

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA



**SIMULACIÓN TERMODINÁMICA DE UN MOTOR
DIESEL USANDO COMBUSTIBLE BUNKER**

TESIS

**PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE
INGENIERO NAVAL**

JUAN PABLO VARGAS MACHUCA BUENO

PROMOCION 2008 – II

LIMA – PERÚ

2012

A mi abuela Ricardina, a mi esposa
Kelly, a mis padres Antonio y Rosa y a
mis hermanos: Abraham, Octavio,
David y Mao

INDICE TEMÁTICO

PROLOGO	1
CAPÍTULO I: INTRODUCCIÓN	3
1.1 Objetivo	4
CAPÍTULO II: REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA	5
2.1 Aspectos generales	5
2.2 Proceso de la combustión	6
2.3 Periodos de la combustión	7
2.4 Clasificación de los modelos de combustión en motores	9
2.5 Modelos zero-dimensionales (termodinámicos)	11
2.6 Modelos quasi-dimensionales (fenomenológicos)	20
2.7 Modelos multi-dimensionales (cfd)	23
2.8 Modelo a ser utilizado	25
2.9 Combustible bunker	27
2.9.1 Calidad de ignición del combustible bunker	27
2.9.1.1 Índice calculado de la aromaticidad de carbono (CCAI)	28
2.9.1.2 Índice calculado de la ignición (CII)	30
2.9.1.3 Analizador de la ignición del combustible (FIA)	31
2.9.1.4 – Estimación del número de cetano (ECN)	32
CAPÍTULO III: FUNDAMENTOS TEÓRICOS DE LA SIMULACIÓN TERMODINÁMICA DEL CICLO DE OPERACIÓN	37
3.1 Formulación termodinámica	37
3.2 Sistema de ecuaciones a ser resuelto	42

3.3 Ecuaciones complementarias	42
3.3.1 Geometría del motor	43
3.3.2 Atraso de ignición	44
3.3.3 Liberación de calor por la quema del combustible	47
3.3.4 Coeficiente de transferencia de calor	53
3.3.5 Razón de calores específicos	54
CAPÍTULO IV: SIMULACIÓN	56
4.1 Aspectos generales	56
4.2 Ecuaciones de la combustión	58
4.2.1 Combustión completa	59
4.2.2 Combustión incompleta	59
4.3 Razón de calores específicos de los reactantes y los productos	60
4.4 Datos de entrada	61
4.4.1 Informaciones del motor	61
4.4.2 Datos iniciales y de operación del motor	61
4.4.3 Datos de la combustión	62
4.4.4 Datos de los reactantes y productos de la combustión	62
4.4.5 Datos de los combustibles	62
4.5 Procedimiento de cálculo	62
4.6 Flujo grama del programa	64
4.7 Cálculo de los parámetros de desempeño del motor	64
4.7.1 Trabajo indicado	65
4.7.2 Presión media indicada	65
4.7.3 Potencia indicada	65
4.7.4 Rendimiento indicado	66
4.7.5 Consumo específico del combustible (CEC)	66

CAPITULO V: PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL	67
5.1 Combustibles utilizados	67
5.1.1 Combustible destilado marino	67
5.1.2 Combustible pesado	67
5.2 Motor utilizado	68
5.2.1 Modulo base.	71
5.3 Instrumentación de la banco de pruebas	71
5.4 Sensores de presión y temperatura	72
5.5 Medida de la masa de aire admitido	74
5.6 Medida de la masa del combustible utilizado por ciclo	75
5.7 Cálculo de incertezas de medición utilizando procedimiento ISO GUM	75
5.8 Coeficiente de variación de la presión media indicada	76
CAPÍTULO VI: RESULTADOS	77
6.1 Aspectos Generales	77
6.2 Resultados Experimentales	77
6.2.1 Ensayos utilizando combustible diesel	77
6.2.2 Ensayos utilizando combustible pesado	79
6.2.3 Curvas Experimentales de Presión	80
6.3 Validación del modelo	82
6.3.1 Comparación entre las curvas de presión para el combustible destilado marítimo	83
6.3.2 comparación entre las curvas de presión para el combustible pesado	85

CAPÍTULO VII: DIVERSAS COMPARACIONES UTILIZANDO EL PROGRAMA DE SIMULACIÓN	88
7.1 Comparación de las curvas de Temperatura	88
7.2 Comparación de las Curvas de Presión	90
7.3 Comparación de las curvas de trabajo indicado	91
7.4 Comparación de las curvas de las pérdidas de calor por la pared del cilindro	93
7.5 Comparación de las Curvas de la razón de liberación de calor por los combustibles	94
7.6 Comparación de Correlaciones	95
CONCLUSIONES	97
RECOMENDACIONES	99
BIBLIOGRAFÍA	100
SÍMBOLOS UTILIZADOS EN ESTE TRABAJO	105
APÉNDICE A - CLASIFICACIÓN DE LOS COMBUSTIBLES MARINOS	
APÉNDICE B – CARACTERÍSTICAS DE LOS COMBUSTIBLES MARINOS	

PROLOGO

A continuación sigue una breve descripción de los capítulos de este trabajo:

El **capítulo I** presenta la introducción y los objetivos de este trabajo.

El **capítulo II** presenta el concepto y las etapas de la combustión en motores diesel y las diversas formas de simulación de motores, o sea, la explicación sobre el funcionamiento de los modelos zero-dimensionales, quasi-dimensionales y multi-dimensionales. Presenta también el estudio de las características del combustible bunker, incluyendo las correlaciones empíricas para estimar la calidad del combustible bunker y el analizador de ignición.

El **capítulo III** presenta los fundamentos teóricos de la simulación de los procesos de compresión, combustión y expansión. En este capítulo se muestra también las diferentes correlaciones para el atraso de ignición, fracción de combustible quemado y el coeficiente de transferencia de calor.

En el **capítulo IV** son presentados los aspectos de la simulación de los combustibles, y la combustión completa e incompleta. También son listados los datos

de entrada en el programa de simulación y es presentado el flujograma del programa de simulación para facilitar el entendimiento de su funcionamiento.

El **capítulo V** describe las etapas del procedimiento experimental realizado en un motor MAN, mostrando las fotos del motor, computadoras para la adquisición de datos, modo de funcionamiento del motor, instrumentos, etc.

En el **capítulo VI** son presentados los resultados experimentales utilizando diesel (combustible destilado marino) y combustible pesado. También son mostradas las correlaciones adoptadas para el ajuste y validación del modelo de simulación.

En el **capítulo VII** son presentadas las diversas comparaciones utilizando el programa de simulación entre los dos combustibles para las diferentes cargas de operación. También son presentadas comparaciones de las correlaciones para representar la calidad del combustible bunker y para el cálculo del poder calorífico inferior (PCI).

CAPITULO I

INTRODUCCIÓN

Hoy en día los motores diesel desarrollan un papel importante en el transporte de mercaderías y de pasajeros en tierra y en alta mar. El uso de estos motores genera emisiones, las cuales deben ser controladas sin sacrificar la economía del combustible utilizado. Estos factores llevan a la innovación de motores diesel así como cámaras de combustión, soporte para menor turbulencia y inyección de alta presión, por su vez, reducir el atraso de ignición y por lo tanto el oxido nítrico. Por lo tanto, es preciso el uso de modelos (simulaciones) para predecir las emisiones y la eficiencia de los motores diesel.

El análisis del ciclo termodinámico y de la previsión de desempeño de motores diesel utilizando programas de simulación tornaron se una parte importante de la investigación, desarrollo de motores diesel y de nuevos combustibles. Particularmente, los programas de simulación basados en el modelo zero-dimensional son ampliamente utilizados por investigadores y fabricantes de motores debido a la simplicidad, reducción de tiempo y de los recursos invertidos en ensayos experimentales, a pesar de sus limitaciones en la precisión. Estos programas pueden ser fácilmente utilizados para la predicción de las presiones, temperaturas y

de la combustión en el interior del cilindro del motor así como también la potencia indicada y características de ignición de la combustión operando en el motor.

Los combustibles utilizados en este trabajo son el combustible destilado marino y el combustible pesado (heavy fuel oil). En los últimos años el combustible pesado ha sido usado ampliamente debido a su bajo costo. Este tipo de combustibles son usados en motores de media y baja rotación, por lo tanto el estudio de su calidad es muy importante (Motores de 4 tiempos son muy usados como generadores utilizando combustible pesado en buques cargueros y petroleros. El combustible pesado también es utilizado en motores de 2 tiempos, que operan para generar propulsión en embarcaciones).

1.1. OBJETIVO

El objetivo de este trabajo es el desarrollo y validación de un modelo zero-dimensional en un motor MAN de 500KW utilizando combustible destilado marino y combustible pesado.

Estudio de la calidad del combustible bunker (heavy fuel oil) utilizando correlaciones empíricas y cámara de combustión.

Comparar el desempeño del motor utilizando combustible bunker y combustible destilado marino (diesel) y comparar correlaciones para el cálculo de número de cetano y PCI (poder calorífico inferior) del combustible bunker.

CAPITULO II

REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA

2.1 ASPECTOS GENERALES

La compleja tarea de mejorar los motores de combustión interna, que alcanzaron un alto grado de sofisticación, puede ser alcanzada por la combinación de experiencias y estudios computacionales avanzados. A pesar de las incertezas cuantitativas de simulaciones numéricas, la modelación de los procesos del motor de combustión tiene algunas ventajas significativas que tornaron a su utilización en el desenvolvimiento del motor una necesidad. En este contexto, es obvio que las simulaciones numéricas son especialmente adecuadas para realizar amplios estudios paramétricos, una vez que ellos son más eficientes que las de investigaciones de inúmeros prototipos (LAKSHMINARAYANAN et al., 2009).

Las ventajas del modelaje del motor son las siguientes:

- Realización de estudios paramétricos de cada variable de los procesos.
- Amplia gama de condiciones de contorno pueden ser analizadas.
- Separación de cada sub-proceso.
- Informaciones detalladas son disponibles en la salida.
- Eficaz en términos de tiempo y costo.

2.2 PROCESO DE LA COMBUSTIÓN

La combustión comienza un poco después de la inyección del combustible, pues el atraso de ignición en motores diesel modernos de inyección directa es muy pequeño, utilizándose altas relaciones de compresión y una alta sincronización de la inyección permitiendo una reducción considerable del ruido, NO_x y HC . La liberación del calor estimado con esta hipótesis predice satisfactoriamente los parámetros instantáneos importantes del ciclo de operación del motor e.g. transferencia de calor, consumo de combustible, desempeño del turbo compresor y del pistón, así como también el atraso de ignición y emisiones (LAKSHMINARAYANAN et al., 2009).

La combustión en un motor de ignición por compresión es un proceso inestable que ocurre simultáneamente en varios puntos de una mezcla no muy homogénea con tasa controlada por la inyección del combustible (WILLARD, 1997). Esos puntos de combustión son aquellos en que la razón aire-combustible (AC) es ideal para que ocurra la quema (HEYWOOD, 1988).

Es evidente que el proceso de combustión en los motores de ignición por compresión es bastante complejo, ya que este proceso depende de las características del combustible, de la forma de la cámara de combustión, del sistema de inyección de combustible y de las condiciones de operación, tornándose un proceso inestable, heterogéneo y tridimensional (HEYWOOD, 1988, SOUZA JUNIOR, 2009).

2.3 PERIODOS DE LA COMBUSTIÓN

El proceso de la combustión ocurre en un tiempo muy pequeño (algunos grados del ángulo del eje de manivelas), por lo tanto, para un mejor entendimiento y estudio, acostumbrese dividirlo en tres periodos. Es importante notar que estos periodos no poseen límites fácilmente distinguibles, siendo difícil establecer en la práctica cuando uno termina y el otro comienza. Estos periodos son (HEYWOOD, 1988, MOREIRA, 2000, AGHAV et al., 2008, CIMAC, 2010):

a) Periodo del atraso de ignición: El atraso de ignición significa que hay un periodo de tiempo extendido disponible después de la inyección del combustible (hasta el inicio de la combustión) y es iniciado por la acumulación de combustible en la cámara de combustión. Durante ese tiempo, la temperatura sube debido a la compresión del aire causando la auto-ignición de la masa del combustible acumulado en una detonación de combustión como causadores de gradientes de presión alta. Esto puede causar una elevada carga física y tensiones en los anillos del pistón y camisas del cilindro pudiendo ocasionar la operación irregular y eventualmente daños en componentes críticos del motor. El atraso de ignición es constituido por el atraso físico y el atraso químico. El atraso físico es aquel tiempo que el combustible inyectado lleva para atomizarse en pequeñas gotas, vaporizándose y formar una mezcla con el aire. El atraso físico básicamente depende de la presión de la inyección, la presión y la temperatura del aire admitido en el interior de la cámara de combustión. El atraso químico solo depende de la calidad del combustible.

b) Periodos de la combustión pre-mezclada o combustión rápida: En esta fase ocurre la combustión del combustible inyectado que ya formó mezcla con el aire

durante el periodo del atraso de la ignición, ocasionando una elevación brusca de la presión. La elevación brusca en la presión es la responsable por el ruido característico del funcionamiento de los motores diesel.

c) Periodos de la combustión difusiva: también conocida como periodos de la combustión controlada, ocurre después de consumirse la mezcla formada en el periodo del atraso de ignición. La cantidad de combustible que aun no formó una mezcla apropiada con el aire hasta el momento de la ignición va siendo consumida de forma más lenta durante la combustión, caracterizando las “frentes de llama” en los motores diesel.

Propiedades de combustión pobre son normalmente caracterizadas por un periodo de combustión y pos-combustión, resultando una combustión incompleta de las fracciones más pesadas del combustible. Los efectos resultantes son el aumento de la producción de combustible no quemado y partículas que pueden ser depositados en las válvulas de escape y en el sistema del turbocompresor.

La Figura 2.1 muestra la curva de la razón de la liberación de calor en función del eje de manivelas indicando los periodos de combustión del motor diesel que fueron definidos anteriormente.

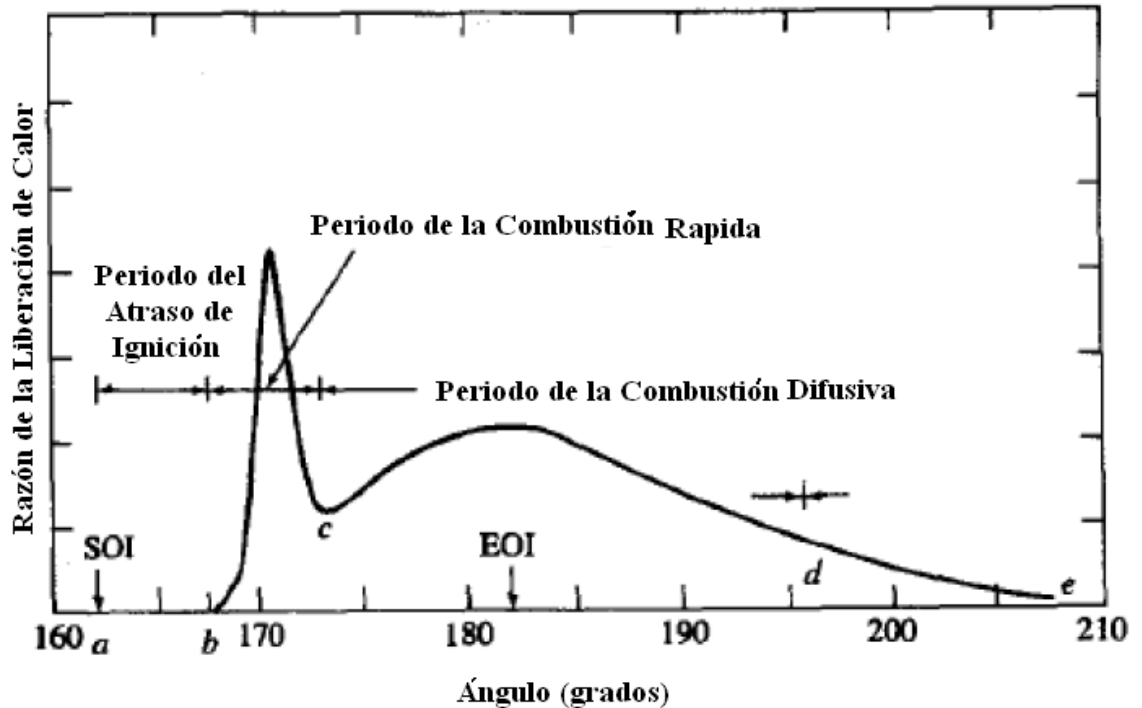


Figura 2.1: Curva de la Razón de Liberación de calor en función del ángulo de eje de manivelas (HEYWOOD, 1988).

2.4. CLASIFICACIÓN DE LOS MODELOS DE COMBUSTIÓN EN MOTORES

La simulación de los procesos de combustión de un motor continua a desenvolver nuestra comprensión básica de los fenómenos físicos y químicos de interés, que se ha expandido cada vez más, así como la capacidad de computadoras para resolver ecuaciones complejas está aumentando.

Dependiendo de varias aplicaciones posibles, los diferentes tipos de modelos para simular los procesos de combustión del motor fueron desarrollados. Tres categorías de modelos diferentes son normalmente distinguidas. En un orden creciente y de la complejidad de las exigencias crecientes en relación a la potencia de la computadora, estos son los modelos zero-dimensionales o termodinámicos, los

modelos quasi-dimensionales o fenomenológicos y los modelos multi-dimensionales que son basados en CFD (Computacional Fluid Dynamics) (LAKSHMINARAYANAN et al., 2009).

Los modelos zero-dimensionales son construidos con base en la primera ley de la termodinámica y el tiempo es la única variable independiente (HEYWOOD, 1988).

En los modelos termodinámicos, el calor liberado por la combustión no puede ser fácilmente obtenido por una simulación detallada de los sub-procesos físicos y químicos, porque esos procesos son fuertemente influenciados por la distribución espacial de la temperatura. Como la cámara de combustión es tomada como zero-dimensional, es obligado que el modelo de la razón de liberación de calor sea obtenido por sub-modelos empíricos a través de simples ecuaciones matemáticas. Por otro lado, los modelos multidimensionales son basados en las ecuaciones de la conservación de masa, energía, momento, y los fenómenos de combustión. Los modelos CFD son de gran provecho para describir el mecanismo interno de los chorros de combustible diesel, pero son muy difíciles de comprender durante la simulación completa de un motor diesel. Ellos permiten la ejecución eficiente, rápida y económica de los modelos de cálculos preliminares de liberación de calor y emisiones de los gases de escape en función de los parámetros importantes del motor como la presión de inyección, el tiempo de inyección, razón de turbulencia y la presión de alimentación. Estos modelos basados en sub-modelos físicos y químicos, para los procesos locales como la formación de chorro, la mezcla de aire –

combustible, ignición y combustión incluyendo la formación de emisiones son determinadas como modelos fenomenológicos. Por lo tanto, ellos son más amplios en relación a los modelos termodinámicos y consumen menos recursos computacionales en relación a los modelos CFD. Se debe notar que los modelos fenomenológicos son los más prácticos para describir la combustión en los motores diesel (LAKSHMINARAYANAN et al., 2009).

Otra clasificación de los modelos es encontrada en el trabajo de ALEGRE (1993) que divide los modelos de simulación en carácter predictivo y de diagnóstico. Los modelos predictivos tienen como objetivo la previsión del desempeño, consumo y emisiones del motor, entre otros, en estudio a partir de la simulación de los fenómenos físicos y químicos que gobiernan sus procesos.

El modelo de diagnóstico propone la substitución de los sub-modelos de alta complejidad por los modelos construidos empíricamente por datos experimentales, así como la razón del combustible quemado. El cálculo de este modelo se limita a la parte del ciclo cuando las válvulas están cerradas.

2.5 MODELOS ZERO-DIMENSIONALES (TERMODINÁMICOS)

A continuación serán mostradas resúmenes de algunos trabajos publicados referentes a la simulación termodinámica zero-dimensional.

OH et al., (1985) desarrollaron una simulación del ciclo termodinámico que fue realizada usando la fórmula empírica de la liberación padrón del calor de

Whitehouse-Way con coeficientes modificados y el modelo de transferencia de calor establecido por Annand ya que la pérdida de calor del cilindro del motor real es cerca de 15% del calor total del combustible y no puede ser ignorado.

La simulación de la combustión fue determinada usando la fórmula semi-empírica de Wiebe, pero como esta fórmula es dependiente solo del tiempo, la influencia de la inyección de combustible no puede ser considerado en el caso del motor diesel. Para obtener el atraso de ignición fue usada la correlación de Lyn.

Este modelo fue hecho adoptando-se las siguientes hipótesis:

- Las válvulas de admisión y descarga cerradas;
- El fluido en la cámara de combustión es un gas ideal;
- El combustible (diesel) es compuesto por carbono, hidrogeno y apenas sus composiciones son expresas por la fracción de pesos;
- El proceso de combustión es asumido como siendo estequiométrico y la formación de NOx son ignorados;
- Las propiedades en la cámara de combustión son homogéneas (modelo de zona simple).

CANOVA et al. (2005) utilizaron el modelo que cada fue basado en la Primera Ley de la Termodinámica en el cilindro, considerando este como un sistema cerrado.

El modelo zero-dimensional y la hipótesis de estado estacionario fueron utilizados para estudiar la evolución de la mezcla aire-combustible adoptándose la hipótesis que la temperatura del gas, presión y composición del fluido son uniformemente distribuidas en el volumen del sistema, siendo compatible con las características de la combustión de Ignición por Compresión de Carga Homogénea (HCCI).

El calor liberado a partir del proceso de combustión para una única zona fue basada en la definición de una razón bruta de liberación de calor.

La combustión HCCI ocurre de manea uniforme, en bajas temperaturas y sin propagación de la frente de llamas. Solo la transferencia de calor por convección se tomó en cuenta. El coeficiente de convección fue modelado considerando la correlación de Woschni, y para el modelo de combustión (fracción de combustible quemado) se usó la formula de Wiebe.

El inicio de la primera fase de la combustión fue determinado por la definición de una ecuación de razón de reacción establecida por Arrhenius, que depende de la densidad de la mezcla, de la temperatura, de la concentración de combustible, oxígeno presente en el inicio de la ignición y de la energía de activación.

BRAMBILA (2006) desarrolló un modelo zero-dimensional para un motor de combustión interna operando con diesel y etanol, donde no ocurre la entrada o salida de masas en el volumen de control.

Utilizó como referencia la literatura de HEYWOOD (1988), que presenta ecuaciones descritas del volumen desplazado por el cilindro como función del tiempo, basado en parámetros del motor, incluyendo la razón de compresión, ángulo del eje de manivelas, tamaño de la biela, rotación y volumen de la cámara de combustión. Para el coeficiente de transferencia de calor se usó la correlación de Woschni para el cálculo de la transferencia de calor en los procesos de compresión, combustión y expansión.

HUANG et al. (2006) estudiaron la combustión y emisiones de un motor de ignición por compresión alimentada con mezclas de Diesel-dimetoximetano (DMM).

Cuatro fracciones de la mezcla diesel-DMM fueron designados para el estudio y las fracciones del volumen de DMM en la mezcla de combustible son 5%, 10%, 15% y 20% respectivamente.

