

Universidad Nacional de Ingeniería

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA



“ Estudio Experimental de la Influencia de un Nuevo Combustible Diesel Sobre el Comportamiento de los Motores Diesel Rápidos de Aspiración Natural, en los Bancos de Pruebas del Motor Ricardo y el Motor Newage ”

T E S I S

PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE:
INGENIERO MECANICO

FAUSTO ISRAEL GODOFREDO VALDIVIA

PROMOCION: 1985 - 2

LIMA . PERU . 1993

TABLA DE CONTENIDOS

PROLOGO

CAPITULO I

INTRODUCCION

CAPITULO II

ANALISIS DE LOS COMBUSTIBLES PARA MOTORES DIESEL RAPIDOS

2.1	Generalidades	14
2.2	Densidad	14
2.3	Tensión de vapor Reid	15
2.4	Destilación	16
2.5	Color	18
2.6	Inflamabilidad	18
2.7	Punto de enturbamiento-Punto de congelación	19
2.8	Viscosidad	20
2.9	Cenizas y residuos de Carbono Conradson	22
2.10	Azufre	22
2.11	Volatilidad	23
2.12	Número de octano	24
2.13	Indice Diesel	26
2.14	Propiedades de los combustibles diesel usados en los bancos de ensayos	27

CAPITULO III

ESTUDIO SOBRE LA LEY DE APROVECHAMIENTO DE CALOR

3.1	Introducción	28
3.2	Fases de la combustión en el motor Diesel	30
3.2.1	Primera fase	31
3.2.2	Segunda fase	32

3.2.3	Tercera fase	33
3.2.4	Cuarta fase	33
3.3	Procesamiento del diagrama indicado para determinar la característica de aprovechamiento de calor	33
3.4	Análisis de la ley de aprovechamiento de calor	34
3.4.1	Ecuación de la característica de calor aprovechado	40
3.4.2	Aplicación de la ley de aprovechamiento de calor en el motor experimental Ricardo E6	42

CAPITULO IV

METODOLOGIA DE ENSAYOS CON COMBUSTIBLES PARA MOTORES DIESEL

4.1	Fuesta a punto del motor	
4.1.1	Condiciones de operación del sistema de refrigeración	44
4.1.2	Condiciones de operación del sistema de enfriamiento del aceite	45
4.1.3	Condiciones de operación del sistema de admisión del aire	45
4.1.4	Regulación de la bomba de inyección	46
4.1.5	Regulación de la presión de inyección	47
4.1.6	Funcionamiento en el régimen nominal del motor.....	48
4.2	Procedimiento para obtener las curvas características de velocidad.....	49
4.3	Procedimiento para obtener las curvas características de carga	50
4.4	Procedimiento para obtener las curvas de regulación	50

4.5	Procedimiento para obtener las curvas a diferentes presiones de inyección.....	51
4.6	Funcionamiento y operación del equipo indicador de diagrama Farnboro.....	51
4.6.1	Funcionamiento del equipo	52

CAPITULO V

EQUIPOS E INSTRUMENTOS PARA LA REALIZACION DE ENSAYOS

5.1	Banco de pruebas del motor Ricardo	54
5.1.1	Motor Ricardo E6/TS	54
5.1.2	Instrumentos utilizados en el motor Ricardo...	57
5.2	Banco de pruebas del motor Newage	60
5.2.1	Especificaciones generales	60
5.2.2	Instrumentos utilizados en el motor Newage...	61

CAPITULO VI

REALIZACION DE ENSAYOS

6.1	Banco de pruebas del motor Ricardo	64
6.1.1	Pruebas para la obtención de las curvas características de velocidad	64
6.1.2	Pruebas para obtener las curvas características de carga	66
6.1.3	Pruebas para obtener las curvas características de regulación	67
6.1.4	Pruebas para obtener las curvas características en función de la presión de inyección	69
6.1.5	Diagramas indicados obtenidos utilizando el equipo indicador de diagramas Farnboro ...	71
6.1.6	Pruebas realizadas con el equipo analizador	

de gases	72
6.1.7 Fórmulas a utilizarse en los cálculos del motor Ricardo	73
6.2 Banco de pruebas del motor Newage	75
6.2.1 Fórmulas a utilizarse en los cálculos del motor Newage	75

