkrabek W.W., Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine, 2nd Edition. New Jersey: Pearson Prentice-Hall 2004.
- [26] Ramadhas A. S., Jayaraj S., and Muraleedharan C., "Theoretical modeling and experimental studies on biodiesel-fueled engine," Renew Energ, vol. 31, no. 11, pp. 1813–1826, Sep.2006.
- [27] Sandoval D. and Heywood J.B., "An Improved Friction Model for Spark-Ignition Engines," SAE International, Warrendale, PA, 2003-01-0725, March 2003.

[28] Taymaz I., “An experimental study of energy balance in low heat rejection diesel engine”, *Energy*, Volume 31, Issues 2–3, February–March 2006, Pages 364-371, ISSN 0360-5442, <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2005.02.004>.

[29] United States Environmental Protection Agency. Fact sheet: diesel exhaust in the United States; 2003. EPA420-F-03e022.

[30] US EPA. Summary of current and historical light-duty vehicle emissions standards, www.epa.gov/greenvehicles/detailedchart.pdf; 2010.

[31] Villaescusa J., “Motor Alternativo - Aplicación: Sistema de Locomoción Ferroviario,” Proyecto Fin de Carrera, Universidad Carlos III de Madrid, España.

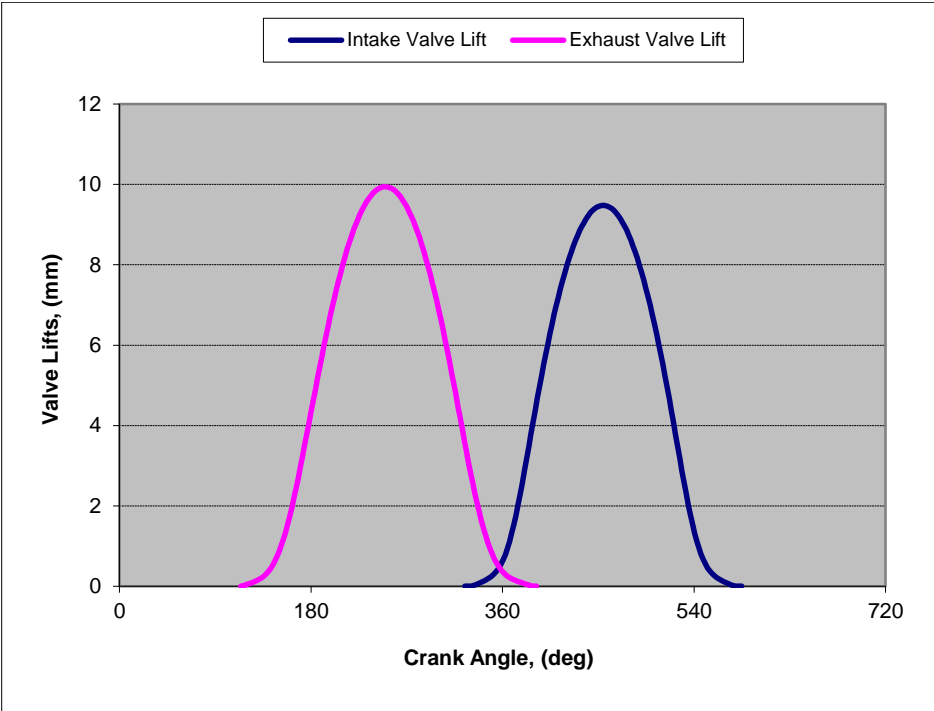
[32] Woschni G, “A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine,” SAE International, Warrendale, PA, 670931, Feb. 1967.

ANEXOS

ANEXO A. PERFIL DE LEVANTAMIENTO DE LAS VALVULAS

El perfil de levantamiento de las válvulas de admisión y escape proporcionado por el fabricante se presenta en la figura A1.

Figura A1. Perfil de levantamiento de las válvulas del motor



**Fuente: John Deere OPERATOR'S MANUAL PowerTech Plus
4045HF485 and 6068HF485 OEM Diesel Engines**

ANEXO B. RESULTADOS ECUACIÓN (16)

Los resultados obtenidos al modelar el calor liberado en la combustión por medio de la ecuación (16) utilizando las constantes relacionadas en la tabla 2 se presentan en la siguiente figura. Estos resultados solo se presentan de manera ilustrativa para demostrar la validez de la ecuación y de las constantes y por lo tanto solo se muestran algunos resultados. Los resultados que no son mostrados, presentan una aproximación muy similar a las que se muestran en esta sección.

Figura B1. Comparación entre el calor liberado experimental y el simulado en el punto de operación 1 para 0% EGR y 45% EGR.