El modelo termodinámico fue usado para obtener los parámetros en la combustión de las Diesel-dimetoximetano en el motor diesel. El modelo usado desprecia el flujo a través de los anillos del pistón, usando así la ecuación de la conservación de energía para sistemas cerrados.

Para el coeficiente de transferencia de calor se usó la correlación de Woschni, C_p y C_v son parámetros dependientes de la temperaturas y sus formulas son dadas por HEYWOOD (1988).

Se concluyó que la presión máxima del cilindro y la temperatura media máxima del cilindro tienen un ligero aumento como el aumento de la adición de DMM. El enriquecimiento de oxígeno, inyectando el combustible oxigenado es responsable por la mejoría de la combustión.

La razón de aumento de presión máxima y la razón de máxima liberación de calor aumentaron con el aumento de la fracción de DMM en la mezcla del combustible. Eso se debe el aumento en la cantidad de mezcla de combustibles para la fase de combustión rápida.

Una reducción notable en la emisión de CO es realizada cuando operan con mezclas diesel/DMM. La reducción de NOx puede ser obtenida con grandes adiciones de DMM.

REN et al., (2008) usaron un modelo termodinámico para calcular parámetros termodinámicos (Presión, Temperatura, Energía Liberada, etc) en la combustión en un motor diesel de inyección directa alimentado con mezclas de diesel-oxigenado. El modelo usado desprecia el flujo a través de los anillos del pistón, y se usó la ecuación de energía para sistemas cerrados.

Para el coeficiente de transferencia de calor se usó la correlación de Woschni, y el C_p y C_v son parámetros dependientes de la temperatura, cuyas formulas son dadas por HEYWOOD (1988).

Se estudiaron las emisiones de los gases de salida en la combustión para las diferentes mezclas de diesel-oxigenado, concluyendo que con el aumento de la fracción de la masa oxigenada en la mezcla la concentración de humo disminuye, el NOx no tiene aumento, CO e HC disminuyen.

SOUZA JUNIOR (2009) desarrolló un simulador de motores basado en formulación termodinámica (zero-dimensional), que simula las fases de compresión, combustión y expansión de motores diesel de inyección directa, pudiendo también utilizar combustibles alternativos (biodiesel).

La simulación de la combustión fue hecha a través de la función dupla de Wiebe, que describe la razón de liberación de la energía cedida por el combustible durante las fases de la combustión rápida y de la combustión difusiva.

El atraso de ignición fue hecho utilizando la correlación descrita en la ecuación desarrollada por Hardenberg, que ha mostrado una óptima aproximación comparada con las pruebas experimentales. Esta fórmula calcula el atraso de ignición (en grados del ángulo del eje de manivelas) en función de la temperatura, presión, velocidad media del pistón y la energía de activación (depende del número de cetanos del combustible).

Las pérdidas de calor por la pared del cilindro vía convección y vía radiación fueron consideradas en el modelo teórico, así como los calores específicos de los fluidos de trabajo variando con la temperatura. La transferencia de calor por convección y radiación fueron obtenidas a través de las expresiones dadas por HEYWOOD (1988), donde las pérdidas por convección dependen del: coeficiente de transferencia de calor (se usó la correlación de Woschni), del área de transferencia de calor con la pared del volumen de control, de la temperatura en el interior del cilindro y de la temperatura de la pared, así como también de las pérdidas por radiación (emisividad, constante de Stefan-Boltzmann, área de transferencia de calor de la pared y del volumen de control, temperatura en el interior del cilindro y de la temperatura de la pared).

El modelo presentado en este trabajo no contempla el flujo de masa de aire, de combustible y de gases de descarga en la frontera del volumen de control, y para simplificar el modelo se utilizó las siguientes hipótesis simplificadoras:

- Cámara modelada como un cilindro perfecto;
- Presión y temperatura son uniformes en todo el cilindro;
- Mezcla aire-combustible y gases de descarga se comportan como gas ideal;
- Eficiencia de la combustión considerada como 99%.

KANNAN et al. (2009) estudiaron la inyección de agua dentro de la cámara de combustión del motor diesel considerando como uno de los mejores métodos para el control de la formación de NO_x en los cilindros.

La combustión de la emulsión agua-diesel del motor diesel fue simulada usando un programa de computador para estimar la razón de liberación de calor, presión del cilindro y formación de NO.

El programa fue desarrollado usando un modelo zero-dimensional (Zona Única), basado en la Primera Ley de la Termodinámica, y teniendo en cuenta las siguientes premisas:

- La carga del gas del cilindro es una mezcla homogénea de vapor de combustible y aire;
- Presión y temperatura en el interior del cilindro son uniformes y varían de acuerdo con el ángulo del eje de manivelas;
- Los calores específicos de la mezcla gaseosa son calculados en función de la temperatura.

El atraso de ignición fue obtenido usando una correlación propuesta por Assanis, el coeficiente de transferencia de calor obtenida por la correlación propuesta por Hohenberg, la razón de liberación de calor es calculada usando un modelo desarrollado por Watson. Fue estudiado el periodo de combustión rápida y el periodo de combustión controlada, y para formación del NO durante el proceso de combustión se usó el mecanismo de Zeldovich.

Las ecuaciones fueron resueltas usándose el método de Runge-Kutta usando un programa en el lenguaje C.

El programa fue utilizado para diferentes especificaciones de motor en diferentes velocidades del motor, para diferentes porcentajes de agua (0%, 10% y 20%).

Como resultado se verificó una reducción de 18 a 21% de NO obtenida con 10 y 20% de diesel de dilución con agua respectivamente.

Se concluyó que el modelo zero-dimensional fue desarrollado con éxito para la combustión de emulsión de agua-diesel. Por lo tanto el modelo de simulación zero-dimensional previó la formación de NO durante el proceso de combustión, la primera ocurrencia de *NO* no puede ser identificada por este método que puede ser resuelto por la técnica de CFD.

RAMACHANDRAN (2009) desarrolló un modelo termodinámico para la simulación de un motor de ignición por centella usando combustible de hidrocarburo alternativo.

Este trabajo tiene como objetivo desarrollar un método simple, modelo de simulación rápida y precisa del motor sin la necesidad de un grande poder computacional o de conocimiento de los datos geométricos preciso del motor. El modelo es basado en el abordaje clásico de dos zonas compuesto de gas no quemado (mezcla de 14 especies del producto), cada una con composición uniforme.

Los gases quemados son considerados en equilibrio químico durante la combustión y expansión del curso principal, mientras el curso cerca del fin de la expansión de la mezcla es asumido congelada.

La función de Wiebe fue utilizada para determinar la razón del consumo de combustible. Las ecuaciones que gobiernan este modelo son las relaciones de conservación de masa y energía, y la forma de estado. El coeficiente de transferencia de calor fue obtenido por la correlación de Woschni.

Los valores de calor específico a presión constante, entalpía específica y entropía específica son obtenidas de las tabulaciones de las tablas JANAF.

2.6. MODELO QUASI-DIMENSIONALES (FENOMENOLÓGICOS)

A seguir serán mostrados resúmenes de algunos trabajos publicados referentes a la simulación quasi-dimensional.

HIROYASU et al. (1983) desarrollaron un modelo matemático del chorro de combustible en motores diesel de inyección directa para predecir el desempeño del motor, la eficiencia térmica y emisiones contaminantes.

El chorro de combustible fue dividido en varios paquetes pequeños. Las temperaturas de gas, las gotas del combustible y la masa del combustible evaporado en cada paquete fueron calculadas.

El modelo fue dividido en un modelo de liberación de calor y en un modelo de formación de emisiones. La razón de evaporación del chorro y la razón de calor liberado fueron calculadas usando el modelo de liberación de calor. El NO y hollín fueron calculadas por el modelo de formación de emisiones usando la temperatura local, obtenido del modelo de liberación de calor.

Once especies químicas fueron analizadas (CO, CO₂, O₂, H₂O, OH, H, O, N₂, N y NO). La concentración de NO fue calculado usando la teoría de Zeldovich.

ZIARATI (1990) estudio la simulación basada en el abordaje de la mezcla del chorro, teniendo en cuenta la contracción del ángulo del cono de pulverización y tendencias sobre la penetración de combustibles más pesados. El modelo de la mezcla del chorro es apoyado por otros dos modelos matemáticos: inyección de combustible y liberación de calor. Dividió el proceso de combustión en combustión rápida y combustión difusiva.

Para la simulación que usó supuso que el combustible se evapora muy rápido. La pérdida de calor a través de las paredes en la combustión es calculada usando el método de Woschni.

Usó una correlación para obtener el atraso de ignición para el combustible diesel que depende de la presión y temperatura en el interior de la cámara de combustión, de la energía de activación y de la velocidad de rotación del motor.

También propuso una correlación para el atraso de ignición usando combustible pesado que solo depende del CCAI (Calculated Carbon Aromaticity Index).

BAYRAKTAR (2005) usó un modelo quasi-dimensional que inicialmente fue desarrollado para un motor de ignición por centella usado gasolina, que luego fue adoptado para motores de ignición por centella usando mezclas de etanol y gasolina. Este modelo se basa en la Primera Ley de la Termodinámica. La combustión es simulada como un proceso turbulento de la propagación de llama, por lo tanto, las geometrías de las llamas y de la cámara de combustión, son tomados en cuenta.

La transferencia de calor entre los gases y la pared del cilindro fue calculada usando la correlación empírica desarrollada por Annand. Durante la admisión y la compresión, la carga del cilindro es compuesta únicamente por gases no quemados, las cuales son consideradas como un gas ideal que no reacciona.

Durante la combustión del ciclo de operación del motor fue desarrollado con un código de computador, y varias aplicaciones numéricas han sido realizadas con este código para prever el desempeño del motor de ignición por centella y las emisiones de escape en el caso de la utilización de gasolina y varias mezclas de etanol-gasolina.

Realizó la parte experimental para diferentes mezclas de etanol y gasolina las cuales fueron comparadas con el modelo desarrollado, donde se determinó un 6% entre los resultados teóricos y experimentales.

2.7. MODELOS MULTI-DIMENSIONALES (CFD)

A seguir serán mostrados resúmenes de algunos trabajos publicados referentes a la simulación multi-dimensional.

GOLDSWORTHY (2005) presentó un modelo simplificado para la vaporización y combustión del combustible pesado residual basado en chorros de alta presión, en el contexto de motores marítimos.

El modelo toma en cuenta varios componentes del combustible, como las tasas limitadas de difusión y las tasas de descomposición térmica dentro de gotas, por el uso de los relacionamientos lineales de la presión de saturación de vapor de combustible inflamable en la superficie de la gota en función de la temperatura de las gotas. La energía necesaria para la descomposición de las moléculas pesadas también son consideradas.

La combustión es simulada utilizando un periodo definido por la suma de un periodo cinético basado en la reacción de una única etapa y un periodo turbulento basado en las tasas de mezclas turbulentas. El periodo de atraso de ignición es basado en un modelo simple de tres ecuaciones. El modelo del combustible pesado fue aplicado a dos diferentes cámaras de volumen constante, que son usados para probar la calidad de ignición y combustión del combustible pesado, utilizando el código CFD StarCD versión 3.2.

El modelo es probado para dos tipos de combustibles representativos, una con buena ignición y propiedades de combustión y el otro pobre. Esencialmente, apenas dos parámetros precisan ser alterados para definir la calidad de los combustibles. Estas son el factor de atraso de ignición y de la energía de activación para la cinética de alta temperatura.

KYRIAKIDES et al. (2009) desarrollaron un modelo con las propiedades termo físicas del combustible pesado y del combustible diesel, normalmente utilizado en motores diesel, que fue desarrollado y implementado en el código KIVA-CFD. Las simulaciones fueron realizadas para dos valores de presión de la cámara, que corresponden a la operación en potencia parcial o total. Los resultados indicaron que, en comparación con el chorro de diesel, el chorro del combustible pesado es caracterizado por valores comparables de la profundidad de penetración, y los tamaños de las gotas mayores.

El chorro fue dividido en tres sub-procesos distintos. Se trata de atomización primaria, deformación de gotas debido al arrastramiento aerodinámico y la atomización secundaria.

Para modelar el combustible pesado fueron contabilizados las siguientes propiedades termo-físicas: masa específica, viscosidad dinámica, tensión superficial, presión de vapor, calor latente de evaporación y entalpía específica.

La Figura 2.2 muestra la comparación entre el combustible pesado y el combustible diesel usando KIVA-CFD en un motor de dos tiempos.

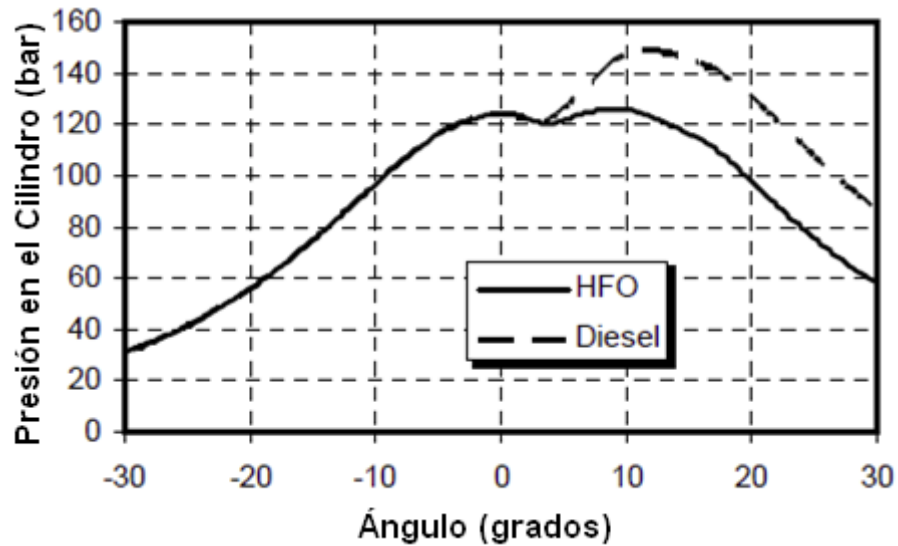


Figura 2.2: Curva simulada de la presión en el interior del cilindro para combustible pesado y diesel (KYRIAKIDES *et al.*, 2009)

2.8 MODELO A SER UTILIZADO

El modelo presentado en este trabajo es un modelo zero-dimensional, considerando el cilindro como un sistema cerrado, o sea, desde el momento que la válvula de admisión de aire es cerrada hasta el momento en que la válvula de descarga es vuelta para la liberación de los gases de descarga. La parte de compresión será simulada utilizando un proceso politrópico.

El modelo presenta las siguientes hipótesis (KANNAN *et al.*, 2009):

- La carga del gas del cilindro es una mezcla homogénea de vapor de combustible y aire;

-La presión y la temperatura en el interior del cilindro son uniformes y varían con el ángulo del eje de manivelas;

-Calores específicos de la mezcla gaseosa son calculados en función de la temperatura.

La razón de calor liberado es calculada utilizándose el modelo desarrollado por Miyamoto (SOUZA JUNIOR, 2009) modificado pelo modelo de Watson (KANNAN et al., 2009).

La función dupla de Wiebe será utilizada para modelar la tasa con que la masa de combustible (admitida en el cilindro del motor) es consumida en la reacción de combustión, pues la combustión será dividida en dos fases: La primera fase es caracterizada por una quema rápida de la mezcla aire-combustible ya existente en la cámara llamado combustión rápida; La segunda fase es caracterizada por un quema lenta de la mezcla restante llamada combustión difusiva. Con esta formulación se puede obtener la razón de entrega de calor dado por el combustible (BUENO, 2003, KANNAN et al., 2009).

El modelo de simulación será capaz de trabajar con diferentes composiciones químicas del combustible destilado marino (diesel) y del combustible pesado (bunker).

Los datos de entrada en este trabajo son la geometría del motor, operación del motor, características del combustible pesado y condiciones iniciales.

El software WOLFRAM MATHEMATICA 7 será utilizado para obtener soluciones de las ecuaciones diferenciales, donde el software ya tiene sub-rutinas listas para la solución de ecuaciones diferenciales ordinarias.

El atraso de ignición podrá ser estimado usando la ecuación de ASSANIS et al. (1999) y para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor será usado la correlación de Eichelberg (SHUDO et al., 2002).

2.9 COMBUSTIBLE BUNKER

Hay dos tipos básicos de combustibles marinos: destilado y residual (o pesado o combustible bunker). Los combustibles destilados, como su nombre lo indica es compuesto de fracciones de petróleo que son separados en un refinería por procesos de ebullición, llamado destilación. El combustible residual es la fracción que no hierve, a veces llamado como “alquitrán” (EPA, 1999). La clasificación detallada de los combustibles marino se encuentran en el Apéndice I, y las características de los combustibles marinos se encuentran en el Apéndice II de este trabajo.

2.9.1 Calidad de ignición del combustible bunker

La calidad de la ignición es un parámetro cada vez más importante para un consumo seguro y ideal de combustible bunker. Debido a las fracciones de los diferentes combustibles utilizados en la producción del combustible bunker, este combustible puede tener variaciones en las propiedades de ignición y combustión. Para garantizar la seguridad y reducir

la incidencia de daños en el motor, control de la calidad de ignición y combustión del combustible bunker se torna vital.

La baja calidad de la ignición del combustible bunker puede llevar a:

- Pico de presión indeseable;
- Operación Indeseable;
- Formación de depósitos de carbono en la cámara de combustión;
- Aumento de las emisiones de CO y NO_x.

La calidad de la ignición del combustible puede ser determinada preliminarmente a través de dos correlaciones empíricas basadas en la viscosidad y masa específica del combustible, estas son el Índice Calculado de la Aromaticidad de Carbono (CCAI) y el Índice Calculado de la Ignición (CII). El CCAI presenta valores en el intervalo de 800-870, mientras el CII presenta valores en la misma orden que el Índice de Cetano para combustibles destilados.

2.9.1.1 Índice calculado de la aromaticidad de carbono

(CCAI)

Por muchos años la calidad de la ignición de los combustibles destilados fue caracterizada primordialmente por un parámetro conocido como Número de Cetano (NC), aunque en menor medida, otros métodos, como Índice de Cetano o Índice Diesel han sido utilizados también. Actuales especificaciones internacionales para combustibles destilados, así como la norma ISO 8217:1996 y

British Standard (BS) MA 100:1996, incluyen un límite mínimo para el número de cetano. Lamentablemente no hay un procedimiento similar reconocido para caracterizar la calidad de la ignición del combustible pesado. Por una serie de razones los métodos utilizados para determinar la calidad de la ignición de los combustibles destilados no pueden ser aplicados al combustible pesado. Así la Shell desarrolló el concepto de cálculo de la aromaticidad del combustible pesado. El resultado fue el CCAI que puede ser calculado como base en la especificación de propiedades de viscosidad y masa específica. Es este parámetro, que ganó favor como método más práctico y significativo para caracterizar la calidad de la ignición del combustible y puede ser calculada usando la Ecuación (2.1) (VALENCIA, 2005):

$$CCAI = d - 81 - 141 \text{Log}[\text{Log}(V_k + 0.85)] - 483 \text{Log}\left[\frac{T_v + 273}{323}\right] \quad (2.1)$$

donde d es la masa específica a 15°C (Kg/m³) y V_k es la viscosidad cinemática (mm²/s) a temperatura T_v °C.

El CCAI es un número de menor unidad que permite clasificar la calidad de ignición de diferentes combustibles pesados: cuanto menor es el número, mejor son las características de ignición. Este número nos da una medida absoluta del desempeño de la ignición, una vez que la ignición depende mucho del proyecto de la cámara de combustión y de las condiciones del funcionamiento del motor.

El CCAI fue incluido a fin de evitar los combustibles residuales con relaciones de masa específica y viscosidad inadecuadas, que puede llevar a un atraso de ignición prorrogado.

2.9.1.2. **Índice calculado de la ignición (CII)**

Otra formulación para predecir la calidad de la ignición de los combustibles pesados es denominada CII, que fue desarrollada por la British Petroleum. El parámetro CII depende de la masa específica y la viscosidad del combustible. La característica de auto-ignición es mejor cuanto mayor fuese el parámetro. Para los combustibles pesados una formulación alternativa para el número de cetano es el CII. La formulación tiene menor precisión que los métodos experimentales. Esta formulación está dada por la siguiente expresión (ESPAFADOR et al., 2009):

$$CII = (270.795 + 0.1038Tv) - 0.2545d + 23.708 \log[\log(Vk + 0.7)] \quad (2.2)$$

donde d es la masa específica a 15°C (Kg/m^3), Vk es la viscosidad cinemática (mm^2/s) y Tv (°C) es la temperatura a la cual la viscosidad es medida.

El CII no es un buen indicador de la calidad del combustible. El parámetro CII será comparado con el ECN (ver Sección 2.9.1.4) en el Capítulo 7, ya que estos son los parámetros que se encuentran en la misma orden del número de cetano.

2.9.1.3 Analizador de la ignición del combustible (FIA)

El FIA establece la calidad de la ignición de los combustibles con base en el atraso de ignición estimado efectivamente en el analizador.

Una muestra de combustible que es inyectado en la cámara de combustión del FIA, auto-inflama y quema como en el motor real. Esa muestra a ser investigada es la inyectada en la cámara de combustión del FIA, utilizando un mecanismo activado convencional de alta presión de la bomba de inyección de combustible y un orificio del inyector de combustible. Durante la inyección, el chorro de combustible auto-inflama y quema en la cámara de combustión a volumen constante. Las condiciones de ensayo y el proceso de combustión son cuidadosamente monitoreados y los datos son recogidos por una unidad electrónica que contiene un microprocesador avanzado. Los datos de la prueba son inmediatamente exhibidos en la pantalla de la computadora así como analizados, almacenados y archivados en la memoria de la computadora. Todas las condiciones de combustión pueden ser alteradas con un simple toque de los controles del teclado.

Los resultados de la prueba son expresados, en la forma gráfica y texto, en términos del atraso de ignición, del inicio de la

combustión principal, del periodo de la combustión, de la razón de transferencia de calor y del Número de Cetano FIA (PRADA et al., 2005).

La Figura 2.3 muestra que no existe una correlación lineal entre el atraso de ignición y el índice CCAI de acuerdo con el estudio publicado por VALENCIA (2005):

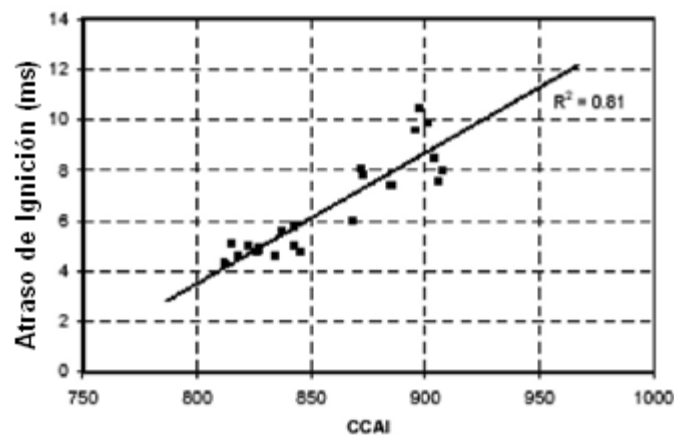


Figura 2.3: Correlación en el banco de pruebas para el Atraso de la Ignición (FIA) y el CCAI. Temperatura 490°C/Presión 50 Bar (VALENCIA, 2005).