CAPITULO VII

<i>ANALISIS DE LOS RESULTADOS</i>	77
Conclusiones	80
Bibliografía	81
Planos	
Apéndices	83
A Tabla de datos experimentales, resultados y gráficos del motor Ricardo.	
B Tabla de datos experimentales, resultados y gráficos del motor Newage.	
C Esquema del circuito de refrigeración del banco de pruebas Newage.	
D Calibración de instrumentos usados en los bancos de pruebas de motores.	

NOMENCLATURA

Angulo de avance a la inyección (β)	grados
Angulo de giro del eje cigüeñal (\varnothing)	grados
Amperaje (amp)	amp
Caída de presión a la entrada del aire (h)	cm H ₂ O
Coefficiente de aire (α)	Kg/Kgcomb
Constante universal de los gases (R)	KJ/Kmol-k
Consumo específico de combustible (g_e)	Kg/KW-h
Consumo horario de aire real (G_{ar})	Kg/h
Consumo horario de aire teórico (G_{at})	kg/h
Consumo horario de combustible (G_c)	Kg/h
Densidad del aire (ρ_a)	Kg/cm ³
Densidad del combustible (c)	gr/cm ³
Par motor (M_e)	N-m
Peso molecular por ciclo (M_xg)	Kmol/ciclo
Poder calorífico del combustible (P_{cal})	KJ/Kg
Potencia efectiva (N_e)	KW
Presión (p)	MPa
Presión barométrica (P_{barom})	mm Hg
Presión de inyección (p_{iny})	atm
Presión del aceite (P_{aceite})	Kg/cm ²
Suministro cíclico de combustible (g_{sc})	Kg/ciclo
Temperatura ambiental (T_o)	°C
Temperatura de ingreso del agua (T_{H_2O})	°C
Temperatura de ingreso del aire (T_{ia})	°C
Temperatura de la culata del motor (T_{culata})	°C
Temperatura de los gases de escape (T_{gas})	°C

Temperatura del aceite (T_{aceite}) °C
Tiempo de consumo de combustible (Tiempo) s
Velocidad del motor (n) rpm
Volumen de combustible (V_{comb}) ml
Voltaje (V) V
Volumen para cada posición del eje cigüeñal (V_x) cm^3

PROLOGO

El presente trabajo consta de siete capítulos, en el capítulo II se analiza las propiedades de los combustibles para motores diesel, en el capítulo III se realiza un estudio sobre la ley de aprovechamiento de calor, para lo cual se analiza la zona de la combustión en base al diagrama indicado que se obtiene en forma experimental para el motor Ricardo, y se llega a una ecuación para determinar el aprovechamiento de calor. En el capítulo IV se hace una metodología de ensayos con combustibles para motores Diesel, explicando la puesta a punto del motor, procedimiento para obtener las curvas características del motor, funcionamiento y operación del equipo indicador de diagramas. En el capítulo V se describen los equipos e instrumentos usados para la realización de ensayos en los bancos de ensayos. El capítulo VI corresponde a la realización de ensayos y se describen las condiciones en las que deben operar los motores Ricardo y Newage para obtener las pruebas experimentales correspondientes. En el capítulo VII se analizan los resultados experimentales obtenidos en el banco de ensayos del motor Ricardo y el banco de ensayos del motor Newage.

Quisiera expresar mi agradecimiento al Ing. Luis Lastra Espinoza por el apoyo brindado, tanto en la parte experimental como en la culminación del presente trabajo.

INTRODUCCION

El propósito de la tesis es por un lado establecer bases teórico-experimentales para la realización de ensayos con nuevos combustibles para motores diesel rápidos y por otro lado aplicarlo en forma experimental en el banco de ensayos del motor Ricardo y en el banco de ensayos del motor Newage. En este trabajo se evalúa el comportamiento de los motores diesel al utilizar dos combustibles diesel distintos. El método de trabajo que se ha seguido es realizar todos los ensayos con un combustible para determinar las curvas características que reflejan el comportamiento del motor y además mediante el uso del equipo indicador de diagrama tener su correspondiente diagrama indicado. Luego para utilizar otro combustible se tiene que tener en cuenta que el motor deberá mantener las mismas condiciones de operación que el combustible anterior. Es por esto que se ha elaborado una metodología de ensayos.

El alcance de este estudio es fijar las condiciones de uso de un motor diesel cuando se utiliza otro combustible de manera tal que no perjudique la buena marcha del motor. El motor experimental Ricardo es muy sensible a los cambios de operación y regulación, de allí que se requiera tener

cuidado cuando se desea fijar condiciones de operación del mismo; en cambio el motor diesel Newage, al ser un motor de cuatro cilindros, es un motor más estable.

CAPITULO II

ANALISIS DE LOS COMBUSTIBLES PARA MOTORES DIESEL RAPIDOS

2.1 Generalidades

Los motores Diesel rápidos son los más sensibles a los distintos combustibles, debido a que deben funcionar a velocidades variables. Una de las ventajas de los motores Diesel es que pueden funcionar con cualquier clase de combustible líquido, pero no hay que dejar de lado el hecho que habrá menos dificultades si se usan combustibles adecuados.

Para escoger el combustible adecuado es muy importante tomar en consideración sus propiedades, tales como su facilidad de encenderse, su punto de ebullición, su viscosidad y la ausencia de impurezas. Dentro de las especificaciones de los combustibles se eligen determinados rangos de valores para el carbono (según el método Conradson), azufre, cenizas y el punto de solidificación. De la estructura química del combustible dependerá mucho la facilidad del encendido.

2.2 Densidad

La densidad del petróleo se expresa en términos de

densidad API mejor que en términos de peso específico, se relaciona con el peso específico de tal manera que un incremento en la densidad API corresponda a un descenso del peso específico.

Las unidades de densidad API son °API y pueden ser calculados mediante la siguiente ecuación:

$$^{\circ}\text{API} = \frac{141.5}{\text{peso especif.}} - 131.5 \quad (2.1)$$

El grado API, definido por el American Petroleum Institute, es una función hiperbólica del peso específico.

Los coeficientes 141.5 y 131.5 de la fórmula del grado API fueron introducidos para compensar el error de calibrado de los primeros aerómetros utilizados.

Ambos, el peso específico y la densidad API se refieren al peso por unidad de volumen a 60°F.

2.3 Tensión de vapor Reid

Este ensayo concierne únicamente a los productos ligeros. Este ensayo es una realización muy imperfecta de la medida de la verdadera tensión de vapor porque la experiencia se efectúa en presencia del aire.

El ensayo de tensión de vapor es muy importante pues indica de una manera indirecta, el contenido en productos muy ligeros, que condicionan la seguridad durante el transporte, las pérdidas en el almacenamiento y la volatilidad de las gasolinas.

La tensión de vapor Reid, es la presión de vapor de un

producto determinado en un volumen de aire cuatro veces superior al volumen de líquido a 100°F. La presión de vapor Reid es una indicación a la tendencia a la vaporización de una gasolina de motor, así como de los peligros de explosión y vaporización.

2.4 Destilación

Es el primer paso fundamental en el refinamiento. La separación inicial del petróleo crudo en sus diversos cortes se logra mediante la destilación atmosférica en una unidad de destilación de alambique de tuberías, de donde pasa a una torre alta vertical de destilación.

Puesto que es difícil identificar las diversas composiciones químicas presentes en una fracción dada de petróleo, se usan comúnmente tres tipos de destilación en laboratorio. Son la destilación de punto de ebullición verdadero (TBP), la destilación de la American Society for Testing and Materials (ASTM) y la destilación por vaporización instantánea en equilibrio (EFV).