2.9.1.4 Estimación del número de cetano (ECN)

El parámetro ECN corresponde para el combustible pesado (HFO) al número de cetano (NC) usado para cuantificar las características de ignición del combustible diesel. El ECN es equivalente al FIA-CN, medida por modelos anteriores del FIA-100.

El parámetro ECN es un valor calculado en función del MCD (Atraso de la combustión principal); ECN alto significa MCD pequeño (favorable), ECN bajo significa MCD relativamente más

largo (menos favorable). Los valores de ECN están dentro del rango de 5 a 40. La función de conversión fue determinada a través de las medidas del MCD para combustibles con número de cetano conocidos (combustibles de referencia ASTM).

El parámetro ECN puede ser obtenido de la siguiente forma (CIMAC, 2010):

$$ECN = 153.15 * e^{-0.2861 * MCD} \quad (2.3)$$

donde el MCD es el periodo entre el inicio de la inyección hasta el inicio de la combustión principal, o sea, en el momento en que el aumento de la presión, en relación a la presión inicial alcanza el 10% de la presión máxima registrada en el final de la combustión.

La Figura 2.5 muestra el parámetro MCD y los otros parámetros obtenidos en las pruebas en el equipo FIA (CIMAC, 2010).

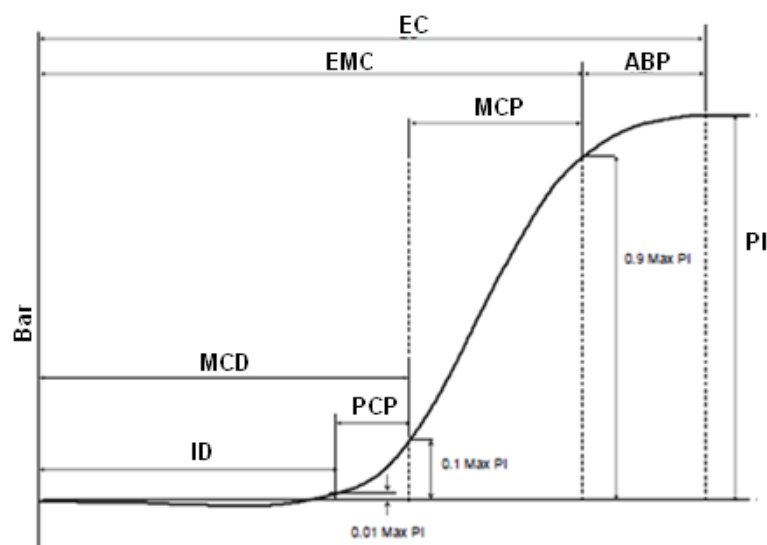


Figura 2.5: Curva de presión en función del tiempo obtenido en el FIA (CIMAC, 2010).

Las variables mostradas en la Figura 2.5 son a seguir definidas:

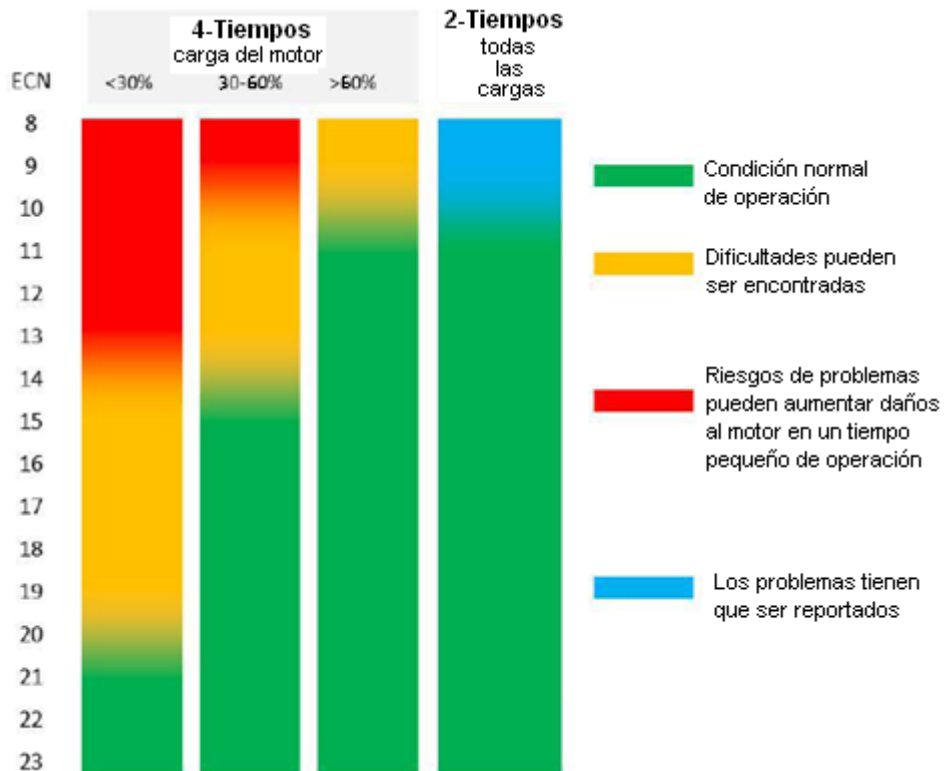
- ID es el atraso de ignición. Este punto es el momento en que el aumento de la presión, en relación a la presión inicial alcanza 1% de la presión registrada en el final de la combustión.
- MCD es el atraso de la combustión principal. Ese punto es el momento en que el aumento de la presión, en relación a la presión inicial alcanza 10% de la presión máxima registrada en el final de la combustión. Eso es interpretado con el momento en que el proceso de combustión principal comienza.
- EMC es el final de la combustión principal.
- EC es el final de la combustión.
- PCP es el periodo de la combustión pre-mezclado.
- MCP es el periodo de la combustión principal.
- ABP es el periodo después de la quema.
- MaxPI es la indicación de la presión máxima.

Las variables de la Figura 2.5 obtenidas en el análisis del combustible utilizado en este trabajo son mostradas en la tabla 2.2:

Tabla 2.2 – Informe del análisis del combustible pesado hecho en el FIA.

ID (ms)	6.38
MCD(ms)	8.49
EMC(ms)	14.42
EC(ms)	22.13
PCP(ms)	2.11
MCP(ms)	5.93
ABP(ms)	7.71
MaxPI(bar)	6.98

La figura 2.6 muestra los intervalos de funcionamiento operacional para los parámetros ECN (CIMAC, 2010):

**Figura 2.6: ECN recomendado para los intervalos del funcionamiento operacional (CIMAC, 2010).**

De la Figura 2.6 los colores son definidos de la siguiente forma:

Verde: “Condiciones normales de operación”- Problemas relacionados con las propiedades de ignición no son esperados para motores en buenas condiciones de trabajo operado por una tripulación entrenada.

Amarillo: “Dificultades pueden ser encontradas”-Las dificultades pueden ser encontradas con este rango de ECN. La probabilidad es decreciente con mayor carga, motor en óptimo estado, motor de baja rotación.

Rojo: “Riesgo de problemas”-El riesgo de problemas puede aumentar hasta daños al motor después de un corto periodo de operaciones. La probabilidad es decreciente con mayor carga, motor en buen estado, motores de baja rotación y conciencia personal.

Azul: “Dos tiempos, motores de baja velocidad” – Algunos operadores de buques tuvieron problemas con los motores de dos tiempos de baja velocidad cuando utilizaron combustibles de valores de ECN extremadamente bajos. El motivo y base para tales problemas no son completamente comprendidos.

CAPITULO III

FUNDAMENTOS TEÓRICOS DE LA SIMULACIÓN TERMODINÁMICA DEL CICLO DE OPERACIÓN

3.1 FORMULACIÓN TERMODINÁMICA

Los modelos termodinámicos de simulación de los procesos en motores de ciclo diesel se basan en expresiones derivadas de la primera ley de la termodinámica, además de correlaciones teóricas para la representación de fenómenos con la razón de liberación de calor del combustible quemado. Todas las variables en el modelo zero-dimensional son dependientes únicamente del tiempo o del ángulo de eje de manivelas. La simulación zero-dimensional será realizada en los procesos de compresión, combustión y expansión, o sea, desde que cierra la válvula de admisión hasta la abertura de la válvula de descarga. En este trabajo será considerado el cilindro como un sistema cerrado, o sea, en el momento que las válvulas de admisión y de escape se encuentran cerradas, así como se puede observar en la Figura 3.1, donde también es representado el balance de energía.

La simulación de este trabajo fue dividida en dos partes: la primera parte simula el proceso de compresión y la segunda parte simula los procesos de

combustión y expansión. En la primera parte fue considerado proceso politrópico y en la segunda parte fue considerado un gas ideal.

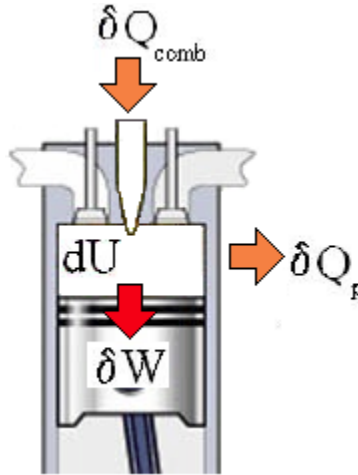


Figura 3.1 Balance de energía en el cilindro cerrado.

donde δQ_{comb} es la razón del calor liberado por el combustible, δQ_p es la razón del calor perdido en la pared del cilindro, δW es la razón del trabajo realizado por el pistón y dU es el diferencial de la energía interna.

De acuerdo a la Figura 3.1, la Primera Ley de la Termodinámica en la forma diferencial, en función del ángulo del eje de manivelas, puede ser escrita como (HEYWOOD, 1988):

$$\frac{dU}{d\theta} = \frac{\delta Q_{Tot}}{\delta\theta} - \frac{\delta W}{\delta\theta} \quad (3.1)$$

En la literatura de HEYWOOD (1988) se encontró las siguientes relaciones:

$$\frac{dU}{d\theta} = m_g T \frac{dc_v}{d\theta} + m_g c_v \frac{dT}{d\theta} \quad (3.2)$$

$$\frac{\delta W}{\delta\theta} = p \frac{dV}{d\theta} \quad (3.3)$$

donde m_g es la masa del gas en el interior del cilindro e c_v es el calor específico a volumen constante de los gases en el interior del cilindro.

De la Figura 3.1 se puede observar la siguiente relación:

$$\frac{\delta Q_{Tot}}{\delta \theta} = \frac{\delta Q_{Comb}}{\delta \theta} - \frac{\delta Q_P}{\delta \theta} \quad (3.4)$$

Las pérdidas de calor en la pared del cilindro son por convección y radiación. En el caso de un motor diesel la pérdida por radiación está entre 20% y 35% de la pérdida de calor total (HEYWOOD, 1988), por lo tanto será considerada en la simulación. Segundo HEYWOOD (1988) las pérdidas por convección y radiación están dadas por las siguientes expresiones:

$$\frac{\delta Q_{conv}}{\delta t} = h(\theta)A(\theta)(T - T_p) \quad (3.5)$$

$$\frac{\delta Q_{rad}}{\delta t} = \beta_e \sigma A(\theta)(T^4 - T_p^4) \quad (3.6)$$

donde $h(\theta)$ es el coeficiente de transferencia del calor, $A(\theta)$ es el área de transferencia de calor con la pared del volumen de control, T_p es la temperatura media de la pared del cilindro, β_e es la emisividad, σ es la constante de Stefan-Boltzmann. En la literatura de SOUZA JUNIOR (2009) se encontró que $\beta_e=0.576$ para motores diesel.

Las Ecuaciones (3.5) y (3.6) están en función del tiempo, por lo tanto para mantener una única variable se tendrá que expresar en función del ángulo del eje de manivelas utilizando la siguiente correlación encontrada en la literatura de HEYWOOD (1988):

$$\Delta t = \frac{\Delta \theta}{6 \cdot Rot} \quad (3.7)$$

donde Rot es la rotación del motor, dado en revoluciones por minuto (RPM).

Utilizando (3.7) en (3.5) y (3.6) se obtiene:

$$\frac{\delta Q_{conv}}{\delta \theta} = \frac{h(\theta)A(\theta)(T - T_p)}{6Rot} \quad (3.8)$$

$$\frac{\delta Q_{rad}}{\delta \theta} = \frac{\beta_e \cdot \sigma(T^4 - T_p^4)}{6Rot} \quad (3.9)$$

De las ecuaciones (3.8) y (3.9) la pérdida total en la pared del cilindro puede ser expresada como:

$$\frac{\delta Q_{pared}}{\delta \theta} = \frac{h(\theta)A(\theta)(T - T_p)}{6Rot} + \frac{\beta_e \cdot \sigma(T^4 - T_p^4)}{6Rot} \quad (3.10)$$

En el proceso de compresión será considerado un proceso politrópico de acuerdo a la siguiente ecuación (LANZAFAME et. al, 2003).

$$p = p_1 \left(\frac{V_1}{V} \right)^n \quad (3.11)$$

donde n se encuentra entre 1.25 y 1.35 segundo LANZAFAME *et.al.* (2003), pero en este trabajo el valor de n será igual a 1.35.

Para los procesos de combustión y expansión será considerada la hipótesis del uso de la ecuación de los gases ideales en el interior del cilindro (HEYWOOD, 1988).

$$pV = m_g RT \quad (3.12)$$

Como se necesita armar un sistema de ecuaciones diferenciales, la Ecuación (3.12) será derivada en función del ángulo del eje de manivelas (θ) obteniendo la siguiente ecuación:

$$p \frac{dV}{d\theta} + V \frac{dp}{d\theta} = m_g R \frac{dT}{d\theta} \quad (3.13)$$

donde m_g es la masa de los gases considerándose la hipótesis que el fluido se comporta como gas ideal. De la Ecuación (3.12) se puede obtener que $m_g R = \frac{pV}{T}$, entonces la Ecuación (3.13) será:

$$\frac{1}{T} \frac{dT}{d\theta} = \frac{1}{p} \frac{dp}{d\theta} + \frac{1}{V} \frac{dV}{d\theta} \quad (3.14)$$

La Ecuación (3.14) será considerada como una de las ecuaciones diferenciales del sistema de ecuaciones. Otra ecuación será obtenida de la primera ley de la termodinámica (3.1) usando las Ecuaciones (3.2), (3.3) y (3.4), así como se puede observar a continuación:

$$m_g T \frac{dc_v}{d\theta} + m_g c_v \frac{dT}{d\theta} = \frac{\delta Q_{Comb}}{\delta\theta} - \frac{\delta Q_{Paredes}}{\delta\theta} - p \frac{dV}{d\theta} \quad (3.15)$$

Utilizándose la igualdad de la Ecuación (3.12) y dividiendo el lado izquierdo de (3.15) por $mgRT$ y el lado derecho por pV , se obtiene:

$$\frac{1}{R} \frac{dc_v}{d\theta} + \frac{c_v}{RT} \frac{dT}{d\theta} = \frac{1}{pV} \left(\frac{\delta Q_{Comb}}{\delta\theta} - \frac{\delta Q_{Paredes}}{\delta\theta} \right) - \frac{1}{V} \frac{dV}{d\theta} \quad (3.16)$$

Para sacar R de la ecuación (3.16) se utilizará las siguientes ecuaciones (HEYWOOD, 1988):

$$R = c_p - c_v \quad (3.17)$$

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad (3.18)$$

Así, utilizando (3.17) y (3.18) en (3.16) se obtiene:

$$\frac{1}{(\gamma-1)} \left[\frac{1}{T} \frac{dT}{d\theta} - \frac{1}{(\gamma-1)} \frac{d\gamma}{d\theta} \right] = \frac{1}{pV} \left[\frac{\delta Q_{Comb}}{\delta\theta} - \frac{\delta Q_{Paredes}}{\delta\theta} \right] - \frac{1}{V} \frac{dV}{d\theta} \quad (3.19)$$

3.2 SISTEMA DE ECUACIONES A SER RESUELTO

Las ecuaciones (3.3), (3.4), (3.14) y (3.19) forman un sistema de ecuaciones diferenciales ordinarias para modelar los procesos de combustión y expansión, así como se puede observar a continuación:

$$\frac{\delta W}{\delta \theta} = p \frac{dV}{d\theta} \quad (3.3)$$

$$\frac{\delta Q_{Tot}}{\delta \theta} = \frac{\delta Q_{Comb}}{\delta \theta} - \frac{\delta Q_{Paredes}}{\delta \theta} \quad (3.4)$$

$$\frac{1}{T} \frac{dT}{d\theta} = \frac{1}{p} \frac{dp}{d\theta} + \frac{1}{V} \frac{dV}{d\theta} \quad (3.14)$$

$$\frac{1}{(\gamma - 1)} \left[\frac{1}{T} \frac{dT}{d\theta} - \frac{1}{(\gamma - 1)} \frac{d\gamma}{d\theta} \right] = \frac{1}{pV} \left[\frac{\delta Q_{Comb}}{\delta \theta} - \frac{\delta Q_{Paredes}}{\delta \theta} \right] - \frac{1}{V} \frac{dV}{d\theta} \quad (3.19)$$

Donde las incógnitas, todas en función del ángulo del eje de manivelas, son:

- Temperatura (T);
- Presión (P);
- Trabajo Ejecutado (W);
- Calor total transferido al sistema termodinámico (Q_{Total}).

Para modelar el proceso de compresión será usado el mismo sistema de ecuaciones con la diferencia que la Ecuación (3.14) será substituida por la Ecuación (3.11).

3.3 ECUACIONES COMPLEMENTARIAS

Las ecuaciones complementarias sirven de apoyo al sistema de ecuaciones de la Sección 3.2, debido que aun se tiene variables desconocidas (diferentes de las

incógnitas), por lo tanto estas deben ser conocidas para poder resolver el sistema de ecuaciones. Obviamente estas variables deben estar en función del ángulo del eje de manivelas. Ellas son presentadas en los ítems a seguir:

3.3.1 Geometría del motor

Para posibilitar la resolución del sistema de ecuaciones diferenciales ordinarias en función del ángulo del eje de manivelas, es necesaria una ecuación adecuada del volumen y del área de la cámara de combustión en función de ese ángulo. El volumen y el área de la cámara de combustión serán proporcionados por la geometría del motor.

La Figura 3.2 es el esbozo de la geometría del cilindro, cigüeñal y biela, siendo D el diámetro del cilindro, L la largura de la biela y R_v el radio del eje del cigüeñal. La relación L/R_v es llamada relación biela-manivela (BM) y S es el curso del pistón. Así como se puede observar a continuación:

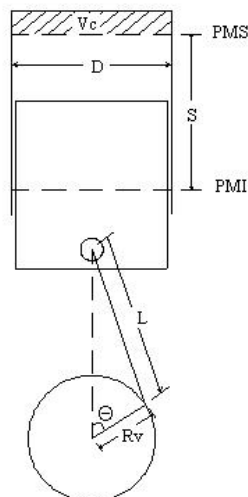


Figura 3.2 – Geometría del Motor

De la figura 3.2 se puede obtener las expresiones para el cálculo del volumen y el área (HEYWOOD, 1988, BRAMBILA, 2006):

$$V(\theta) = V_C \left\{ 1 + \frac{1}{2}(r-1) \left[BM + 1 - \cos\left(\frac{\theta\pi}{180}\right) - \sqrt{(BM^2 - \text{sen}^2\left(\frac{\theta\pi}{180}\right))} \right] \right\} \quad (3.20)$$

$$A(\theta) = 2 \cdot \frac{\pi D^2}{4} + \frac{\pi D S}{2} \left[BM + 1 - \cos\left(\frac{\theta\pi}{180}\right) - \sqrt{(BM^2 - \text{sen}^2\left(\frac{\theta\pi}{180}\right))} \right] \quad (3.21)$$

donde r es la razón de compresión, o sea, es la relación entre el volumen máximo y el volumen mínimo del cilindro (respectivamente cuando $\theta = -180^\circ$ e $\theta = 0^\circ$), V_C es el volumen de la cámara de combustión o también llamado volumen muerto.

La velocidad media del pistón (en m/s) también puede ser calculada a través de la siguiente ecuación (HEYWOOD, 1988):

$$S_p = \frac{2 \cdot S \cdot Rot}{60} \quad (3.22)$$

La cilindrada esta dado por:

$$V_d = \frac{\pi D^2 S}{4} \quad (3.23)$$

3.3.2 Atraso de ignición

En los motores diesel de inyección directa, la estimación del atraso de ignición es de gran importancia debido al efecto sobre la capacidad de llegar a la temperatura de auto ignición del combustible, el ruido y formación de NOx. El atraso de ignición en el motor diesel es definido como un intervalo de tiempo entre el inicio de la inyección del combustible y el inicio de la combustión. Este periodo de atraso es compuesto por el atraso

físico, donde la atomización, la vaporización y la mezcla aire-combustible ocurren y el atraso químico atribuido a las reacciones de pre-combustión. Ambos atrasos físicos y químicos ocurren simultáneamente (LAKSHMINARAYANAN et al., 2009), conforme ya fue definido en el Capítulo 2.

Numerosas correlaciones para predecir el atraso de ignición han sido propuestas con base en experimentos realizados en bombas de volumen constante, máquinas de rápida compresión y motores. Pero, pocas correlaciones fueron desarrolladas considerando datos del motor (SOUZA JUNIOR, 2009). Estas correlaciones no tuvieron bastante éxito en los rendimientos, y en las prevenciones satisfactorias en una amplia variedad de condiciones de funcionamiento, debido a que no se consideró el efecto de la calidad de la mezcla. Recientemente ASSANIS e. al. (1999) compararon estas correlaciones y encontraron una mejor previsibilidad usando la correlación de WATSON (LAKSHMINARAYANAN et al., 2009). A continuación se muestran las tres correlaciones:

Ecuación de Hardenberg (SOUZA JUNIOR, 2009):

$$\tau_{AI}(\Delta\theta) = (0.36 + 0.22 * S_p) * e^{\left[\frac{Ea}{\bar{R}T} - \frac{1}{17190} \right] \left(\frac{21.2}{p-12.4} \right)^{0.63}} \quad (3.24)$$

donde τ_{AI} es el atraso de ignición, S_p es la velocidad media del pistón, Ea es la energía de activación, \bar{R} es la constante universal de los gases, p y T son la presión y la temperatura obtenidos en el PMS, a través de un proceso politrópico. La energía de activación se puede obtener de la siguiente forma:

$$E_a = \frac{618840}{NC + 25} \quad (3.25)$$

donde NC es el número de cetano del combustible. Pero como uno de los combustibles usados en este trabajo es el combustible bunker, el NC no es conocido directamente, entonces para la simulación del atraso de ignición puede ser substituido por el CII según ESPAFADOR et al. (2009), o por el ECN .

El coeficiente 618840 de la Ecuación (3.25) puede ser modificado utilizando valores entre 618840 y 1310000 (AGHAV et al., 2008).