Destilación TBP.— Se destila por lotes una muestra de la fracción de petróleo que se tiene que clasificar, en una columna que contiene hasta 100 etapas de equilibrio y con una relación de reflujo de 100 a 1.

Destilación ASTM.— Es una destilación intermitente de laboratorio normalizada para naftas y destilados medios a presión atmosférica sin fraccionamiento.

El equipo comprende de una matraz de destilación con

capacidad para 100 a 200 cm³ de producto, en el que se calienta y destila a una velocidad determinada.

Los vapores formados se condensan en un tubo que se encuentra inmerso en una mezcla de agua y hielo triturado y después se recogen en una probeta graduada. El ensayista anota la temperatura de ebullición de la primera gota de condensado a la salida del tubo como principio de destilación. A continuación se toma la temperatura regularmente a medida que se destila y se recogen en las probetas 5, 10, 20 ... 95% del producto. La temperatura máxima alcanzada es el punto final de la destilación.

Se puede decir que la curva de destilación refleja en cierto modo la composición del producto y que la comparación de las curvas ASTM permite deducir conclusiones sobre la distribución de los hidrocarburos en las muestras analizadas.

Las curvas de destilación ASTM es muy interesante para la regulación de las torres de destilación al dar a conocer la calidad del fraccionamiento entre dos extracciones sucesivas.

Destilación EFV.— Es la destilación por vaporización instantánea en equilibrio, el vapor y el líquido se mezclan a una temperatura dada, hasta que se establezca el equilibrio y se registra la cantidad vaporizada. El proceso se repite a varias temperaturas y la separación es menor que con el procedimiento de la astm.

2.5 Color

El principio del colorímetro saybolt consiste en la comparación del color de vidrios coloreados normalizados con el del producto contenido en un tubo; para ello se ajusta la altura del líquido en el tubo, hasta obtener la misma impresión de intensidad luminosa.

En el colorímetro unión, se busca, por el contrario, la combinación de vidrios normalizados que dé el mismo color que un determinado espesor de producto.

En los productos ligeros, el color es un criterio de la calidad del fraccionamiento, el gas oil en particular, no debe estar contaminado por trazas de productos asfálticos negros. En cuanto a los aceites, su color es función de los tratamientos de refino sulfúricos: amarillo-rojo para las fracciones parafínicas y azul-verde para las fracciones nafténicas. Por otro lado, podemos decir que la intensidad del color es función a su vez del grado de refino.

2.6 Inflamabilidad

El ensayo consiste en calentar una muestra del producto en un recipiente abierto o cerrado, y, a una velocidad determinada, hasta que se haya vaporizado una cantidad suficiente de elementos volátiles, susceptible de ser inflamada por una llamita que se desplaza por encima del recipiente. Tan pronto se produce una ligera

explosión, se anota la temperatura del producto que corresponda al punto de inflamación o "flash point". Si se continúa calentando, se obtiene una llama estable. La temperatura correspondiente es el punto de combustión, algunos grados superior al punto de inflamación.

Este ensayo es a los productos no volátiles, lo que la tensión de vapor Reid es a la gasolina. De esta manera nos permite conocer hasta que temperatura podrá ser calentado un producto sin peligro.

2.7 Punto de enturbamiento - Punto de congelación.

Se enfría el producto lentamente, sin agitación y se anota la temperatura a la que aparece una turbidez o velo lechoso, debido a la formación de micro-cristales. Esta temperatura es el punto de enturbamiento. Si se continúa enfriando, el líquido acaba por hacerse pastoso. La temperatura correspondiente es el punto de congelación inferior. Si se recalienta el producto después de solidificación prolongada, la temperatura a la que vuelve a estar el fluido se llama punto de congelación superior; este es algunos grados más elevados que el inferior.

Esta ensayo tiene por fin caracterizar bien el contenido en parafinas de los aceites, bien el contenido en hidrocarburos de alto punto de congelación de otros productos. El punto de intercalentamiento y el punto de congelación permiten apreciar los límites de

la temperatura de respetar en la manipulación de productos.

2.8 Viscosidad

La viscosidad es una magnitud física que mide la resistencia al flujo de un fluido, resistencia debido al frotamiento de las moléculas que se deslizan unas contra otras. En otras palabras expresa la resistencia que presenta el líquido a pasar por un agujero; el agua por ejemplo es de baja viscosidad, fluye fácilmente. Un aceite ligero es más viscoso que el agua, pero es aún de baja viscosidad pues fluye sin dificultad, en cambio un aceite pesado fluye lentamente; es de alta viscosidad. El petróleo en los motores Diesel debe ser de relativa baja viscosidad para que fluya fácilmente por los sistemas de bombeo e inyección y llegue al motor fácilmente. Para una buena atomización se requiere que sea baja viscosidad y sea inyectado sin ninguna dificultad en el cilindro. Teniendo en cuenta que los conductos por donde ha de pasar el combustible son muy pequeños, ya sea en la bomba de inyección o en el inyector, hay casos en la cual se requiere que el combustible sea calentado previamente. La medición de la viscosidad siempre va acompañada de la medición de la temperatura, pues varía mucho, disminuyendo a medida que se eleva la temperatura.

La viscosidad influye sobre la calidad de la pulverización; de allí que debe mantenerse dentro de

límites prudentes.

Cuando se emplea un combustible de baja viscosidad, las pérdidas tanto en el émbolo de la bomba como en el inyector pueden ser considerables y traer como consecuencia que se altere el momento de la inyección.

Se distinguen las viscosidades dinámica, cinemática y convencional.

La viscosidad dinámica es la resistencia que opone el líquido al trasladarse una respecto a otra a la velocidad de 1 m/s dos capas suyas, una de 1 m² de área cada una, y que se incrementan a una distancia de 1 m, bajo la acción de la fuerza aplicada de 1N.

La unidad de medida de la viscosidad dinámica en el Sistema Internacional de Unidades (SI) es Pascal en segundo (Pa.s) o en Poise (P).

La viscosidad Cinemática es igual a la relación entre la viscosidad dinámica y la densidad del líquido a la temperatura a que se midió. La unidad de medida de la viscosidad cinemática se expresa en Stokes (St) o en el Sistema Internacional (SI) en m²/s.

La viscosidad convencional se expresa por la relación de los tiempos de escurrimiento de un volumen determinado de agua y del derivado del petróleo. La viscosidad convencional se expresa en segundos de Saybolt y segundos de Redwood.

La viscosidad es muy variable según la procedencia del petróleo e incluso existen combustibles que tienen todas sus otras características casi idénticas, pero,

presentan diferencias muy notables en viscosidad.

2.9 Cenizas y residuos de carbono Conradson

El contenido de cenizas nos da una idea de la cantidad de residuo sólido en un combustible, se determina en los productos pesados, para lo cual se calcinan en un crisol evitando la inflamación de los vapores.

La prueba del carbono es muy útil porque da una idea de la proporción de residuos que contiene el combustible.

La determinación del residuo de carbono Conradson se aplica a los productos no volátiles.

Esta prueba se efectúa con insuficiente cantidad de oxígeno, pero que en la realidad, en un motor Diesel tiene lugar en presencia de exceso de oxígeno. A pesar de esto si nosotros queremos hacer comparaciones con distintos combustibles es muy útil esta prueba para las mismas condiciones.

2.10 Azufre

El contenido de azufre es otra de las propiedades que tiene influencia en el valor del crudo del petróleo. El contenido de azufre se expresa en tanto por ciento de peso de azufre y varía desde menos de un 0.1% hasta más de un 5%.

Los crudos con un contenido mayor a 0.5% requieren un procesado más extenso. En los casos en los cuales el porcentaje de azufre supere el 1%, deben construirse las piezas de contacto con el petróleo de materiales

especiales y puedan resistir la acción corrosiva de aquella sustancia (sulfuro de hidrógeno).