Ecuación de Watson (LAKSHMINARAYANAN et al., 2009):

$$\tau_{AI} (ms) = 3.45 * p_c^{-1.02} * e^{\left(\frac{E_a}{R * T_c}\right)} \quad (3.26)$$

donde p_c e T_c son la presión y la temperatura en el interior del cilindro que serán obtenidas por las siguientes ecuaciones (LAKSHMINARAYANAN et al., 2009):

$$T_c = T_1 * \varepsilon_{ef}^{c-1} \quad (3.27)$$

$$p_c = p_1 * \varepsilon_{ef}^c \quad (3.28)$$

$$\varepsilon_{ef} = \frac{V_d}{V_{SOI}} \quad (3.29)$$

$$c = 1.4 - \frac{0.4}{1.1 * S_p + 1} \quad (3.30)$$

donde ε_{ef} es la razón de compresión efectiva, p_1 es la presión en la admisión, T_1 es la temperatura en admisión, c es la constante politrópica, V_d es la cilindrada y V_{SOI} es el volumen no inicio da inyección.

Ecuación de Assanis (ASSANIS et al., 1999):

$$\tau_{AI}(ms) = 2.4 * \phi^{-0.2} * p_c^{-1.02} * e^{\left(\frac{Ea}{R*T_c}\right)} \quad (3.31)$$

donde ϕ es la razón de equivalencia.

Como el atraso de ignición esta en milisegundos, a través de una transformación de coordenadas puede ser expreso en grado de acuerdo a la siguiente correlación:

$$\tau_{AI}(\Delta\theta) = 0.006Rot * \tau_{AI}(ms) \quad (3.32)$$

Sabiéndose en que ángulo antes del PMS es hecha la inyección (θ_{ii}) y el valor del atraso de ignición en grados, se puede determinar el ángulo del inicio de la combustión (θ_{ic}):

$$\theta_{ic} = \theta_{ii} + \tau_{AI}(\Delta\theta) \quad (3.33)$$

3.3.3 Liberación de calor por la quema del combustible

La cantidad de calor liberado por la quema del combustible (Q_{comb}) se puede obtener de la siguiente forma:

$$Q_{comb} = m_{comb} \cdot PCI \quad (3.34)$$

donde m_{comb} es la masa del combustible admitido en el cilindro por ciclo (en Kg), y PCI es el Poder Calorífico Inferior del combustible (en J/Kg).

Otra forma de obtener el Q_{comb} es a través del calor de la combustión (JAMES, 2006), así como se puede observar en la siguiente ecuación:

$$Q_{comb} = m_{comb} \cdot Q \quad (3.35)$$

donde Q es el calor de la combustión(cal/g), y se puede obtener de la siguiente forma:

$$Q = 12400 - 2100d^2 \quad (3.36)$$

donde $d(\text{g/cm}^3)$ es la masa específica a $60^\circ\text{F}(15.6^\circ\text{C})$.

El Q_{comb} también puede ser obtenido en función de la energía específica neta (ISO 8217, 2010), así como se puede observar en la siguiente ecuación:

$$Q_{\text{comb}} = m_{\text{comb}} \cdot Q_{\text{Rnp}} \quad (3.37)$$

donde Q_{Rnp} es la energía específica neta (en MJ/Kg), y puede ser obtenida de la siguiente forma:

$$Q_{\text{Rnp}} = (46.704 - 8.802 * \rho_{15}^2 * 10^{-6} + 3.167 * \rho_{15} * 10^{-3}) [1 - 0.01 * (\omega_w + \omega_a + \omega_s)] + 0.0942 * \omega_s - 0.02449 * \omega_w \quad (3.38)$$

donde ρ_{15} es la masa específica a 15°C (Kg/m^3), ω_w es el contenido de agua (porcentaje en masa), ω_a es el contenido de ceniza (porcentaje en masa) e ω_s es el contenido de azufre (porcentaje en masa).

La tasa de liberación de calor por la quema del combustible está en función de la razón de quema del combustible, y podrá ser escrita como:

$$\frac{\delta Q_{\text{comb}}}{\delta \theta} = Q_{\text{comb}} \cdot \frac{dx}{d\theta} \quad (3.39)$$

donde $dx/d\theta$ es la razón de quema del combustible y x es la fracción del combustible quemado.

La fracción de combustible quemado (x) es la razón entre el combustible quemado hasta el momento y el combustible total utilizado en el ciclo, por lo tanto la variación de x es de 0 a 1.

Muchas veces la distinción entre los periodos pre-mezclados y difusivo de la combustión no es tan obvia. Surge entonces la necesidad de algún criterio para separar las parcelas pre-mezclada y difusiva de la combustión, expresas en curvas experimentales de la razón aparente de quema. Basándose en la teoría de las reacciones en cadena propuesta por Semenov, la cual explica la combustión de mezclas homogéneas, Wiebe dedujo una expresión semi-empírica para la razón de liberación de energía, sugiriendo que ella fuese aplicada en motores diesel. En la deducción de esta expresión Wiebe admitió que la razón de combustión es proporcional a la velocidad de la formación de radicales activos, y que la razón de la generación de estos radicales es proporcional a la duración de la combustión elevada a un exponente a ser determinado. La función propuesta por Wiebe está dado por (BUENO, 2003, SOUZA, 2009):

$$x(\theta) = 1 - e^{-a_c \left(\frac{\theta - \theta_{ic}}{\Delta\theta_c} \right)^{m+1}} \quad (3.40)$$

donde $\Delta\theta_c$ es la duración total de la combustión, m es el factor de forma de la cámara, que condiciona la rapidez de la combustión, a_c es un parámetro de eficiencia de la combustión.

La formula de Wiebe expresa formalmente la cinética de la combustión en mezclas homogéneas combustible-aire, por eso ella debe ser aplicada apenas a motores con formación de la mezcla en el colector de admisión. De esta manera, ella es incapaz de representar la quema en dos periodos en los motores diesel.

Debido que una única función de Wiebe no puede predecir la razón de liberación de calor en motores diesel, Watson y coautores propusieron la utilización de dos funciones, una representado el periodo de la combustión pre-mezclada y otra el periodo de la combustión difusiva. Las curvas de liberación de energía presentadas para estos autores, calculadas a partir de diagramas experimentales de presión, fueron muy bien representadas por dos funciones de Wiebe.

La fracción de combustible quemado se puede representar de la siguiente forma (BUENO, 2003, SOUZA JUNIOR, 2009):

$$x(\theta) = 1 - \left(x_p \cdot e^{-a_c \left(\frac{\theta - \theta_{ic}}{\Delta\theta_p} \right)^{m_p + 1}} + x_d \cdot e^{-a_c \left(\frac{\theta - \theta_{ic}}{\Delta\theta_d} \right)^{m_d + 1}} \right) \quad (3.41)$$

donde:

x_p : fracción de combustible quemado en la fase da combustión pre-mezclada (combustión rápida);

x_d : fracción de combustible quemado en la fase de combustión difusiva (combustión controlada).

Nota-se que $x_p + x_d = 1$;

$\Delta\theta_p$: duración de la combustión pre-mezclada;

$\Delta\theta_d$: duración de la combustión difusiva;

m_p : factor de forma de la cámara para la fase de la combustión pre-mezclada;

y

m_d : factor de forma de la cámara para la fase de la combustión difusiva.

En el trabajo de Miyamoto, se puede encontrar que después de analizar los diagramas experimentales en el interior del cilindro en motores de ignición por compresión, se encontraron valores de 3 y 1 para m_p y m_d respectivamente, 10° y 90° para $\Delta\theta_p$ y $\Delta\theta_d$ respectivamente, 4.605 para a y 0.25 para x_p . Estos valores serán usados como estimativa inicial, ya que para tener seguridad que son correctos se tiene que hacer una comparación entre las curvas de calor liberado por el combustible obtenido en la parte experimental y en la simulación (SOUZA JUNIOR, 2009).

Segundo Watson, la fracción de combustible quemado usando funciones algebraicas se puede representar de la siguiente forma (KANNAN et al., 2009):

$$\beta_c = 1 - \frac{a\phi^b}{\tau_{AI}^c} \quad (3.42)$$

donde a , b , c son constantes que se encuentran en los siguientes rangos: $0.8 < a < 0.95$, $0.25 < b < 0.45$ y $0.025 < c < 0.5$.

La función de la combustión pre-mezclada es (KANNAN et al., 2009):

$$f_1 = 1 - (1 - X^{k_1})^{k_2} \quad (3.43)$$

La función de la combustión contralada es (KANNAN et al., 2009):

$$f_2 = 1 - \exp(-k_3 X^{k_4}) \quad (3.44)$$

donde:

$$X = \frac{\theta - \theta_{ic}}{\Delta\theta_c}$$

$$k_1 = 2 + 1.25 * 10^{-8} (\tau_{AI} * Rot)^{2.4}$$

$$k_2 = 5000$$

$$k_3 = \frac{14.2}{\phi^{0.644}}$$

$$k_4 = 0.79 * k_3^{0.25}$$

Entonces la fracción para el cálculo de la fracción de combustible quemado utilizado en la simulación es la siguiente:

$$x(\theta) = 1 - \left(\beta_c . e^{-a_c \left(\frac{\theta - \theta_{ic}}{\Delta\theta_p} \right)^{m_p + 1}} + (1 - \beta_c) . e^{-a_c \left(\frac{\theta - \theta_{ic}}{\Delta\theta_d} \right)^{m_d + 1}} \right) \quad (3.46)$$

La ecuación (3.46) fue obtenida a partir de las correlaciones utilizadas por Miyamoto (SOUZA JUNIOR, 2009) y por Watson (KANNAN et al., 2009).

3.3.4 Coefficiente de transferencia de calor

La correlación de Hohenberg para el coeficiente de transferencia de calor (h) instantáneo considera verdaderamente las condiciones actuales en un motor de inyección directa. Esta correlación está basada en extensas experiencias hechas en motores diesel de inyección directa y es estimada utilizando la siguiente ecuación (LAKSHMINARAYANAN et al., 2009):

$$h = 130 * p^{0.8} * (S_p + 1.4)^{0.8} * V^{-0.06} * T^{-0.4} \quad (3.47)$$

donde p es la presión (KPa), V es el volumen (m^3), T es la temperatura (K) y S_p es la velocidad media del pistón (m/s).

Otras correlaciones que pueden también ser usadas, serán listadas a seguir:

Correlación de Woschni (HEYWOOD, 1988):

$$h(\theta) = 3,26.D^{-0,2} p^{0.8} T^{-0.55} v_g^{0.8} \quad (3.48)$$

donde D é o diámetro del cilindro (m), p es la presión (KPa), T es la temperatura e v_g es la velocidad do gas admitido en la cámara (m/s), y esta dado por la siguiente ecuación:

$$v_g = 2.28S_p + 0.00324(p - p_0)V_d \frac{T_1}{p_1V_1} \quad (3.49)$$

donde p_0 es la presión en el interior de la cámara en la compresión sin ocurrencia de combustión, V_d es la cilindrada y T_1 , p_1 e V_1 son la temperatura, presión y volumen en el ángulo donde cierra la válvula de admisión.

Correlación de Eichelberg (SHUDO et al., 2002):

$$h(\theta) = 2.43 * S_p^{0.33} * (p * T)^{0.5} \quad (3.50)$$

donde S_p es la velocidad media del pistón (m/s), p es la presión (bar) e T es la temperatura (K).

3.3.5 Razón de calores específicos

El γ puede ser expresado como función apenas de c_p y de la constante del gas (R) (HEYWOOD, 1988).

$$\gamma = \frac{c_p}{c_p - R} \quad (3.51)$$

El c_p puede ser expresado como un polinomio que depende únicamente de la temperatura (HEYWOOD, 1988, DA SILVA, 1992).

LANZAFAME et al. (2003) presenta una nueva propuesta para el cálculo de c_p , a través del uso de un único modelo de ecuación del polinomio de 5º grado, logarítmico, con validez para temperaturas superiores a 4000K, pues son temperaturas que pueden ocurrir en motores de combustión interna:

$$\bar{c}_p(T) = a_0 + a_1(\ln T) + a_2(\ln T)^2 + a_3(\ln T)^3 + a_4(\ln T)^4 + a_5(\ln T)^5 \quad (3.52)$$

Los coeficientes a_i de la publicación de LANZAFAME et al. (2003) para el CO_2 , H_2O , O_2 , N_2 , CO y NO serán usados en este trabajo. La tabla a seguir muestra los valores de los coeficientes a_i .

Tabla 3.1 – Coeficientes para el cálculo del \bar{c}_p (J/mol K)

Especies	a_0	a_1	a_2	a_3	a_4	a_5
CO_2	-1412.36785	128846770	-452.81197	77.54809	-6.43522	0.20754
H_2O	-11780.76495	8490.52180	-2414.77575	339.33662	-23.54277	0.64541
O_2	10228.34260	-7184.92333	2010.86808	-279.69496	19.34823	-0.53257
N_2	-7513.36420	5708.38047	-1712.17390	254.29554	-18.69984	0.54497
CO	-2644.1160641	2118.612114474	-660.234117	101.081959	-7.603857	0.22518
NO	-2333.028363	1927.66396650	-615.337750	96.1500675	-7.362231	0.221486

O c_p del SO₂ fue establecido por la siguiente correlación (ANNAMALAI et al., 2001):

$$\frac{c_p(T)}{R} = 5.669 + 0.801 * 10^{-3} * T - 1.015 * 10^{-5} * T^{-2} \quad (3.53)$$

Se buscó mucho la correlación para el calor específico del combustible bunker en función de la temperatura. Sin embargo, SPEIGHT (2006) hizo muchas medidas de calores específicos para diversos tipos de hidrocarburos, pero los datos de la mayoría de los efectos pueden ser resumidos por la siguiente ecuación general:

$$C = \frac{1}{d(0.388 + 0.00045t)} \quad (3.54)$$

donde C (Cal/gr°C) es el calor específico a t (°F) y d es la masa específica a 60°F(15.6°C).

CAPITULO IV

SIMULACIÓN

4.1 ASPECTOS GENERALES

El programa de simulación fue desarrollado en el software WOLFRAM MATHEMATICA 7, ya que la ventaja de este software es que tiene sub-rutinas listas para la solución de ecuaciones diferenciales ordinarias, entre ellos, Runge Kutta de 4a orden y Adams. Además de eso, el software tiene una opción de selección de la mejor sub-rutina de forma automática, con esto se puede optimizar la solución de las ecuaciones diferenciales.

La simulación zero-dimensional será usada en este trabajo, ya que permite una descripción precisa de los fenómenos físicos (calor liberado durante la combustión y intercambio de calor entre los gases y la pared del cilindro) y posee una simplicidad matemática, permitiendo el gano de tiempo computacional (LANZAFAME et al., 2003). Por tratarse de una simulación zero-dimensional no será posible calcular todos los gases de salida en la combustión completa.

En el modelo usado en este trabajo será considerado que la razón entre los calores específicos (γ) es una función que depende de la temperatura y que hay

existencia de intercambio de calor entre la pared y los gases en el interior del cilindro, pues esto hace que el modelo sea más preciso.

La simulación será desarrollada para los procesos de compresión, combustión y expansión, o sea, desde que cierra la válvula de admisión hasta que abre la válvula de escape debido que en esos procesos ocurren los principales fenómenos relacionado al trabajo útil del motor. Otra consideración de esta simulación es que la cámara de combustión es considerada como un cilindro cerrado, o sea, no considera los flujos en masa de entrada de aire y combustible y los flujos másicos de la salida de los gases de escape.

La limitación de este modelo es que las informaciones de atraso de ignición y la fracción de combustible quemado son obtenidas a través de ecuaciones empíricas.

Como este trabajo usa un modelo zero-dimensional se presentará las siguientes hipótesis (HEYWOOD, 1980, HEYWOOD, 1988, KANNAN et al., 2009):

- Efectos de turbulencia no son considerados;
- Eficiencia de combustión considerado como 99%;
- Mezcla aire-combustible y gases de escape se comportan como un gas ideal;
- Presión es uniforme en todo el cilindro;
- Temperatura es uniforme en todo el cilindro.

4.2 ECUACIONES DE LA COMBUSTIÓN

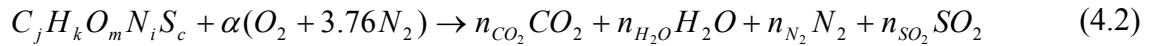
En la simulación de los dos combustibles (destilado y bunker) será utilizado sus combustibles equivalentes que será denotado por $C_jH_kO_mN_iS_c$, donde C , H , O , N y S son átomos de carbono, hidrogeno, oxígeno, nitrógeno y azufre respectivamente, y j , k , m , i y c son las cantidades de cada átomo presentes en la formula química del combustible equivalente. Estos últimos serán obtenidos de los porcentajes de los átomos de C , H , O , N y S de los combustibles, así como se puede observar a continuación:

$$\begin{aligned}
 j &= \frac{\%C}{12} \\
 k &= \frac{\%H}{1} \\
 m &= \frac{\%O}{16} \\
 i &= \frac{\%N}{14} \\
 c &= \frac{\%S}{32}
 \end{aligned}
 \tag{4.1}$$

En la simulación de la combustión de dos combustibles, el combustible (destilado o bunker) y el aire (21% de O_2 y 79% de N_2) serán los reactantes y los productos serán: dióxido de carbono (CO_2), agua (H_2O), oxígeno (O_2), nitrógeno (N_2), óxidos de nitrógeno ($NO+NO_2$), monóxido de carbono (CO), dióxido de azufre (SO_2) y hidrocarburos (HC). Estos productos no serán obtenidos con exactitud debido a que el modelo usado es zero-dimensiona, además de esto no serán considerados el CO y NO_x en los productos.

4.2.1 Combustión completa

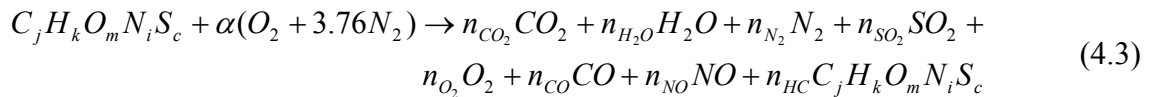
La combustión completa del combustible equivalente puede ser escrita de la siguiente forma:



Con los valores de j, k, m, i y c obtenidos de la Ecuación (4.1) y haciéndose los balances atómicos de C, H, O, N y S, el número de moles de aire (α) necesario para la combustión completa será obtenido.

4.2.2 Combustión incompleta

Para la combustión incompleta de este trabajo se optó por trabajar con 6 productos de la combustión, siendo los cuatro primeros los productos presentes en la combustión completa (CO_2 , H_2O , N_2 y SO_2) y dos productos más: oxígeno (O_2) e hidrocarburos ($C_j H_k O_m N_i S_c$). Siendo así, la ecuación de la combustión completa será de la siguiente forma:



Haciéndose nuevamente el balance atómico para C, H, O, N y S, se obtiene cinco ecuaciones. El valor de α , obtenido en la combustión completa, y λ , es conocido sabiéndose el consumo de combustible y la masa de aire admitida por ciclo. Siendo así, solo falta conocer los números de moles de los productos que son seis, pero en este trabajo será considerado n_{HC}

igual a cero ya que la simulación está basada en un modelo zero-dimensional. Con esta ultima consideración podrá se obtenido el número de moles de los productos, ya que se tiene cinco ecuaciones del balance químico con cinco variables que son los productos.

Conociendo los números de moles de los productos podrá ser obtenido los valores de los γ 's equivalentes de los reactantes y de los productos variando con la temperatura.

4.3 RAZÓN DE CALORES ESPECÍFICOS DE LOS REACTANTES Y LOS PRODUCTOS

La razón de los calores específicos es calculada como función de c_p , de acuerdo con la Ecuación (3.17):

$$\gamma = \frac{c_p}{c_p - R} \quad (4.8)$$

La razón de los calores específicos de una mezcla puede ser calculada conforme la siguiente relación (HEYWOOD, 1988, SOUZA, 2009):

$$\gamma = \frac{1}{n_t} \sum_i n_i \gamma_i \quad (4.9)$$

A partir de esta última ecuación se puede obtener la razón de calores específicos para los reactantes (γ_r) y también para los productos (γ_p), donde n_t es el número total de moles en la mezcla, n_i es el número de cada componente y γ_i es la relación entre los calores específicos de cada componente.

En la simulación fue considerada que los reactantes se transforman en productos de forma lineal. Como x representa la fracción de la mezcla de los reactantes que fue quemada en la combustión, así la ecuación para la razón de calores específicos equivalente (γ_{eq}) para los reactantes y productos es obtenida de la siguiente forma (SOUZA JUNIOR, 2009):

$$\gamma_{eq} = (1 - x) \cdot \gamma_r + x \cdot \gamma_p \quad (4.10)$$

4.4 DADOS DE ENTRADA

4.4.1 Informaciones del motor

- Diámetro del cilindro (D);
- Relación biela-manivela (BM);
- Curso del Pistón (S);
- Relación de Compresión (r);
- Ángulo donde cierra la válvula de admisión (θ_{fv}); y
- Ángulo donde abre la válvula de descarga (θ_{av}).

4.4.2 Datos iniciales y de operación del motor

- Presión en el momento que cierra la válvula de admisión (P_1);
- Temperatura en el momento que cierra la válvula de admisión (T_1);
- Rotación del Motor (Rot);
- Ángulo de inicio de la inyección de combustible (θ_{ii});
- Temperatura media de la pared del cilindro (T_p);
- Consumo de combustible (\dot{m}_{comb}).

4.4.3 Datos de la combustión

- Duración de la combustión pre-mezclada ($\Delta\theta_p$);
- Duración de la combustión difusiva ($\Delta\theta_d$);
- Relación de equivalencia combustible-aire (ϕ);

4.4.4 Datos de los reactantes y productos de la combustión

- Los calores específicos a presión constante en función de la temperatura de las especies químicas consideradas.

4.4.5 Datos de los combustibles

- Porcentajes de C, H, O, N y S contenidos en el combustible (%C, %H, %O, %N e %S);
- Viscosidad (ν_k);
- Masa específica (d).

4.5 PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO

1. Introducción de los datos de entrada. En el combustible destilado marino el NC es igual a 48.3 y en el combustible pesado el ECN estimado en el FIA es igual a 13.5.

2. El programa de simulación determina el atraso de ignición utilizando la ecuación de Assanis (Ecuación 3.31).

3. Determinación de la función dupla de Wiebe utilizando la correlación modificada de Miyamoto por Watson (Ecuación 3.46).

4. Cálculo del número de moles del aire en la combustión completa, para luego calcular los números de moles de los reactantes y de los productos en la combustión incompleta.