2.11 Volatilidad

La volatilidad del combustible es una de las características principales del combustible y en la cual depende de la composición del combustible. Sin embargo, sus distintos componentes del combustible se volatilizan a diferentes temperaturas y se evaporan primero los componentes fácilmente volatilizables. Para poder obtener la volatilidad del combustible, se determina en un aparato especial, en el cual se calienta el combustible y se obtienen las fracciones o componentes que se volatilizan en determinados intervalos de temperaturas.

Los componentes difícilmente volatilizables se evaporan demasiado lento y por lo tanto no se pueden mezclar suficientemente con el aire. en cambio las partes fluidas tiene una buena fuerza de penetración y se mezclan bien con el aire, de esto se desprende que los motores Diesel requieren un combustible con diferentes temperaturas de ebullición. Por medio del proceso de la destilación se determina la temperatura de ebullición. La composición del combustible influye significativamente sobre la vaporización, la velocidad de la formación de la mezcla aire-combustible y el proceso mismo de la combustión.

2.12 Número de cetano

Es el porcentaje de cetano puro en una mezcla de cetano de alfa-metil naftaleno que tiene la misma calidad de ignición que una muestra de combustible Diesel. Esta calidad es análoga al número de octano de las gasolinas. La inflamabilidad del combustible se aprecia por su número o índice de cetano (N.C.). Cuanto mayor es el índice de cetano, más fácilmente se inflama el combustible.

El número de cetano se determina aplicando diferentes métodos en motores monocilíndricos estandarizados especiales, donde se compara el combustible ensayado con una mezcla patrón de dos hidrocarburos químicamente puros, el cetano ($C_{16}H_{34}$) que se inflama fácilmente (su índice es 100) y el alfa-metil naftaleno ($C_{16}H_{7}CH_3$) que difícilmente se inflama (número de cetano es cero).

Para la determinación del número de cetano en un motor de prueba se toma en consideración los mismos parámetros de funcionamiento en cuanto a inicio de la inyección, cantidad de combustible, retardo del encendido. El caudal de aire de admisión necesario para el ajuste de este retardo del encendido, es una medida de la muestra a inflamarse. Cuanto mayor es el número de cetano, más susceptible a la ignición es el combustible. La resistencia al autoencendido se comporta de modo inverso a la susceptibilidad a la

ignición. Cuanto más resistente al autoencendido es el combustible, tanto menos susceptible es al encendido.

Número de cetano = $60 - 0.5$ (número de octano).

Si el número de cetano de un combustible es elevado el combustible pulverizado se inflamará tan pronto comience la inyección y por consiguiente no habrá acumulación de carburante no quemado para inflamarse. En cambio si el número de cetano del combustible es bajo, requerirá mayor tiempo para inflamarse, dando lugar a que se acumule combustible y al producirse la inflamación súbita de todo el combustible presente, se produce la detonación. Por otro lado, dado que el combustible no dispondrá de tiempo suficiente para quemarse después de inflamarse, originará que el combustible no quemado salga expulsado del motor en forma de humos. A continuación se presenta un cuadro comparativo.