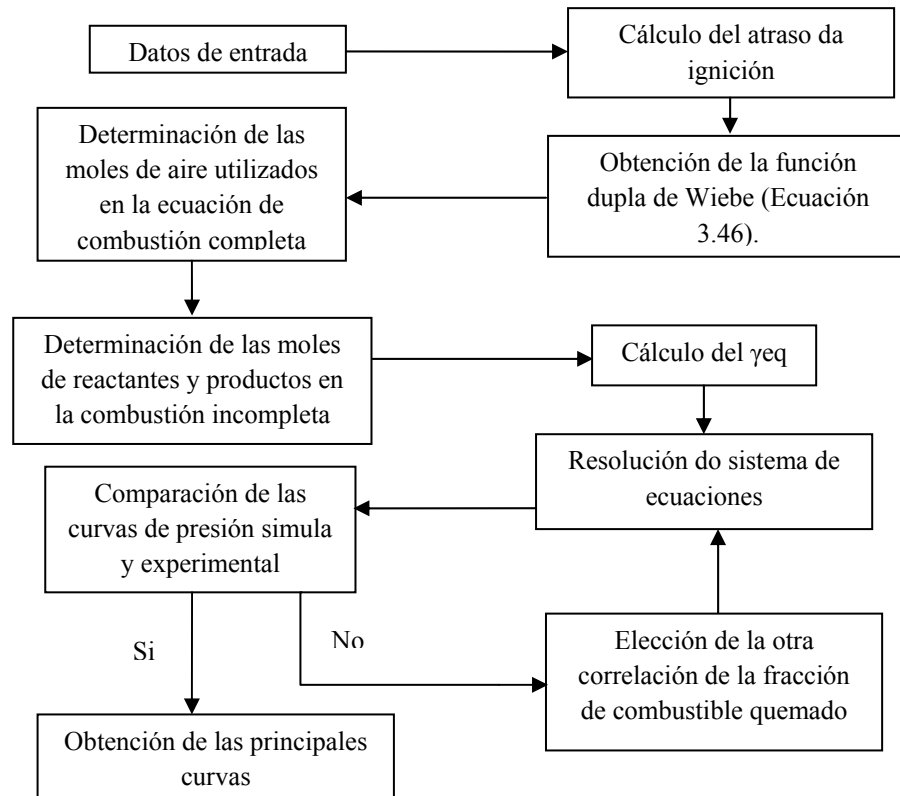
5. Obtención de la razón de calores específicos equivalentes.

6. Resolución del sistema de ecuaciones utilizando el programa de simulación termodinámica. La primera parte de la resolución del sistema de ecuaciones será referente al proceso de la compresión utilizando un proceso politropico y la segunda parte será de los procesos de combustión y expansión utilizando la función NDSolve de WOLFRAM MATHEMATICA 7 con selección de método de resolución automático.

7. Después de la solución de la ecuaciones diferenciales utilizando el programa de simulación termodinámica, la curva de presión obtenida en la simulación será comparada con la curva de presión experimental. Si las dos curvas fuesen bien diferentes entonces debe ser utilizada la otra correlación de la fracción de combustible quemado. Con la elección de la correlación correcta de la fracción de combustible quemado, las curvas de presión (simulada y experimental) serán ajustadas.

8. Con las curvas de presión simulada y experimental ajustadas podrán obtenerse las curvas de temperatura y presión en el interior del cilindro, trabajo indicado, liberación de calor por el combustible y pérdidas por transferencia de calor utilizando el programa de simulación termodinámica.

4.6 FLUJO GRAMA DEL PROGRAMA



4.7 CÁLCULO DE LOS PARÁMETROS DE DESEMPEÑO DEL MOTOR

En este trabajo los parámetros de desempeño del motor serán calculados solamente en el interior del cilindro debido a que la eficiencia mecánica del motor no será calculada. Entonces los parámetros de desempeño del motor son: trabajo

indicado, presión media indicada, potencia indicada, torque indicado y el rendimiento indicado.

4.7.1 Trabajo indicado

Como el programa solo es válido para el ciclo en que volumen de control se encuentra cerrado, el trabajo indicado (W_i) realizado por el motor y calculado de la siguiente forma (HEYWOOD, 1988, SOUZA JUNIOR, 2009):

$$W_i = \int_{\theta_{fv}}^{\theta_{av}} P(\theta) dV \quad (4.11)$$

donde θ_{fv} y θ_{av} son, respectivamente, los ángulos donde cierra la válvula de admisión y donde abre la válvula de descarga.

4.7.2 Presión media indicada

La presión media indicada esta dado por la siguiente expresión (HEYWOOD, 1988, SOUZA JUNIOR, 2009):

$$pmi = \frac{W_i}{V_d} \quad (4.12)$$

donde V_d es la Cilindrada.

4.7.3 Potencia indicada

La potencia indicada es aquella que ocurre en el interior del cilindro, y está dada por la siguiente expresión (HEYWOOD, 1988, SOUZA JUNIOR, 2009):

$$Pot_i = \frac{Pmi.V_d.Rot}{120} = \frac{W_i.Rot}{120} \quad (4.13)$$

donde Rot es la rotación del motor (RPM).

4.7.4 Rendimiento indicado

Es el cociente entre el trabajo indicado y la energía producida por la quema del combustible (HEYWOOD, 1988, SOUZA JUNIOR, 2009).

$$\eta_i = \frac{Pot_i}{\dot{m}_{comb}.PCI} \quad (4.14)$$

donde \dot{m}_{comb} es el flujo de la masa del combustible y PCI es el Poder Calorífico Inferior del combustible.

4.7.5 Consumo específico del combustible (CEC)

Es definido como la cantidad de combustible necesaria para producir una determinada potencia efectiva durante cierto intervalo de tiempo (HEYWOOD, 1988, SOUZA JUNIOR, 2009).

$$CEC = \frac{\dot{m}_{comb}}{Pot_e} \quad (4.15)$$

donde \dot{m}_{comb} es el flujo de la masa de combustible y Pot_e es la potencia efectiva en el eje del motor.

CAPITULO III

PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL

5.1 COMBUSTIBLES UTILIZADOS

Los combustibles utilizados en las pruebas en el motor son: el combustible destilado marino y el combustible bunker (combustible residual marino).

5.1.1 Combustible destilado marino

El combustible destilado marino usado en este trabajo tiene la siguiente composición química: 79.4% de carbono, 12.4% de hidrogeno, 0.3% de oxigeno, 0.3% de nitrógeno y 0.3% de azufre. El número de cetano de este combustible es 48.3.

5.1.2 Combustible pesado

El combustible pesado usado en este trabajo tiene la siguiente composición química: 88.8% de carbono, 11.1% de hidrogeno, 0.% de oxigeno, 0.7% de nitrógeno y 0.8% de azufre. El PCI de este combustible pesado es de 9.808 Kcal/Kg (41.06 MJ/Kg) y la energía específica neta (ISO 8217, 2010) es de 9.783 Kcal/Kg (40.96 MJ/Kg).

5.2 MOTOR UTILIZADO

Las pruebas fueron hechas en un motor MAN de inyección directa de cinco cilindros.



Figura 5.1: Motor MAN

La Tabla 5.1 presenta las especificaciones del motor.

Tabla 5.1 – Especificaciones del motor MAN

Tipo de motor	L16/24
Marca	MAN
Número de ciclos	4 tiempos
Relación de compresión	15.2:1
Tipo de Inyección	Directa
Número de cilindros	5
Velocidad del Motor	1200 RPM
Potencia del Motor	500 KW
Diámetro del cilindro	160 mm
Curso do pistón	240 mm
Largo de la biela	690 mm
Relación Biela manivela	5.75
Ángulo da inyección	-8° (8° antes del PMS)
Ángulo donde cierra la válvula de admisión	-136° (118° antes del PMS)
Ángulo de abertura de la válvula de descarga	140°

Las Figuras 5.2, 5.3 y 5.4 representan el perfil de operación del motor:

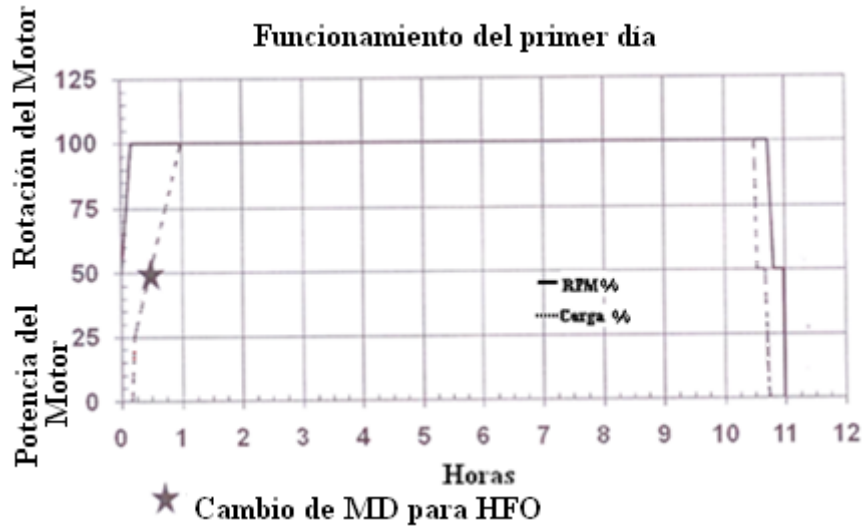


Figura 5.2: Perfil de operación del motor en el primer día

La figura 5.2 muestra que para utilizar el combustible bunker en el motor, primero debe ser prendido el motor utilizando combustible destilado y cuando la potencia de operación es de 50% ya puede ser cambiado para combustible bunker. Este procedimiento es hecho solo si el motor estuvo varios días sin operar. El motor no puede ser prendido utilizando combustible bunker ya que para usar este combustible el motor tiene que ser pre-calentado.

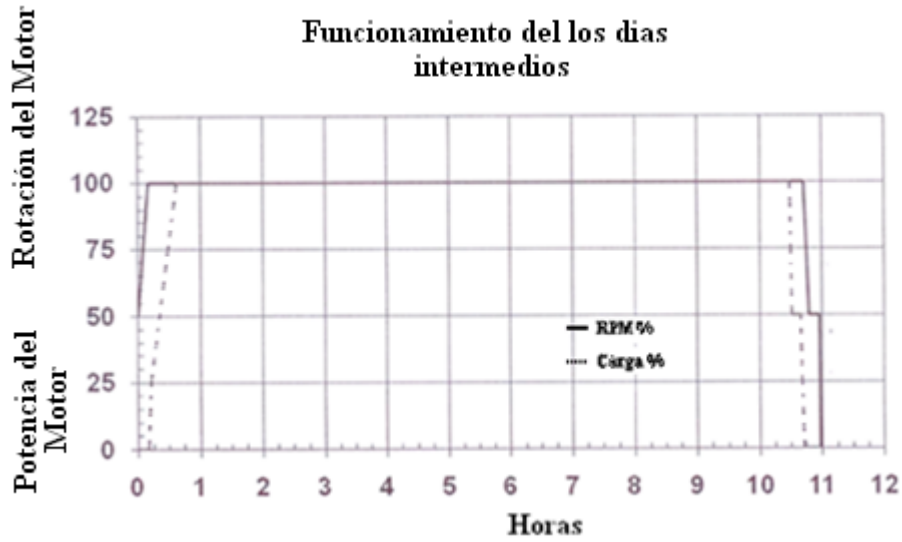


Figura 5.3: Funcionamiento del motor en días intermedios

La Figura 5.3 muestra que cuando el motor funciona durante días continuos, este puede ser prendido y apagado utilizando HFO.



La figura 5.4 muestra que para apagar el motor con la finalidad de dejarlo sin funcionamiento por varios días, el combustible bunker debe ser cambiado para combustible diesel. Este cambio debe ser hecho cuando la potencia de operación del

motor sea de 50%. El cambio para combustible diesel es importante ya que si fuese utilizado el combustible bunker, este puede traer ocasionar problemas al motor si fuese prendido después de varios días debido a que este combustible solo puede ser utilizado a temperaturas mayores que la temperatura ambiental.

5.2.1 Modulo base

Todos los sistemas importantes son equipados con sensores de temperatura y sensores de presión para la lectura local y remota. Los sensores para monitorear y alarma son conectados al modulo base. El modulo base está constituido por el modulo de operación, por el monitoreo de temperatura y presión y por el monitoreo de la temperatura de los gases de escape.



Figura 5.5: Modulo Base

5.3 INSTRUMENTACIÓN DE LA BANCO DE PRUEBAS

La computadora de la sala de control está conectado al modulo base del motor, mostrando las lecturas de los sensores de presión y temperatura que fueron colocados en el motor así como se puede observar en la Figura 5.6.

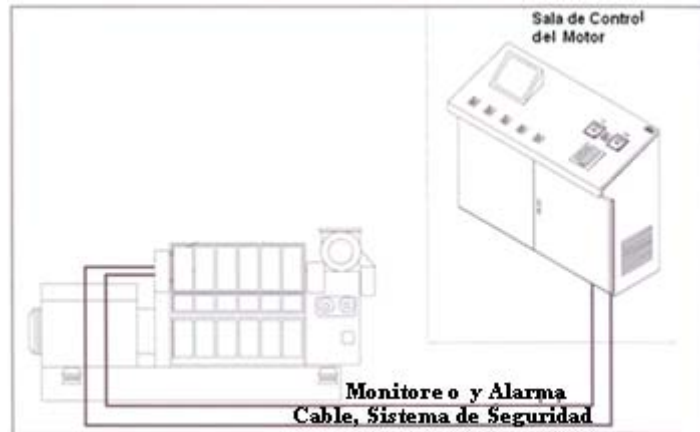


Figura 5.6: Banco de Pruebas.

La figura 5.7 muestra la pantalla del sistema INDI adquiriendo valores de presión en el interior del cilindro en función del ángulo del eje de manivelas.

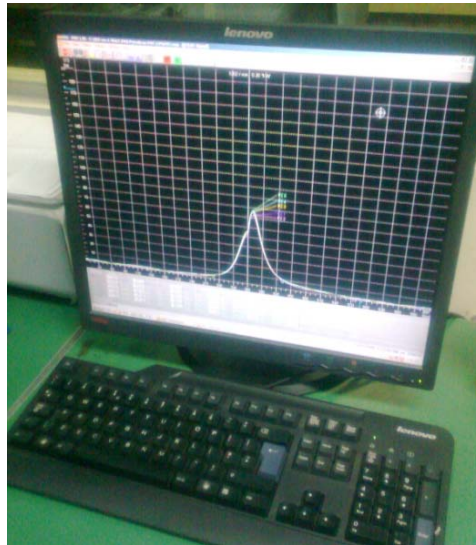


Figura 5.7: Sistema de Adquisición de datos mostrando la curva de presión en función del ángulo de eje de manivelas.

5.4 SENSORES DE PRESIÓN Y TEMPERATURA

Para medir la presión y temperatura en el interior del cilindro fue utilizando un sensor KISTLER tipo 6613CA.



Figura 5.8: Sensor de presión KISTLER

La Figura 5.9 muestra la perforación del cabezote donde será colocado el sensor de presión, pero el motor tiene una hueco por cilindro así como se puede observar en la Figura 5.10.

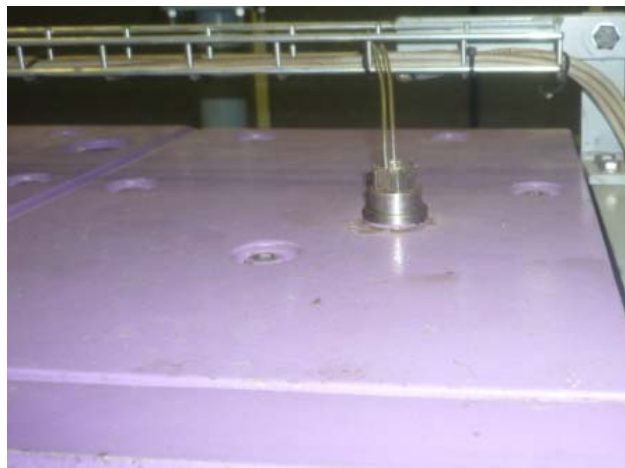


Figura 5.9: Perforación del cabezote para un cilindro.

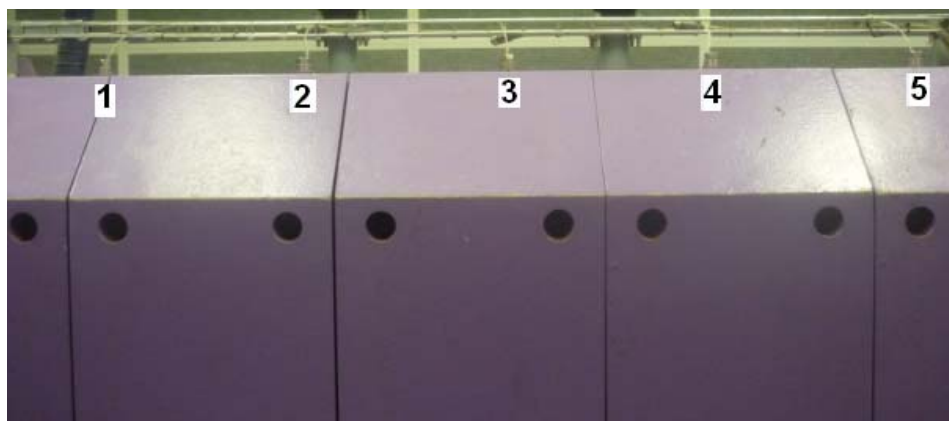


Figura 5.10: Perforación del cabezote para todos los cilindros

La presión en la salida del turbocompresor será medida utilizando el manómetro que se puede observar en la Figura 5.11.



Figura 5.11: Manómetro.

La figura 5.12 muestra el sensor de temperatura de aire de la salida del turbocompresor.



Figura 5.12: Sensor de temperatura.

5.5 MEDIDA DE LA MASA DE AIRE ADMITIDO

El consumo específico del aire del motor puede ser obtenido en el PROJECT GUIDE, MAN Diesel L16/24. Con este dato podemos obtener el flujo de aire (g/s) a través de la Ecuación (5.1).

$$m_{ar} = \frac{\dot{m}_{ar} * 0.001 * 60 * 2}{Rot} \quad (5.1)$$

5.6 MEDIDA DE LA MASA DEL COMBUSTIBLE UTILIZADO POR CICLO

El consumo específico del combustible del motor puede ser obtenido en el PROJECT GUIDE, MAN Diesel L16/24. Con este dato podemos obtener el flujo del combustible (g/s) a través de la Ecuación (5.2).

$$m_{comb} = \frac{\dot{m}_{comb} * 0.001 * 60 * 2}{Rot} \quad (5.2)$$

5.7 CÁLCULO DE INCERTEZAS DE MEDICIÓN UTILIZANDO PROCEDIMIENTO ISO GUM

El cálculo de la incerteza de medición es un importante parámetro para la definición del nivel de calidad de las medidas. La incerteza de los equipos será obtenida usando la siguiente formula (WOFGANG, 2002, PAULO, 2008):

$$\Delta = \pm t_{95} \sqrt{\sigma_y^2 + U_{A1}^2 + U_{A2}^2 + \dots + U_{An}^2} \quad (5.3)$$

donde Δ es la incerteza total de medición, t_{95} es el parámetro que proporciona el nivel de confianza, σ_y es la incerteza de origen estadística (repetitividad), U_{Ai} es la incerteza de origen no estadística, oriundo del procedimiento (resolución de instrumentación, incerteza padrón, errores de paralelismo, etc).

El valor del desvío padrón será calculada de la siguiente forma:

$$\sigma_y = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2}{n}} \quad (5.4)$$

donde y_i es la variable medida para el cálculo de incertezas, \bar{y} es la media aritmética de las medidas y n es la cantidad de veces en que la variable fue medida.

5.8 COEFICIENTE DE VARIACIÓN DE LA PRESIÓN MEDIA INDICADA

Una medida importante de las variaciones de los ciclos, derivada de la presión medida, es el coeficiente de variación de presión media indicada que es expresado usualmente en porcentaje. Este puede ser determinado de la siguiente forma (HEYWOOD, 1988):

$$CoV_{pmi} = \frac{\sigma_{pmi}}{pmi} * 100 \quad (5.5)$$

Valores de CoV_{pmi} superiores a 10% pueden ocasionar problemas en el motor (HEYWOOD, 1988):

CAPÍTULO VI

RESULTADOS

6.1 ASPECTOS GENERALES

En este trabajo serán presentados los ensayos experimentales realizados que duraron tres días utilizando combustible diesel y combustible pesado. También serán presentadas las curvas de presión en función del ángulo del eje de manivelas tanto de la parte experimental como de la parte de simulación. Las medidas también serán presentadas para cada combustible, para una velocidad constante de 1200 RPM.

6.2 RESULTADOS EXPERIMENTALES

6.2.1 Ensayos Utilizando Combustible Diesel

Tabla 6.1: Resultados de los ensayos del motor para combustible diesel

Porcentaje de la Potencia Máxima	p_{adm} (bar)	T_{adm} (°C)	T_{esc} (°C)	p_{mi} (bar)	$p_{m\acute{a}x}$ (bar)	Pot_{motor} (KW)	Pot_{gen} (KW)
25%	1.35	41	405	6.6	72.91	115	105
50%	1.88	40	483	11.36	105.5	238	228
75%	2.64	45	497	16.172	139.6	357	344

La Tabla 6.2 muestra las incertezas de medición para las variables medidas en la Tabla 6.1.

Tabla 6.2: Incertezas de medición para los ensayos utilizando combustible diesel

Porcentaje de la Potencia Máxima	Incerteza p_{adm} (bar)	Incerteza T_{adm} (°C)	Incerteza T_{esc} (°C)	Incerteza p_{mi} (bar)	Incerteza $p_{m\acute{a}x}$ (bar)	Incerteza $P_{ot_{gen}}$ (KW)
25%	0.01	0.477	3.1978	0.310	1.398	0.121
50%	0.016	0.477	1.622	0.442	2.331	1.733
75%	0.023	0.477	1.414	0.754	1.393	0.486

La Tabla 6.3 muestra los valores del coeficiente de variación de la presión media efectiva para el combustible diesel en las diferentes cargas de operación.

Tabla 6.3 – CoV de la p_{mi} para el combustible diesel

Porcentaje de la Potencia Máxima	CoV p_{mi} (%)
25%	1.48
50%	1.23
75%	1.48

6.2.2 Ensayos Utilizando Combustible Pesado

Tabela6.4 – Resultados de los ensayos del motor para el combustible pesado

Porcentaje de la Potencia Máxima	p_{adm} (bar)	T_{adm} (°C)	T_{esc} (°C)	p_{mi} (bar)	$p_{m\acute{a}x}$ (bar)	Pot_{motor} (KW)	Pot_{gen} (KW)
50%	2.1	44	500	11.47	99.41	238	228
75%	2.8	45	511	15.60	132.3	357	344

La Tabla 6.5 presenta las incertezas de medición para las siguientes medidas mostradas en la Tabla 6.4.

Tabla 6.5: Incertezas de medición para los ensayos utilizando combustible pesado

Porcentaje de la Potencia Máxima	Incerteza p_{adm} (bar)	Incerteza T_{adm} (°C)	Incerteza T_{esc} (°C)	Incerteza p_{mi} (bar)	Incerteza $p_{m\acute{a}x}$ (bar)	Incerteza Pot_{gen} (KW)
50%	0.017	0.568	1.414	0.459	0.347	2.381
75%	0.03	0.0477	1.414	0.887	1.638	0.412

La Tabla 6.6 muestra los valores del coeficiente de variación de la presión media efectiva para el combustible pesado en las diferentes cargas de operación.

Tabla 6.6 : CoV de la p_{mi} para el combustible pesado.

Porcentaje de la Potencia Máxima	CoV p_{mi} (%)
50%	1.26
75%	1.72

6.2.3 Curvas Experimentales De Presión

Son presentadas las curvas de presión en función del ángulo de eje de manivelas utilizando los dos combustibles para las diferentes potencias de operación. La Figura 6.1 solo muestra la curva para el combustible destilado marino, ya que, no es recomendable operar el motor a 25% de potencia utilizando combustible pesado.

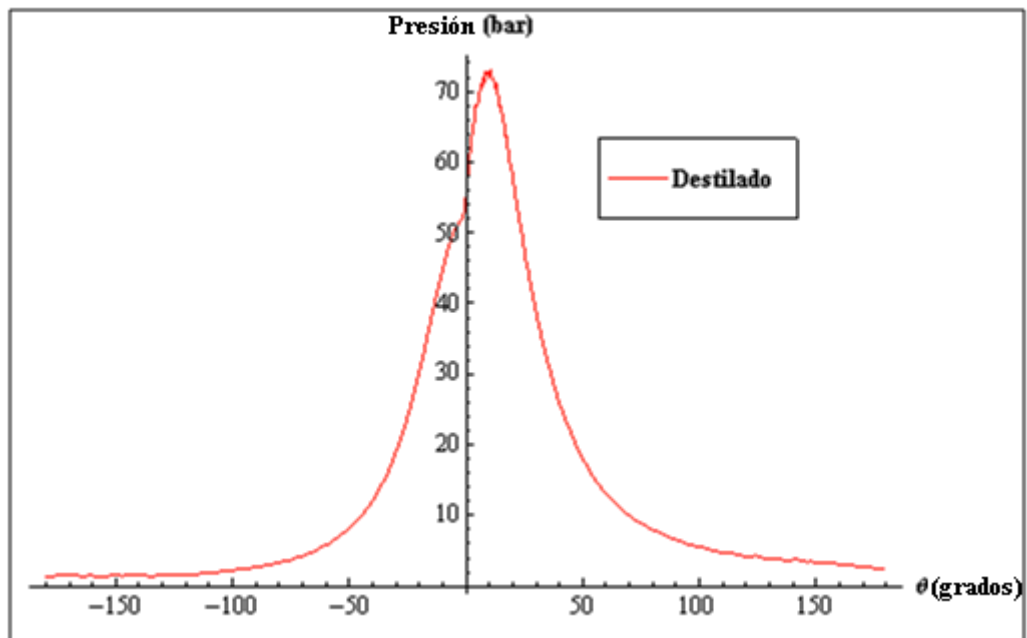


Figura 6.1: Curva experimental de la presión en función del eje de manivelas operando a 25% de la potencia con 1200 RPM utilizando combustible destilado marino.

Las figuras 6.2 y 6.3 presentan la comparación de las curvas de presión entre los dos combustibles utilizados en este trabajo.

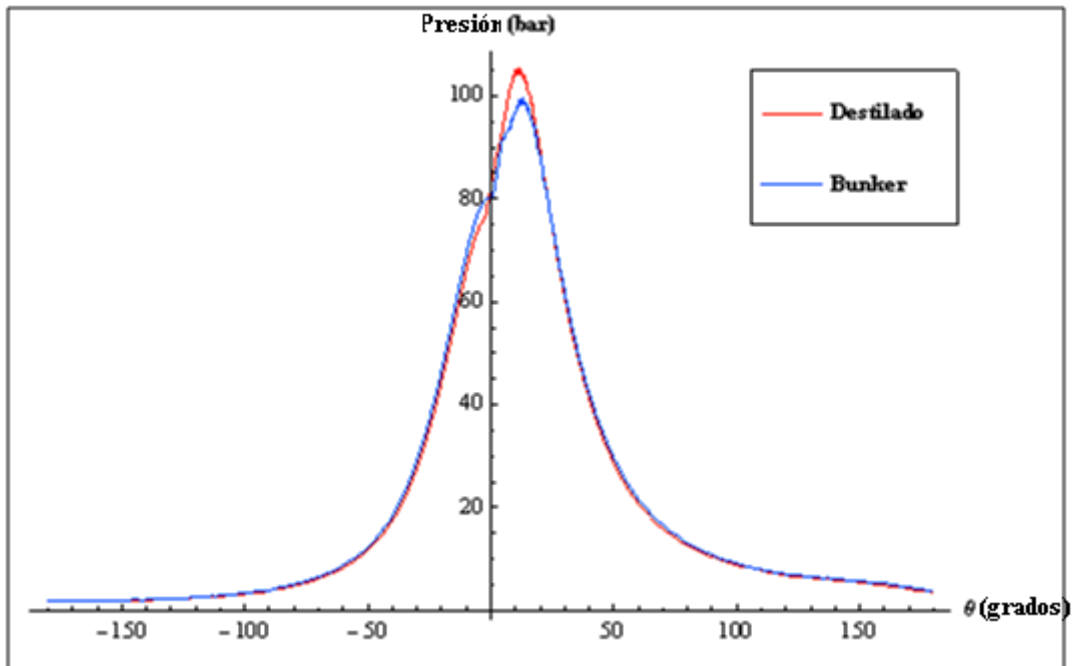


Figura 6.2: Curva experimental de presión en función del eje de manivelas operando a 50% de potencia con 1200 RPM utilizando los dos combustibles.

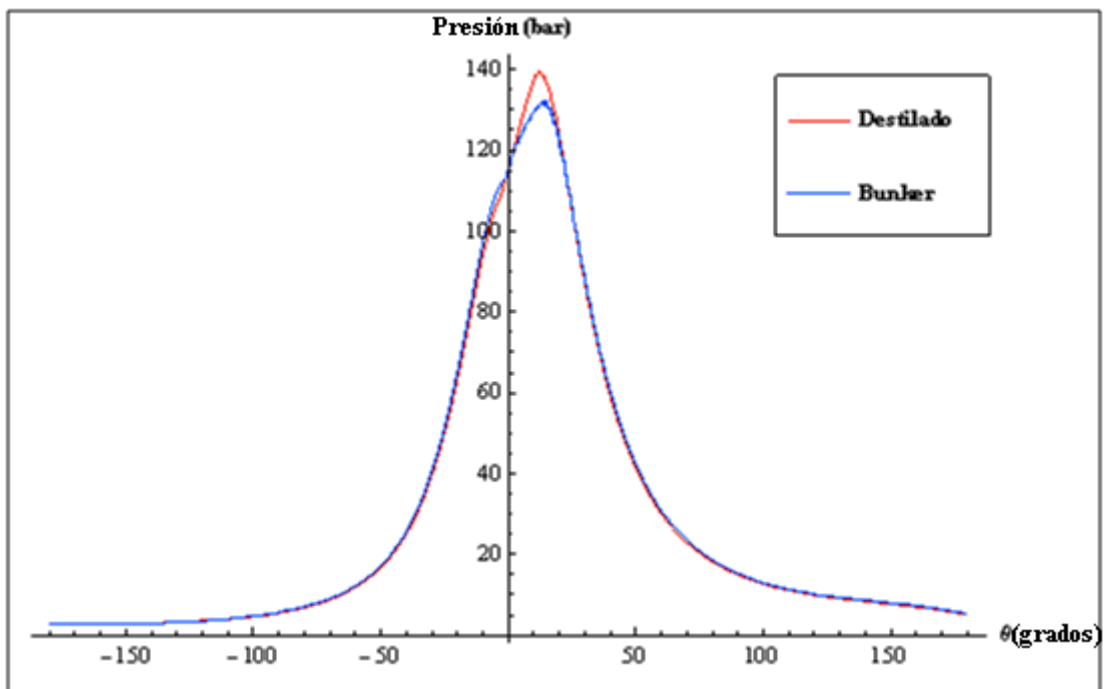


Figura 6.3: Curva experimental de la presión en función del eje de manivelas operando a 75% de potencia con 1200 RPM utilizando los dos combustibles.

En las Figuras 6.2 y 6.3 se puede observar que la presión de compresión del combustible bunker es mayor que el combustible destilado marino y que la presión máxima de combustión del combustible destilado marino es menor que el combustible bunker.

6.3 VALIDACIÓN DEL MODELO

Como fueron presentadas varias ecuaciones en el Capítulo 3 para el proceso de combustión se debe seleccionar aquellas que representen un comportamiento próximo de la que es mostrada en los resultados experimentales. Por tanto fue hecho la simulación utilizando las correlaciones de la fracción de combustible quemado de Watson (KANNAN et al., 2009) y de Miyamoto (SOUZA JUNIOR, 2009), para luego se comparado con la parte experimental utilizando combustible destilado marino operando a 25% de potencia, así como se puede observar en las Figuras 6.4 y 6.5:

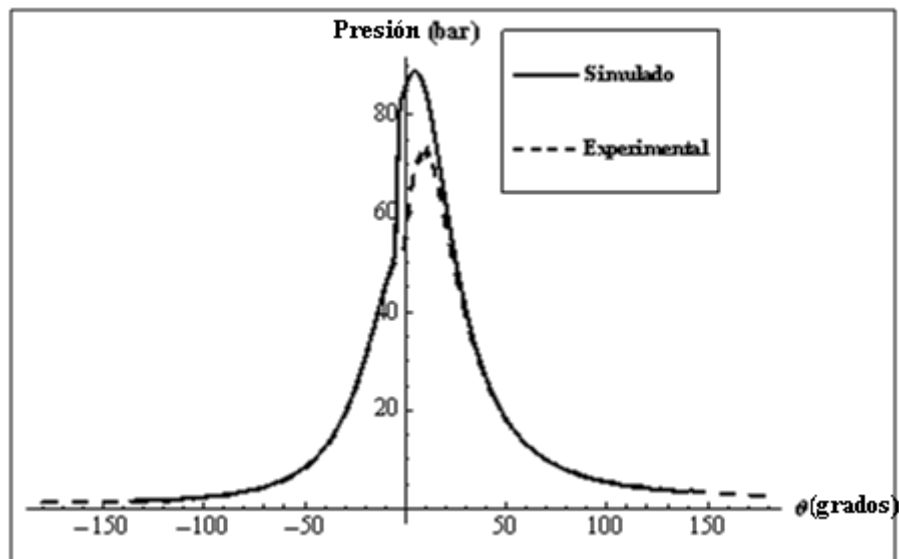


Figura 6.4: Curva de presión en función del eje de manivelas utilizando la correlación de Watson (KANNAN et al., 2009).

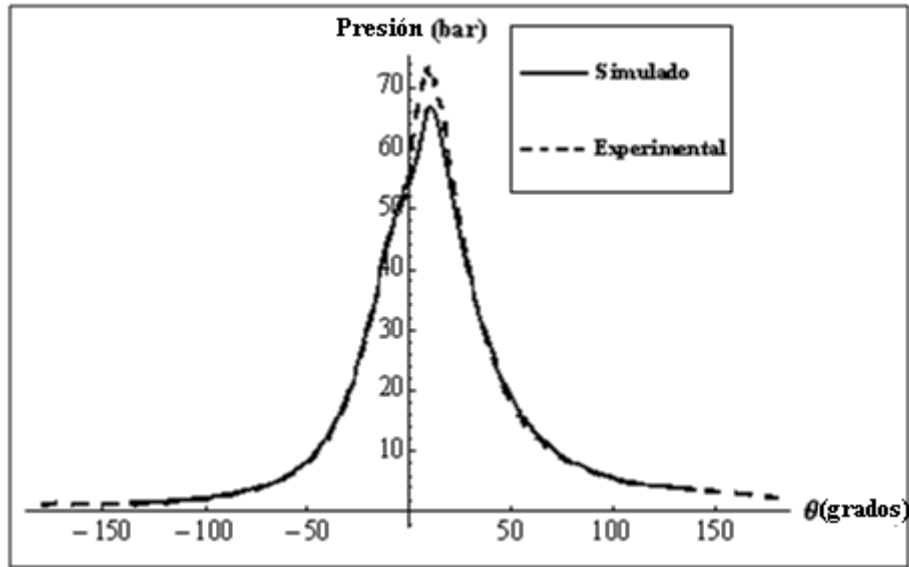


Figura 6.5: Curva de presión en función del eje de manivelas utilizando la correlación de Miyamoto (SOUZA JUNIOR, 2009)

Las Figuras 6.4 y 6.5 muestran que existe una diferencia entre los resultados simulados y experimentales utilizándose las correlaciones de Watson (KANNAN et al., 2009) y de Miyamoto (SOUZA JUNIOR, 2009). Se optó en modificar los parámetros de la ecuación de Miyamoto (SOUZA JUNIOR, 2009), a través de la Ecuación (3.46) para que los resultados simulados se aproximen de los experimentales. Las Figuras 6.6, 6.7, 6.8, 6.9 y 6.10 muestran que los resultados de la simulación quedaron más próximos a los experimentales utilizando la correlación de Miyamoto (SOUZA JUNIOR, 2009) modificada.

6.3.1 Comparación entre las curvas de presión para el combustible destilado marítimo

Las figuras 6.6, 6.7 y 6.8 muestran las comparaciones de las curvas de presión en función del ángulo del eje de manivelas, entre el simulado y el

experimental. La validación del combustible destilado marítimo fue hecha en las cargas de 25%, 50% y 75% de la potencia máxima con 1200 RPM.

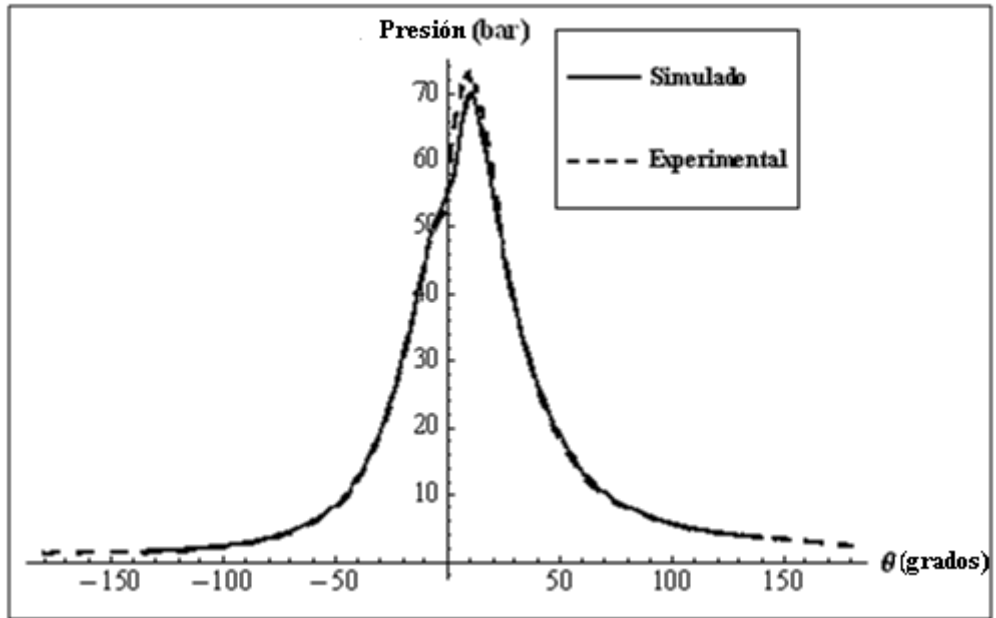


Figura 6.6: Curva de presión en función del eje de manivelas operando a 25% de potencia con 1200 RPM utilizando combustible destilado marino.

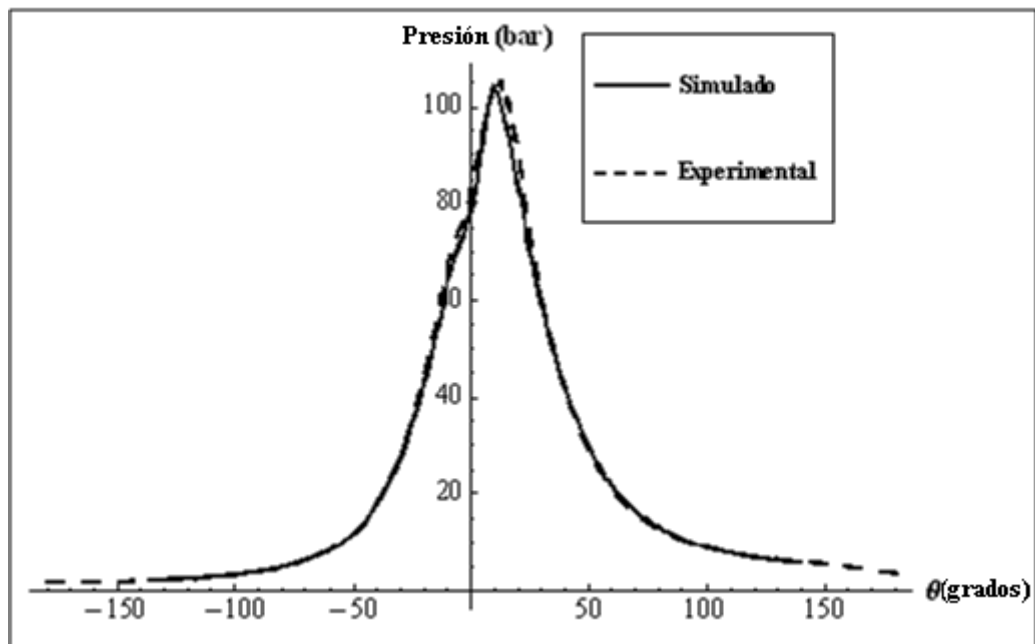


Figura 6.7: Curva de presión en función del eje de manivelas operando a 50% de potencia con 1200 RPM utilizando combustible destilado marino.

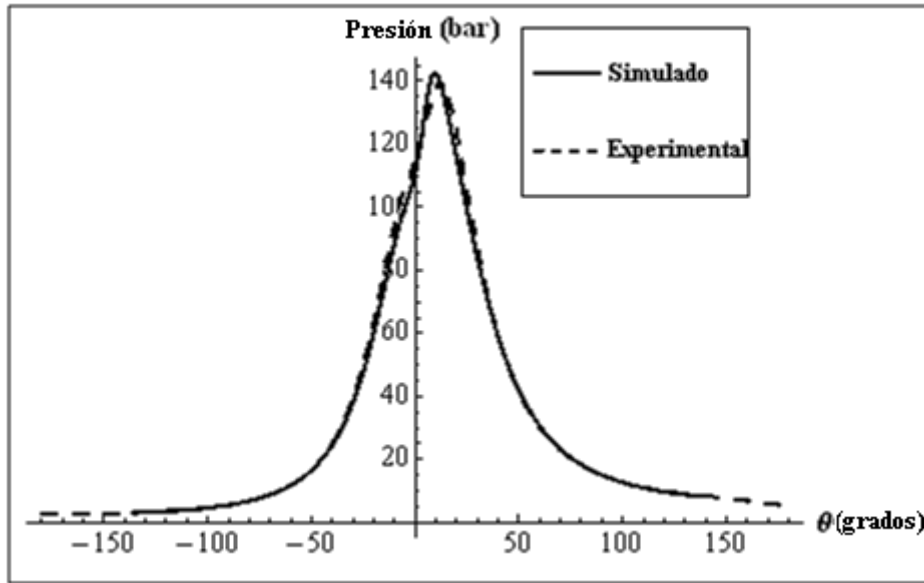


Figura 6.8: Curva de presión en función del eje de manivelas operando a 75% de potencia con 1200 RPM utilizando combustible destilado marino.

La Tabla 6.7 muestra la comparación entre los parámetros de desempeño de los resultados experimentales y simulados para el combustible destilado marino.

Tabla 6.7: Comparación de los parámetros de desempeño para el combustible destilado marino.

Potencia de op.	p_{\max} (bar)			p_{mi} (bar)			W_i (J)		
	Real	Sim.	%Erro	Real	Sim.	%Erro	Real	Sim.	%Erro
25%	72.91	69.9	4.13	6.6	6.58	0.3	3186	3179	0.21
50%	105.5	103.3	2.08	11.36	11.22	1.23	5481	5416	1.18
75%	139.6	142.73	-2.42	16.17	15.91	1.6	7802	7679	1.57

6.3.2 Comparación entre las curvas de presión para el combustible pesado

Las figuras 6.9 y 6.10 muestran las comparaciones de las curvas de presión en función del ángulo de eje de manivelas, entre el simulado y el

experimental. La validación del combustible pesado fue hecha en las cargas de 50% y 75% de la potencia máxima con 1200 RPM.

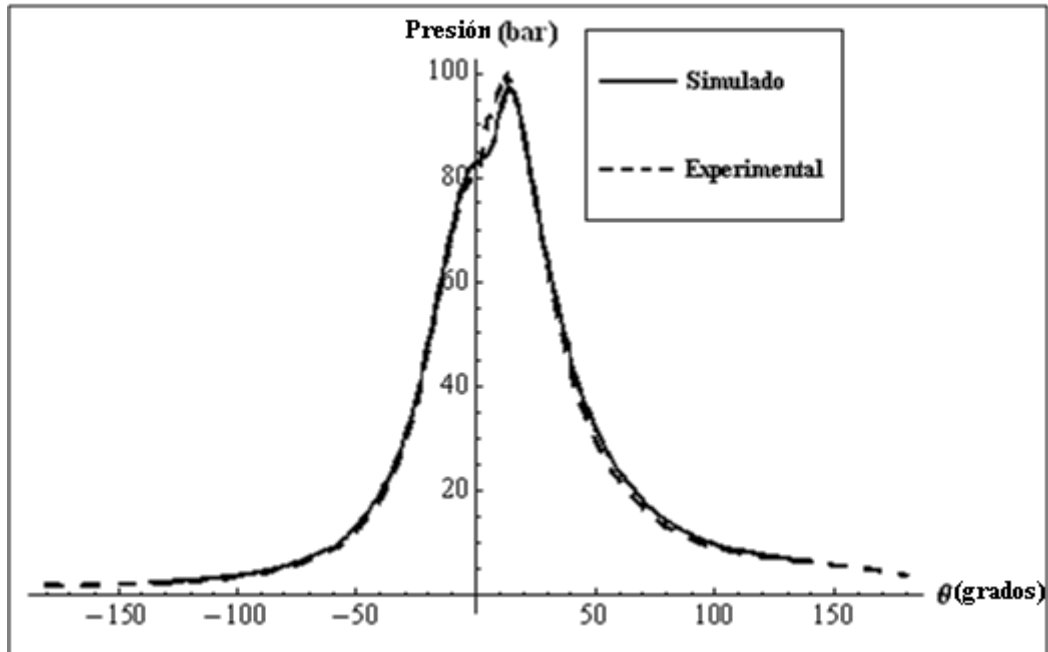


Figura 6.9: Curva de presión en función del eje de manivelas operando a 50% de potencia con 1200 RPM utilizando combustible pesado.