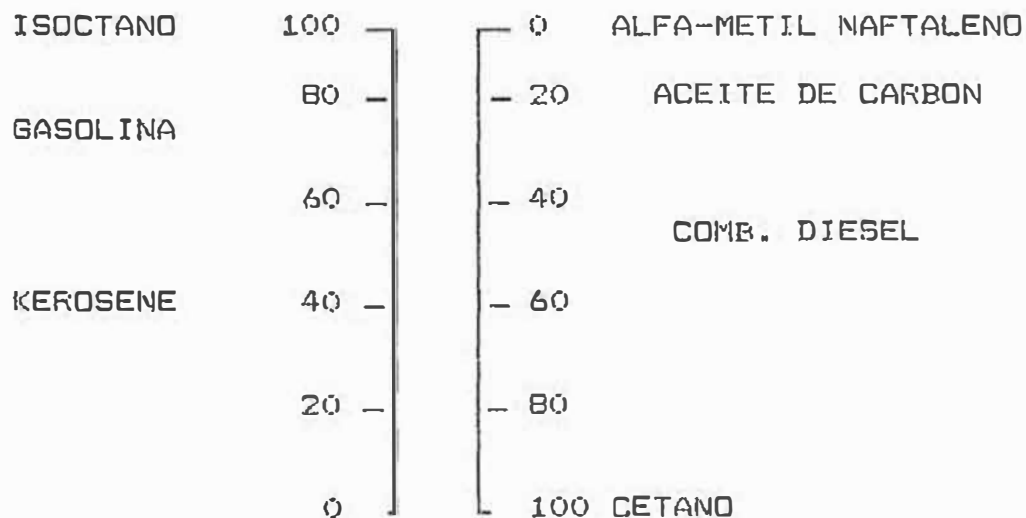


Fig N° 1. Comparación entre el octano y el cetano

2.13 Indice Diesel

El índice Diesel (ID) es una relación sencilla que está vinculada con la naturaleza química del combustible y para ello basta caracterizar el combustible por dos propiedades fácilmente medibles: su densidad, expresada en °API y su punto de anilina (temperatura de disolución de una mezcla de partes iguales en volumen del combustible ensayado y anilina destilada libre de agua).

El índice Diesel se define por la siguiente ecuación:

$$ID = \frac{\text{Temp. de anilina } (^{\circ}F) \times \text{densidad } (^{\circ}API)}{100} \quad (2.2)$$

De esta forma se ha encontrado una relación entre el número de cetano y el índice Diesel, entonces un índice Diesel elevado indica un combustible con alta calidad de encendido, por lo tanto:

$$NC = f(ID) \quad ; \quad ID = f(T_{\text{anilina}})$$

2.14 Propiedades de los combustibles usados en el motorRicardo

PROPIEDADES	DIESEL 2	DIESEL ESPECIAL
Apariencia	C y B	C y B
Color	1.0	1.0
Gravedad API	32.4	31.1
Punto de inflamación	81 °C	52.22 °C
Punto inicial de ebullición	212 °C	155.60 °C
5% recuperado	243	241.10
10% recuperado	253	257.20
20% recuperado	264	287.30
50% recuperado	289	314.40
90% recuperado	336	378.90
95% recuperado	347	396.70
Punto final de ebullición	351	401.10
Poder calorífico (BTU/LB)	19,542	19,494
Carbono Conradson % de fondos, % de masas	-	0.099
Viscosidad cinemática a 38°C, c.s.t.	4.15	6.13
Punto de fluidez (°C)	- 2.6 °C	-- 3.88°C
Cenizas % masas	-	0.002
Indice de cetano	47.2	50.7

CAPITULO III

ESTUDIO SOBRE LA LEY DE APROVECHAMIENTO DE CALOR

3.1 Introducción

Mediante el uso del equipo indicador de diagramas puede observarse a través del diagrama presión (p) versus ángulo de rotación del cigüeñal(ϕ) o presión(p) versus volumen(V) todo el proceso de combustión de un motor Diesel. La presión es función del ángulo de rotación del cigüeñal (ϕ) y se puede obtener a partir de ella la curva de la temperatura(T) versus el ángulo de rotación del cigüeñal(ϕ), la velocidad de desprendimiento del calor ($dx/d\phi$), la velocidad de aprovechamiento de calor y la cantidad de combustible combustionado (x).

Los índices del ciclo de trabajo se determinan según el diagrama indicado del motor. Consecuentemente este diagrama indicado refleja la calidad del ciclo de trabajo del motor. Actualmente con la modernización, los motores son diseñados no sin la separación de los diagramas indicados y de su posterior análisis interno. Existen modelos teóricos que reflejan el ciclo real de trabajo de un motor. Estos métodos de cálculos que se aplican consideran los cambios de estado químico en el

proceso de combustión, las pérdidas hidráulicas en el proceso de encendido y puesto en marcha, la dependencia de la capacidad térmica de la temperatura, la sumatoria de las pérdidas de calor en las paredes por la combustión incompleta y por la disociación de los productos de la combustión.