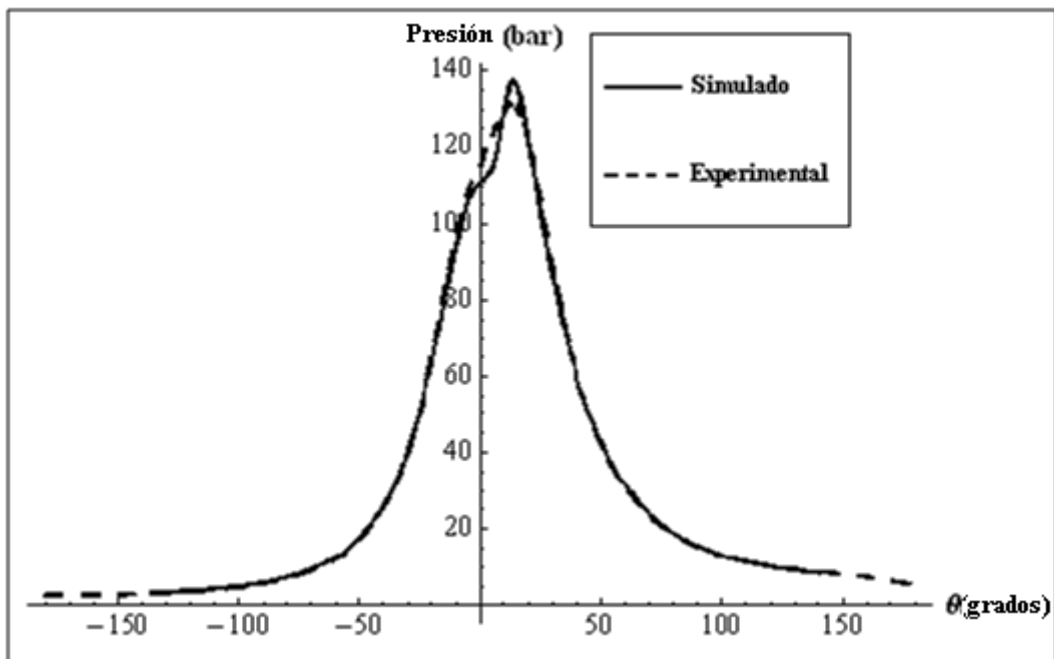


Figura 6.10: Curva de presión en función del ángulo de eje de manivelas operando a 75% de potencia con 1200 RPM utilizando combustible pesado.

La Tabla 6.8 muestra la comparación entre los parámetros de desempeño de los resultados experimentales y simulados para combustible pesado.

Tabla 6.8: Comparación de los parámetros de desempeño para el combustible pesado.

Potencia	p_{\max} (bar)			pmi(bar)			W_i (J)		
	Real	Sim.	%Erro	Real	Sim.	%Erro	Real	Sim.	%Erro
50%	99.4 1	97.24	2.18	11.47	11.5	-0.26	5534	5551	-0.3
75%	132. 3	137.4	-3.85	15.6	15.68	-0.51	7527	7566	-0.5

CAPÍTULO VII

DIVERSAS COMPARACIONES UTILIZANDO EL PROGRAMA DE SIMULACIÓN

El Capítulo 6 muestra que los resultados de la simulación fueron satisfactorios, pues fueron obtenidos errores menores a 4.1% en relación a los valores medidos y simulados de presión máxima de combustión y trabajo indicado.

En este capítulo serán presentadas las curvas de temperatura, presión en el interior del cilindro, trabajo indicado, pérdidas de calor por la pared del cilindro en función del ángulo del eje de manivelas para los dos combustibles. También serán mostradas la comparación entre *CII* y el *ECN* y también la comparación entre el *PCI*, y Q_{Rnp} .

7.1 COMPARACIÓN DE LAS CURVAS DE TEMPERATURA

Las figuras 7.1 y 7.2 muestran las comparaciones de los resultados del programa de simulación para las curvas de temperatura utilizando combustible destilado marino y combustible pesado para las diferentes potencias de operación. Las curvas de las Figuras 7.1 y 7.2 fueron hechas desde el momento que cierra la válvula de admisión hasta el momento que abre la válvula de escape.

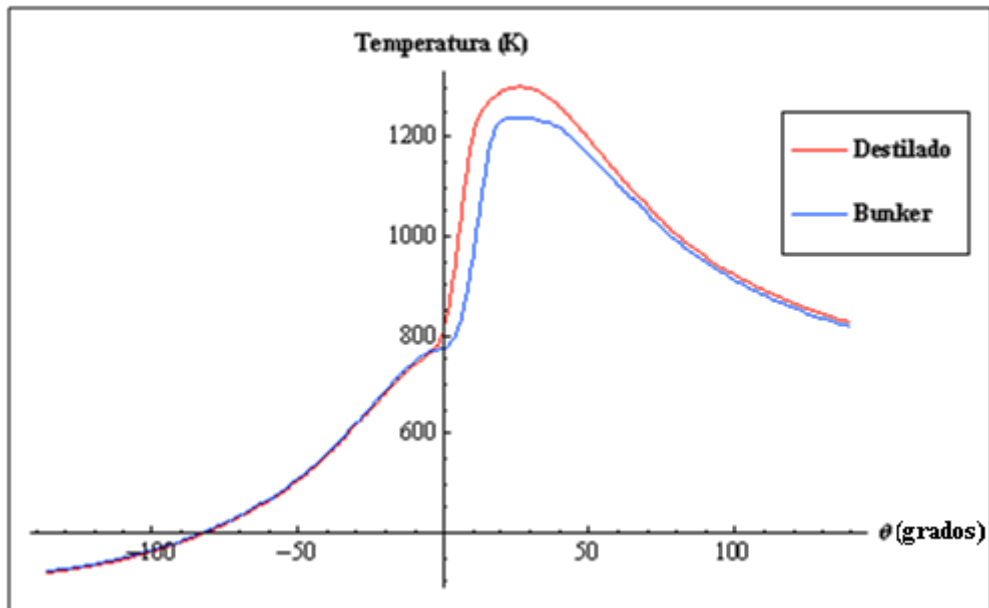


Figura 7.1: Comparación de las curvas de temperatura utilizando el programa de simulación operando a 50% de potencia y 1200 RPM.

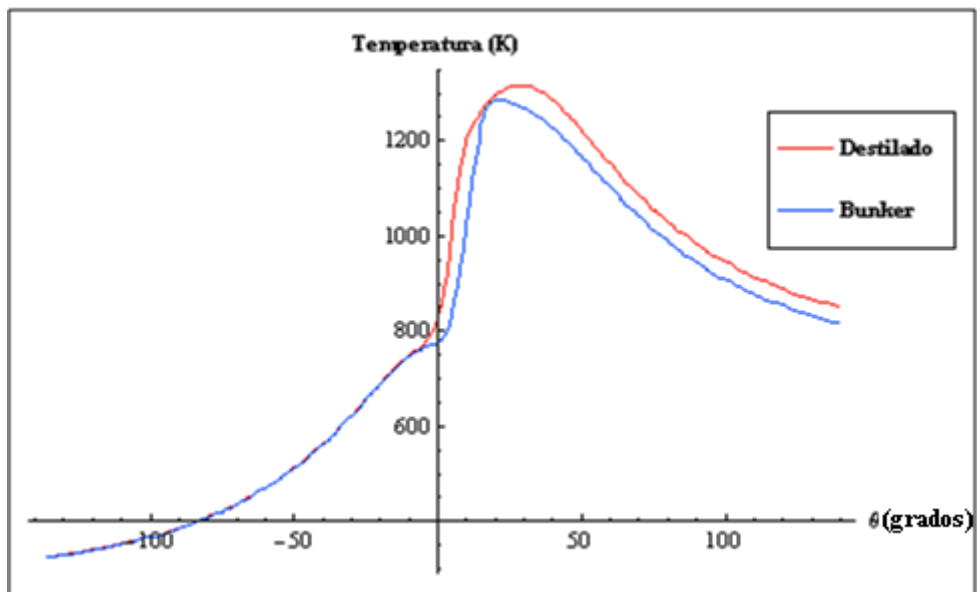


Figura 7.2: Comparación de las curvas de temperatura utilizando el programa de simulación operando a 75% de potencia y 1200 RPM.

7.2 COMPARACIÓN DE LAS CURVAS DE PRESIÓN

Las Figuras 7.3 y 7.4 muestran las comparaciones de los resultados del programa de simulación para las curvas de presión utilizando combustible destilado marino y combustible bunker (combustible pesado) para las diferentes potencias de operación. Las curvas de las Figuras 7.3 y 7.4 fueron hechas desde que cierra la válvula de admisión hasta el momento que abre la válvula de escape.

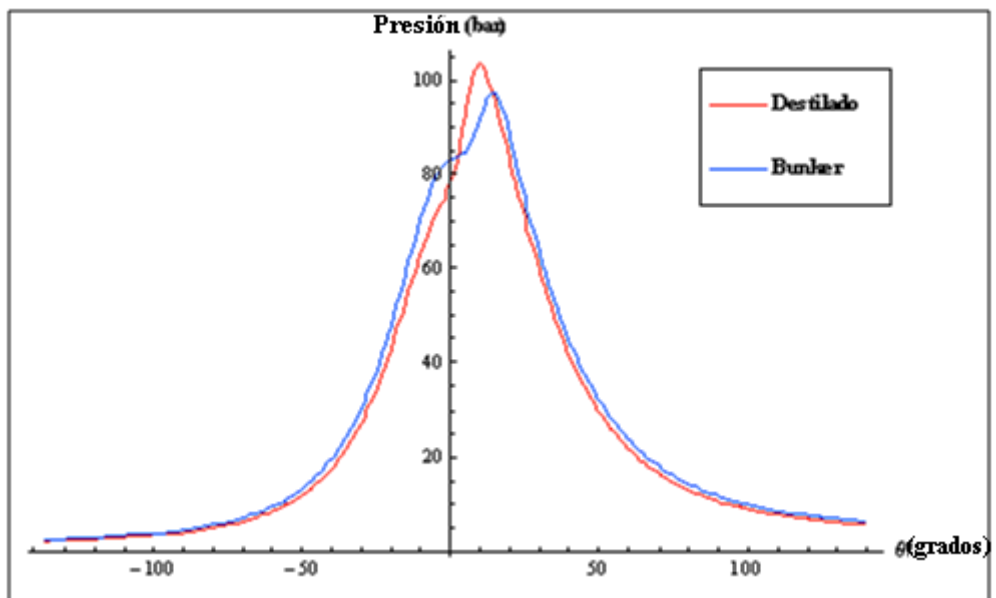


Figura 7.3: Comparación de las curvas de presión utilizando el programa de simulación operando a 50% de potencia y 1200 RPM.

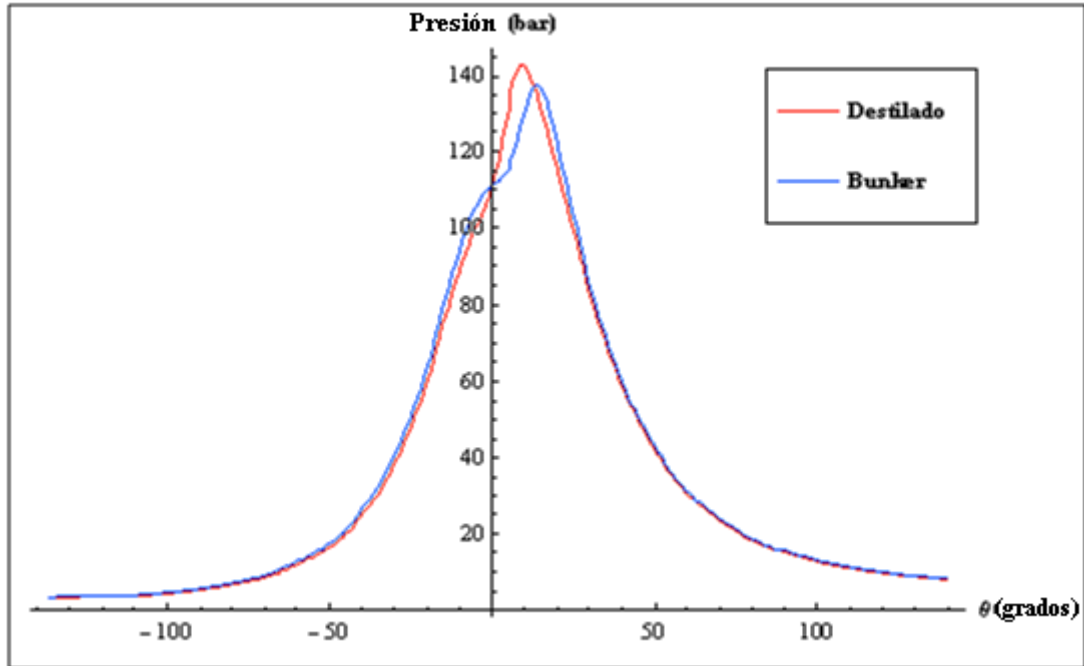


FIGURA 7.4: COMPARACIÓN DE LAS CURVAS DE PRESIÓN UTILIZANDO EL PROGRAMA DE SIMULACIÓN OPERANDO A 75% DE POTENCIA Y 1200 RPM.

La Tabla 7.1 muestra las comparaciones de las presiones máximas para los dos combustibles.

Tabla 7.1: Comparación entre las presiones máximas utilizando combustible destilado marino y combustible bunker.

Potencia de operación	50%	75%
Presión máxima utilizando combustible destilado marino (bar)	108.89	141.19
Presión máxima utilizando combustible bunker (bar)	101.71	136.19

7.3 COMPARACIÓN DE LAS CURVAS DE TRABAJO INDICADO

Las Figuras 7.5 y 7.6 muestran las comparaciones de los resultados del programa de simulación para las curvas de trabajo indicado utilizando combustible destilado marino y combustible bunker para las diferentes potencias de operación.

Las curvas de las Figuras 7.5 y 7.6 fueron hechas desde el momento que cierra la válvula de admisión hasta que abre la válvula de escape.

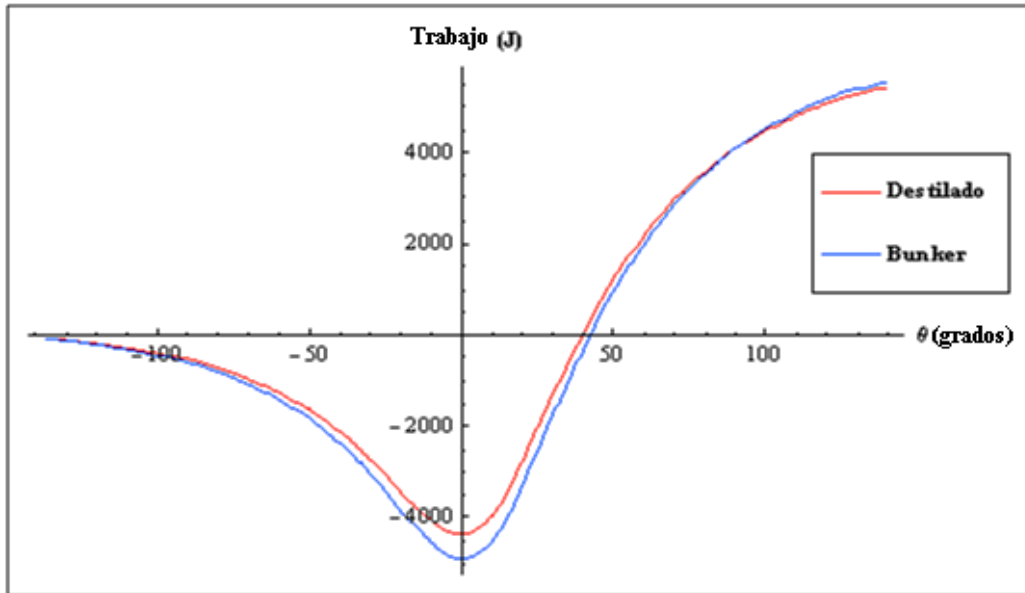


Figura 7.5: Comparación de las curvas de trabajo indicado utilizando el programa de simulación operando a 50% de potencia y 1200 RPM.

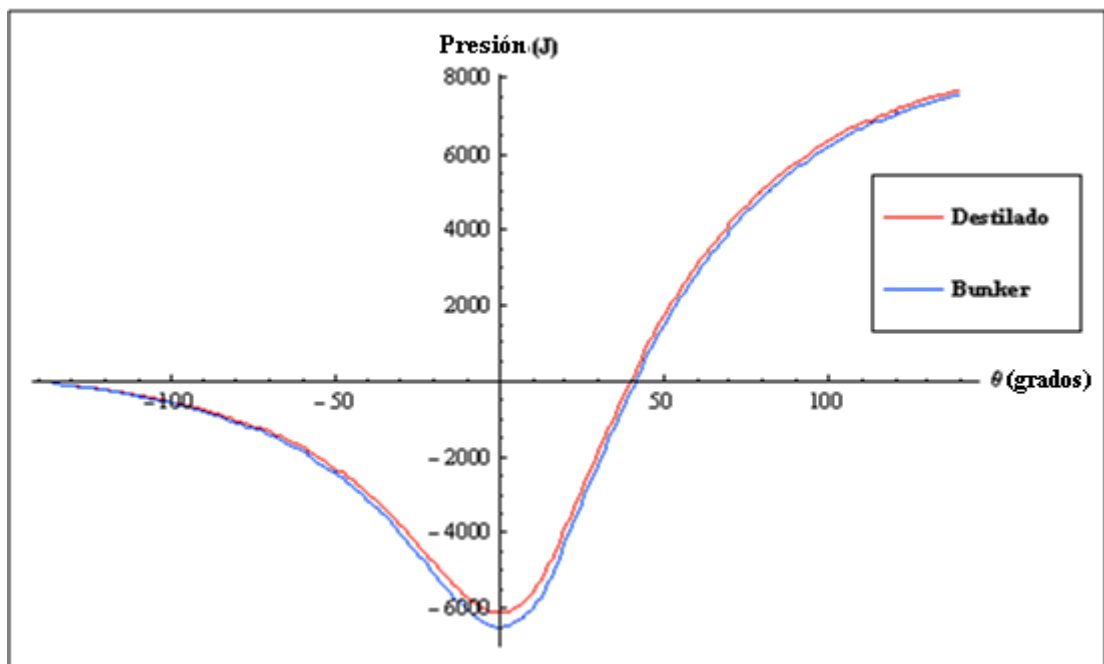


Figura 7.6: Comparación de las curvas de trabajo indicado utilizando el programa de simulación operando a 75% de potencia y 1200 RPM.

7.4 COMPARACIÓN DE LAS CURVAS DE LAS PÉRDIDAS DE CALOR POR LA PARED DEL CILINDRO

Las figuras 7.7 y 7.8 muestran las comparaciones de los resultados del programa de simulación para las curvas de las pérdidas totales de calor por la pared de cilindro (convección y radiación) utilizando combustible destilado marino y combustible bunker para las diferentes potencias de operación. Las curvas de las Figuras 7.7 y 7.8 fueron hechas desde que cierra la válvula de admisión hasta que abre la válvula de escape.

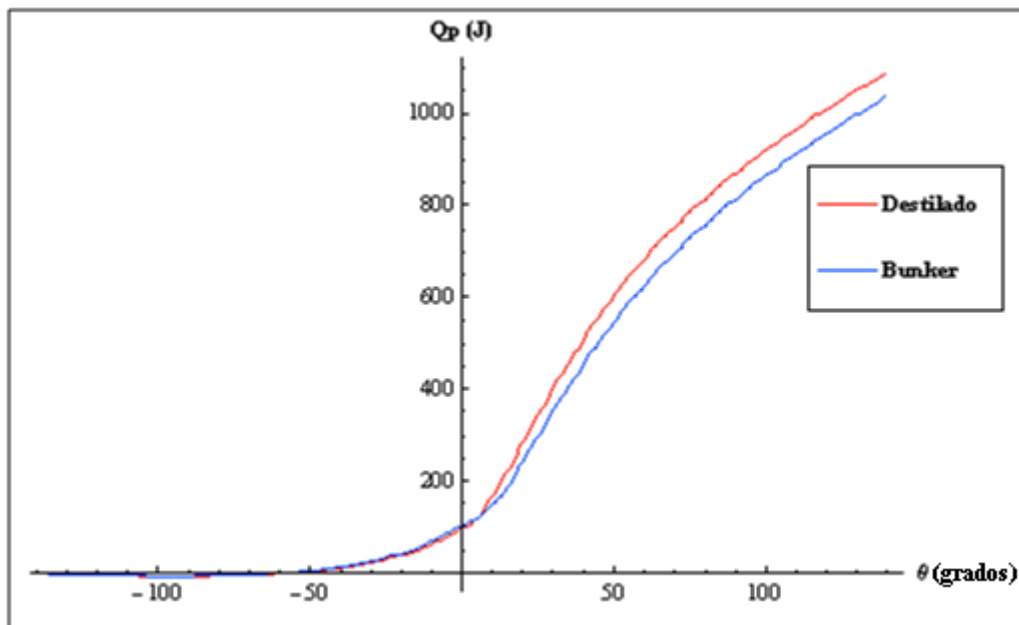


Figura 7.7: Comparación de las curvas de las pérdidas de calor por la pared del cilindro utilizando el programa de simulación operando a 50% de potencia y 1200 RPM.

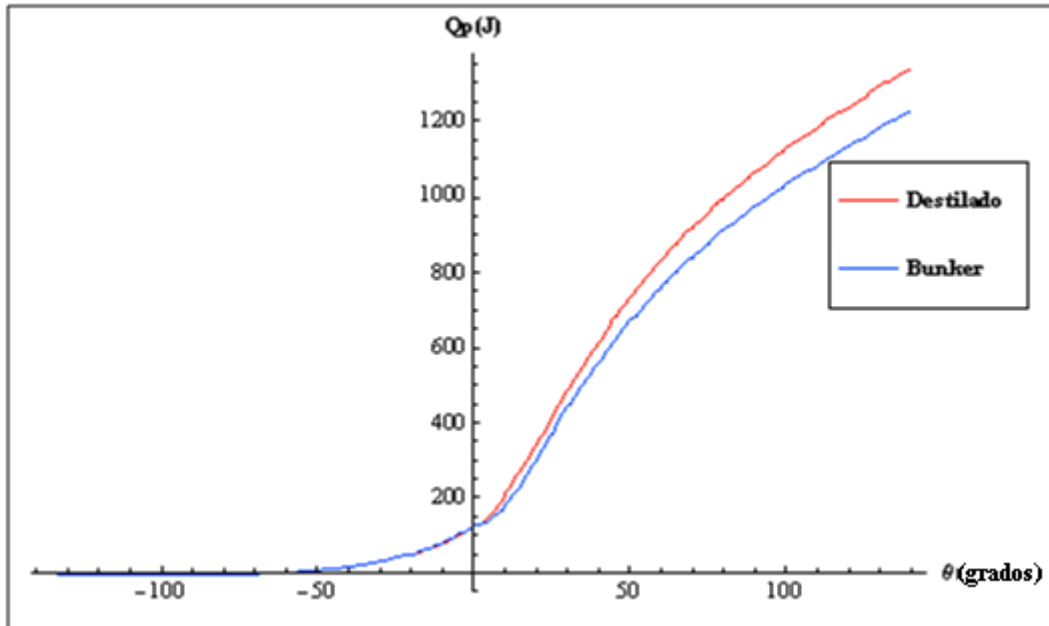


Figura 7.8: Comparación de las curvas de las pérdidas de calor por la pared del cilindro utilizando el programa de simulación operando a 75% de potencia y 1200 RPM.

7.5 COMPARACIÓN DE LAS CURVAS DE LA RAZÓN DE LIBERACIÓN DE CALOR POR LOS COMBUSTIBLES

La Figura 7.9 muestra las comparaciones de los resultados del programa de simulación para las curvas del calor liberado por los combustibles utilizados para las diferentes potencias de operación. La Figura 7.9 fue generada utilizando la Ecuación (3.39), o sea, la derivada de la función dupla de Wiebe (Ecuación 3.46), la masa y el PCI del combustible (combustible bunker o combustible destilado marino) fueron utilizadas. La curva de la Figura 7.9 fue hecha desde el momento que cierra la válvula de admisión hasta el momento que abre la válvula de escape.

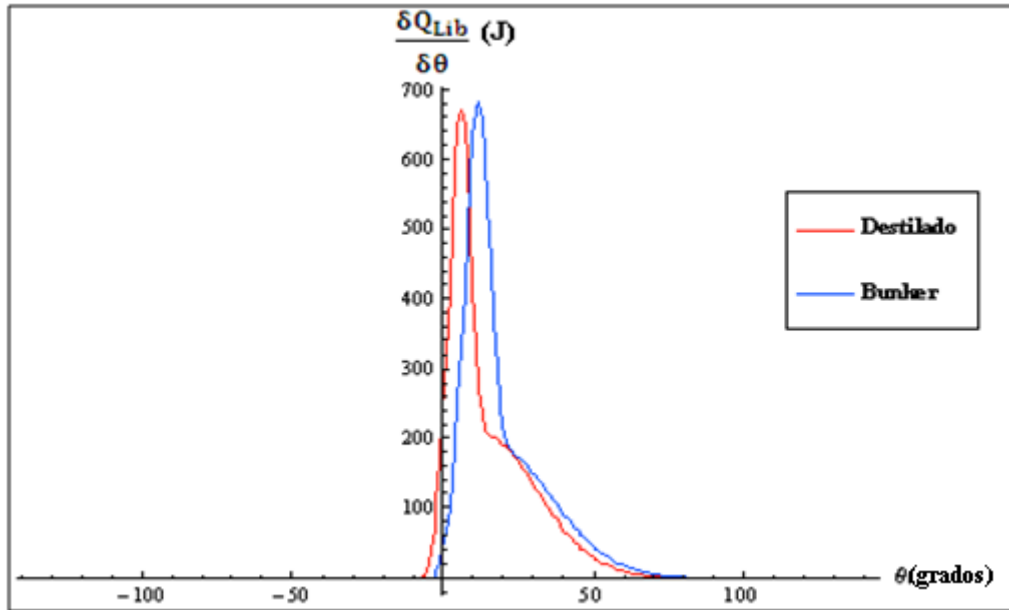


Figura 7.9: Comparación de las curvas de la razón de liberación de calor utilizando el programa de simulación operando a 50% de potencia y 1200 RPM.

7.6 COMPARACIÓN DE CORRELACIONES

Se buscaron correlaciones para substituir el ECN y el PCI en la simulación termodinámica, ya que estos son obtenidos de forma experimental. En la bibliografía revisada se encontró que el CII no tiene buena aproximación con el ECN, mismo así en este trabajo fue comprado. La Tabla 7.2 muestra la obvia diferencia entre el CII y el ECN.

La Tabla 7.3 muestra la correlación del Q , Q_{Rnp} y el PCI. Se encontró diferencias de 0.2% entre Q y el PCI y 5.48% entre el Q_{Rnp} y el PCI, lo cual indica que la correlación del Q_{Rnp} podría ser utilizada en el programa de simulación.

Tabla 7.2 – Comparación entre el CII y el ECN.

CII	34.51
ECN	13.5

Tabla 7.3 – Comparación entre el PCI, Q_{Rnp} y el Q.

PCI	41.06 MJ/Kg
Q_{Rnp}	40.98 MJ/Kg
Q	43.31 MJ/Kg

CONCLUSIONES

Fue desarrollado un modelo zero-dimensional de forma satisfactoria, ya que las curvas de presión utilizando combustible destilado marino y combustible pesado en las diferentes cargas de operación presentaron diferencias menores a 4.1% entre las presiones máximas (simulado y experimental).

La presión en el proceso de compresión utilizando combustible bunker presentó valores mayores que el combustible destilado marino (misma carga de operación), ya que, la temperatura de los gases de escape es mayor en la utilización del combustible buker.

La presión máxima en el proceso de combustión utilizando combustible destilado presentó valores mayores que utilizando combustible bunker, debido a que la duración de la combustión del combustible destilado marino es menor que el combustible bunker.

La temperatura máxima obtenida en el proceso de combustión fue al utilizar combustible destilado marino.

Los modelos zero-dimensionales son muy buenos para la predicción del desempeño del motor, pero no para determinar los gases de escape. En este trabajo se obtuvo buenos resultados de desempeño del motor mismo así sin considerar CO y NOx en la combustión incompleta.

El tiempo de ejecución del programa de simulación es muy rápido ya que demora menos de 10 segundos para hacer los cálculos en cada carga.

Las correlaciones para determinar la característica del combustible (poder calorífico) obtenidas en la bibliografía mostraron buenas aproximaciones con respecto al PCI obtenido experimentalmente.

El desempeño del motor utilizando combustible bunker es menor que utilizando el combustible destilado marino (así como en la publicación de KYRIAKIDES et al. (2009) presentado en el Capítulo 2). Estas comparaciones fueron hechas para las mismas condiciones iniciales de operación.

El atraso de ignición obtenido al utilizar combustible pesado fue mayor que al utilizar combustible destilado marino.

Por el momento no hay correlación empírica para determinar la calidad del combustible.

RECOMENDACIONES

La mejora modelo zero-dimensional, o sea, utilizando un modelo quasi-dimensional o un modelo multidimensional, ya que con estos modelos podrá ser estimada los gases de descarga además del desempeño del motor.

Comparación de las características del proceso de combustión del motor y del analizador (FIA), utilizando diferentes tipos de combustible bunker.

Comparación del atraso de ignición utilizando la formula de Assanis con el atraso de ignición obtenido por un sistema de adquisición (utilizando sensores).

BIBLIOGRAFÍA

- AGHAV, Y. V. *et al.*, 2008, “*Predicting Ignition delay and HC emission for DI diesel engine encompassing EGR and Oxygenated fuels*”, SAE Technical Paper, pp. 351-357
- ALEGRE, J. A. A. V., 1993, “*Simulação Dos Processos E Análise Exergética Do Motor De Ciclo Diesel*”, Dissertação de Doutorado, Universidade Estadual de Campinas, SP, Brasil.
- ANNAMALAI, K., PURI, I. K., 2001, “*Advanced Thermodynamics Engineering*” CRC Series in Computational Mechanics and Applied Analysis
- ASSANIS, D. N. *et al.*, 1999, “*A Predictive Ignition Delay Correlation Under Steady-State and Transient Operation of a Direct Injection Diesel Engine*”, pp. 450-457, ASME J Eng Gas Turbines Power.
- BAYRAKTAR, H., 2005, “*Experimental and theoretical investigation of using gasoline–ethanol blends in spark-ignition engines*”, Renewable Energy 30 (2005) 1733–1747
- BRAMBILA, J. A., 2006, “*Estudo Experimental e Simulação Termodinâmica de desempenho em um motor de Combustão Interna Operando com óleo Diesel e Etanol*”, Dissertação apresentada à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo para obtenção do Título de Mestre em Engenharia, São Paulo, Brasil.

- BUENO , A. V., 2003, “*Análise de Liberação de Energia em Motores Diesel Operando com Combustíveis Alternativos*”, Dissertação de Mestrado, Universidade Estadual de Campinas, São Paulo, Campinas, Brasil.
- CANOVA, M., *et al.*, 2005, “*A Control - Oriented Model of Combustion Process in a HCCI Diesel Engine*”, American Control Conference, June 8-10, 2005. Portland, OR, USA.
- CIMAC Working Group Heavy Fuel-WG7, 2010, “CIMAC Fuel Quality Recommendations at the Engine Inlet-Ignition and Combustion Properties”. Discussion Draft 1.3, 11 October 2010.
- CONCAWE, 1998, “*Heavy Fuel Oils*”, Prepared by CONCAWE’s Petroleum Products and Health Management Groups. Product dossier no. 98/109,
- EPA, 1999, “*In-Use Marine Diesel Fuel*”, Air and Radiation, United States Environmental Protection Agency, EPA420-R-99-027.
- ESPADAFOR, F. J., GARCÍA, M. T., VILLANUEVA, J. B., 2009, “*The viability of pure vegetable oil as an alternative fuel for large ships*”, Transportation Research Part D 14 (2009) 461–469.
- GOLDSWORTHY, L, 2005, “*Computational fluid dynamics modelling of residual fuel oil combustion in the context of marine diesel engines*”, Division of Academic and Research, Australian Maritime College, PO Box 986, Launceston 7250, Tasmania, Australia.
- HARDENBERG, H. O., HASE, F. W., 1979, “*An Empirical Formula for Computing the Pressure Rise Delay of a Fuel from its Cetane Number and from the Relevant Parameters of Direct-Injection Diesel Engines*”, SAE Technical Paper, nr. 790493, vol. 88.

- HEYWOOD, J. B., 1980, “*Engine combustion modeling - an overview*”, In: *Combustion Modeling in Reciprocating Engines*, Plenum Publishing Corporation, pp. 33-35, USA.
- HEYWOOD J. B., 1988, “*Internal Combustion Engine Fundamentals*” 1 ed., New York, USA, McGraw-Hill.
- HIROYASU, H., KADOTA, T., 1983, “*Development and Use of a Spray Combustion Modeling to Predict Diesel Engine Efficiency and Pollutant Emissions*”, Bulletin of the JSME, Vol. 26, No. 214, April 1983.
- HUANG, Z. H. *et al.*, (2006), “*Combustion and emission characteristics of a compression ignition engine fuelled with Diesel–dimethoxy methane blends*”, Energy Conversion and Management 47 (2006) 1402–1415
- INCERPI, P. H., 2008, “*Incerteza de medição – Método proposto para análise da conformidade do produto*”, Dissertação de M.Sc., Universidade Federal de Itajubá, Minas Gerais, Brasil.
- ISO 8216, 2010, “*Petroleum products – Fuels (Class F) – Classification-Part 1: Categories of marine fuels*”, INTERNATIONAL STANDARD, Fourth Edition, 2010-06-15.
- ISO 8217, 2010, “*Petroleum products – Fuels (Class F) – Specifications of marine fuels*”, INTERNATIONAL STANDARD, Fourth Edition, 2010-06-15.
- KANNAN, K., UDAYAKUMAR, M., 2009, “*Modeling of Nitric Oxide Formation in Single Cylinder Direct Injection Diesel Engine Using Diesel-Water Emulsion*” American Journal of Applied Sciences 6 (7): 1313-1320
- KESSEL, W. G., 2002, “*Measurement uncertainty according to ISO/BIPM-GUM*”, Thermochemica Acta 382 (2002) 1-16

- KUO, K. K. , 1986, *Principles of Combustion*, 1 ed., Wiley-Interscience Publication, New York, USA.
- KYRIAKIDES, N., CHRYSSAKIS, C, KAIKTSIS, L., 2009, “*Development of a Computational Model for Heavy Fuel Oil for Marine Diesel Engine Applications*”, 19th Int. Multidimensional Engine Modeling User’s Group Meeting at the SAE Congress, April 19, 2009, Detroit, MI
- LANZAFAME, R., MESSINA, M., 2003, “*ICE gross heat release strongly influenced by specific heat ratio values*”, International Journal of Automotive Technology, Vol. 4, N.3, pp. 125-133.
- LAKSHMINARAYANAN, P. A., AGHAV, Y. V., 2009, “*Modelling Diesel Combustion*”, Mechanical Engineering Series, Springer.
- LEWIS, C. SCHENK, W. J. M. STASSEN, 1998, “*Ignition Quality Of Residual Fuels In Diesel Engines*”, Shell Research and Technology Centre Amsterdam
- MARPOL 73/78 ANNEX VI, “*Regulation For The Prevention Of Air Pollution From Ships*”, Technical and operational implications.
- MOREIRA, F. S., 2000, “*Diagnóstico de um Motor Diesel por Análise dos Gases de Descarga e Simulação de seu Ciclo de Funcionamento*”, Dissertação de M.Sc., COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.
- OH, T. S. *et al.*, 1985, “*Study on Prediction of Four Stroke Diesel Engine Performance- Cycle Simulation Using Heat Release Model*”, KAIST, P. O. Box 131, Dong Dae Mun, Seoul
- PER, M. E., *et al.*, 2004, “*Engine Testing of Marine Heavy Fuels*”, MARINTEK
- PRADA JR. A. F., STOR L. M., 2005, “*Qualidade De Ignição Do Bunker - A Experiência Do Laboratório De Combustíveis Industriais Do Centro De Pesquisas E Desenvolvimento Da Petrobras*”, 3º Congresso Brasileiro de P&D em Petróleo e Gás.

PROJECT GUIDE, MAN B&W Diesel L16/24

RAMACHANDRAN, S., 2009, “*Rapid Thermodynamic Simulation Model of an Internal Combustion Engine on Alternate Fuels*”, Proceedings of the International MultiConference of Engineers and Computer Scientists 2009 Vol II IMECS 2009, March 18 - 20, 2009, Hong Kong

REN, Y. *et al.*, 2008, “*Combustion and emissions of a DI diesel engine fuelled with diesel-oxygenate blends*”, Fuel 87 (2008) 2691–2697.

SHUDO, T., SUZUKI, H., 2002, “*Applicability of heat transfer equations to hydrogen combustion*”, Society of Automotive Engineers of Japan, v.23, n. 3, July, pp. 303-308.

SOUZA JUNIOR, G. C. D., 2009, “*Simulação Termodinâmica De Motores Diesel Utilizando Óleo Diesel E Biodiesel Para Verificação Dos Parâmetros De Desempenho E Emissões*” Dissertação de Mestrado, COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.

SPEIGHT, J. G., 2006, “*The Chemistry and Technology of Petroleum*”, Fourth Edition, Chemical Industries. by Taylor & Francis Group, LLC.

VALENCIA, F. A., ARMAS, I. P., 2005, “*Ignition Quality of Residual Fuel Oils*”, Journal of Maritime Research, Vol. II.No.3,pp.77-96.

VAN WYLEN, G. *et al.*, 1995, “*Fundamentos da Termodinâmica Clássica*” tradução: Euryale de Jesus Zerbini, Ricardo Santilli Ekman Simões. São Paulo: E. Blücher

WILLARD W. P., 1993, “*Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine*”. University of Wisconsin.

ZIARATI, R., 1990, “*Mathematical Modelling and Computer Simulation of Medium Size Diesel Engine Running on Varying Quality Fuels*”, International Symposium COMODIA 90: 587-594(1990)

SÍMBOLOS UTILIZADOS EN ESTE TRABAJO

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolo	Descripción	Unidad
A	área instantánea	(m ²)
a,b,c	constantes para determinación del β_c	(adimensional)
a ₁ ,...,a _n	coeficientes para determinación del c_p	(adimensional)
a _c	parámetro de eficiencia de la combustión	(adimensional)
AC	relación aire-combustible	(adimensional)
ACst	relación aire-combustible estequiométrica	(adimensional)
BM	relación biela-manivela	(adimensional)
c	constante politrópica	(adimensional)
CCAI	Índice calculado de la aromaticidad del carbono	(adimensional)
Cd	coeficiente de descarga	(adimensional)
CEC	consumo específico del combustible	(g/KWh)
CII	índice calculado de la ignición	(adimensional)
CoV	coeficiente de variación	(adimensional)
c _v	calor específico a volumen constante	(J/Kgmol.K)
c _p	calor específico a presión constante	(J/Kgmol.K)
D	diámetro interno del cilindro	(mm)
d	masa específica	(Kg/m ³)
E _a	energía de activación	(J)
ECN	estimación del número de cetano	(adimensional)
FIA	analizador de la ignición del combustible	-----
f ₁	función de la combustión pré-misturada	(adimensional)
f ₂	función de la combustión controlada	(adimensional)
h	coeficiente de transferencia de calor	(W/m ² .K)
j,k,m,i,c	cantidad de átomos de C, H, O, N y S del	(adimensional)

combustible equivalente		
k_1, k_2	constantes para la determinación del f_1	(adimensional)
k_3, k_4	constantes para la determinación del f_2	(adimensional)
L	largo da biela	(mm)
m	factor de forma de la cámara	(adimensional)
m_{ar}	masa de aire	(Kg)
m_{comb}	masa de combustible	(Kg)
MCD	atraso de la combustión principal	(ms)
m_d	factor de forma de la cámara para a fase da combustión difusiva	(adimensional)
m_g	masa del gas contenido en el interior del cilindro	(Kg)
m_p	factor de forma de la cámara para la fase da combustión pré-mezclada	(adimensional)
\dot{m}_{comb}	consumo de combustible	(g/s)
NC	número de cetano	(adimensional)
n_i	número de moles de la especie i	(Kgmol)
n_t	número total de moles	(Kgmol)
p	presión instantánea	(bar)
p_0	presión en el interior de la cámara en compresión sin combustión	(bar)
p_1	presión en el momento que cierra la válvula de admisión	(bar)
P_{adm}	presión en la admisión	(bar)
P_c	carga de presión en el cilindro	(bar)
$P_{máx}$	presión máxima	(bar)
PMI	punto muerto inferior	----
P_{mi}	presión media indicada	(bar)
PMS	punto muerto superior	----
Pot_e	potencia efectiva	(KW)
Pot_i	potencia indicada	(KW)
Q	calor de combustión	(Cal/g)
Q_{comb}	Cantidad de energía liberada por el combustible	(J)
Q_{conv}	cantidad de energía perdida por convección	(J)
Q_{Parede}	cantidad de energía vía calor transferida por la pared del cilindro	(J)
Q_{rad}	cantidad de energía perdida por radiación	(J)

Q_{Rnp}	energía específica neta	(MJ/Kg)
Q_{Total}	cantidad de calor total transferido al sistema termodinámico	(J)
\bar{R}	constante universal de los gases	(J/Kg.mol.K)
r	relación de compresión	(adimensional)
Rot	rotación del motor	(RPM)
R_v	radio del eje del cigüeñal	(mm)
S	curso del pistón	(mm)
S_p	velocidad media del pistón	(m/s)
T	temperatura instantánea	(K)
t	Tempo	(s)
T_1	temperatura cuando cierra la válvula de admisión	(K)
T_c	carga de temperatura en el cilindro	(K)
T_p	temperatura media de la pared del cilindro	(K)
T_v	temperatura a la cual la viscosidad es medida	(°C)
U	energía interna	(J)
V	volumen instantáneo	(m ³)
V_1	volumen cuando cierra la válvula de admisión	(m ³)
V_c	volumen de la cámara de combustión	(m ³)
V_d	cilindrada	(m ³)
V_k	viscosidad cinemática	(mm ² /s)
v_g	velocidad del gas admitido en la cámara	(m/s)
V_{SOI}	volumen en el inicio de la inyección	(m ³)
W_i	trabajo indicado	(J)
x	fracción másica de combustible quemado	(adimensional)
x_d	fracción de combustible quemado en la combustión difusiva	(adimensional)
x_p	fracción de combustible quemado en la combustión pre-mezclada	(adimensional)
y	variable medida para los cálculos de las incertezas	-----

Símbolos griegos

α	número de moles de aire para la combustión completa	(Kgmol)
β_c	fracción del combustible quemado en el período de la combustión pre-misturada	(adimensional)
β_e	emisividad de radiación	(adimensional)
ε_{ef}	razón de compresión efectiva	(adimensional)
φ	razón de equivalencia combustible-aire	(adimensional)
ρ_{15}	masa específica a 15°C	(Kg/m ³)
γ	razón entre calores específicos	(adimensional)
γ_{eq}	razón de calores específicos equivalente	(adimensional)
γ_i	razón de calores específicos de la especie <i>i</i>	(adimensional)
γ_p	razón de calores específicos de los productos	(adimensional)
γ_r	razón de calores específicos de los reactantes	(adimensional)
$\Delta\theta_c$	duración total de la combustión	(grados)
η_i	rendimiento indicado	(adimensional)
θ	ángulo de la posición del eje de manivelas	(grados)
θ_{av}	ángulo de abertura de la válvula de descarga	(grados)
θ_{fv}	ángulo donde cierra da válvula de admisión	(grados)
θ_{ic}	ángulo del inicio de la combustión	(grados)
θ_{ii}	ángulo del inicio de la inyección del combustible	(grados)
λ	relación entre AC y ACst	(adimensional)
σ	constante de Stefan-Boltzmann	(W/m ² K ⁴)
$\tau_{AI}(\Delta\theta)$	atraso de la ignición	(grados)
$\tau_{AI}(ms)$	atraso de la ignición	(milisegundos)
ω_a	contenido de ceniza	(%)
ω_s	contenido de azufre	(%)
ω_w	contenido de agua	(%)

APÉNDICE A
CLASIFICACIÓN DE LOS COMBUSTIBLES
MARINOS

Tabla A.1 : Clasificación de los combustibles marinos

Familia Sub-división de acuerdo el tipo de combustible	Categoría Subdivisión de acuerdo a la aplicación y propiedades	Viscosidad Cinemática máxima a 50°C mm ² /s
Destilado	DMX	-
	DMA	-
	DMZ	-
	DMB	-
Residual	RMA	10
	RMB	30
	RMD	80
	RME	180
	RMG	180
	RMG	380
	RMG	500
	RMG	700
	RMK	380
	RMK	500
	RMK	700

En la Tabla A.1 se puede observar que la categoría del combustible está constituida por tres letras:

- La letra “D” es por destilado e “R” es por residual.
- La letra “M” designa la aplicación del combustible que está siendo usado, en este caso es “marino”.
- La letra, por ejemplo, “A”, “B”, ..., “Z” que separadamente no tiene ni un significado, pero tiene un significado en relación la existencia de propiedades particulares, en conformidad con las especificaciones del producto (ISO 8217, 2010).

APÉNDICE B

**CARACTERÍSTICAS DE LOS COMBUSTIBLES
MARINOS**

Tabla B.1: Características de los combustibles destilados marinos

Características	Unidad	Limite	Categoría ISO-F			
			DMX	DMA	DMZ	DMB
Viscosidad cinemática a 40°C	mm ² /s	máx.	5500	6000	6000	11000
		min.	1400	2000	3000	2000
Masa específica a 15°C	Kg/m ³	máx.	---	890	890	900
Índice Cetana	---	min.	45	40	40	35
Azufre	%masa	máx.	1	1.5	1.5	2
Ponto de inflamación	°C	min.	43	60	60	60
Residuo de Carbono	%mssa	máx.	0.3	0.3	0.3	0.3

Tabla B.2: Características dos combustibles residuales marinos

Características	Unidad	Limite	Categoría ISO-F										
			RM A	RM B	RM D	RM E	RMG				RMK		
			10	30	80	180	180	380	500	700	380	500	700
Viscosidad cinemática a 50°C	mm ² /s	máx.	10	30	80	180	180	380	500	700	380	500	700
Masa específica a 15°C	Kg/m ³	máx.	920	960	975	991	991				1010		
CCAI	---	máx.	850	860	860	860	870				870		
Ponto de Inflamación	°C	min.	60	60	60	60	60				60		
Residuo de Carbono	%masa	máx.	2.5	10	14	15	18				20		
Agua	%vol.	máx.	0.3	0.5	0.5	0.5	0.5				0.5		
Ceniza	%masa	máx.	0.04	0.07	0.07	0.07	0.1				0.15		

Las Tablas B.1 e B.2 muestran las características del combustible destilado marino y del combustible residual marino (ISO 8216, 2010).