Sin embargo, la variación con respecto al tiempo o al ángulo de giro del cigüeñal de la presión y la temperatura de los gases durante el proceso de combustión no puede ser calculado según el clásico cálculo térmico. Por eso, tal índice como la presión máxima del ciclo en el caso de un ciclo dual se debe asumir y para el caso de entrega de calor a volumen constante (Isóbara), la presión máxima del ciclo obtenido mediante cálculo se corrige redondeando el vértice del diagrama, o sea en este caso se permite un error en la presión máxima del ciclo. Otro importante índice del ciclo es la rapidez del crecimiento de la presión, la cual en general no puede ser establecida según el método dado de cálculo.

En el cálculo térmico no se considera también la influencia sobre los índices del ciclo del ángulo de avance de la inyección que es el factor cuya influencia práctica es muy significativa. De aquí vemos que el diagrama indicado de un motor nos da muchos datos importantes. Con el diagrama indicado se encuentra la presión máxima indicada ($F_{m\acute{a}x}$) de los gases de combustión, sin embargo con esto no se acaban los datos

que pueden ser obtenidos en base al análisis de diagrama indicado.

Con un procedimiento especial tanto del diagrama indicado de cálculo y experimental, y mediante una corrección de la línea de la combustión, se diferencia la llamada característica fluidez del calor, según la cual se puede hacer un análisis sobre la dinámica del proceso de combustión en el tiempo, o sea, sobre el desenvolvimiento del proceso de combustión y sobre las pérdidas de calor durante el proceso de combustión.

La característica de la fluidez del calor se constituye como una de las partes sumatorias del proceso de combustión en el motor. Esta característica de la fluidez no puede ser obtenida directamente del diagrama indicado. Ella se obtiene sólo en el resultado del procedimiento matemático con los datos del diagrama, con el uso de las leyes básicas de la termodinámica y mecánica. Por eso la característica de la fluidez de calor es un índice de trabajo del motor difícil de definir. Por otro lado la presentación de esta característica significa un análisis más profundo y será muy necesario para mejorar el ciclo de trabajo del motor.

3.2 Fases de la combustión en el motor Diesel

En la figura N° 2, se muestra un diagrama de variación de presión(p) en un motor Diesel en función del ángulo de rotación del cigüeñal (ϕ). En el gráfico se indica

las fases de la combustión. Durante el período en que se eleva considerablemente la presión y temperatura, el combustible sufre cambios físicos como son: calentamiento, vaporización, difusión; además sufre cambios químicos como la desintegración de las moléculas. A continuación explicaremos las fases de la combustión.

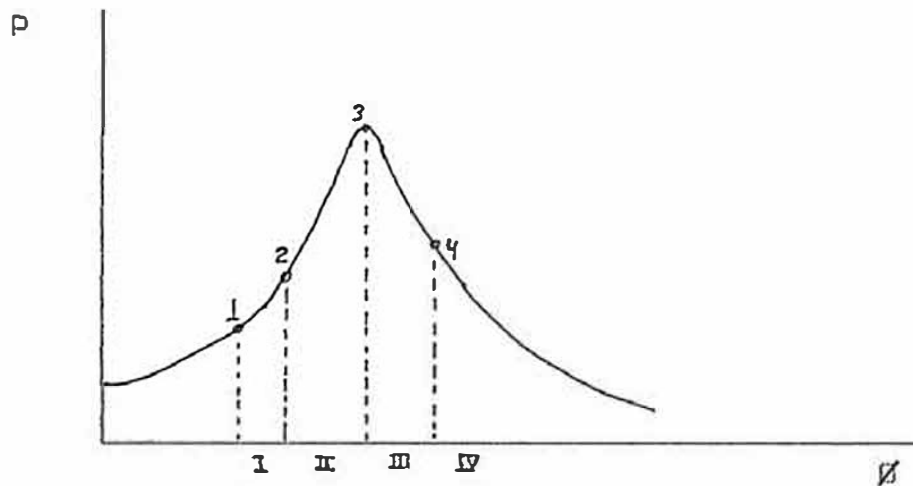


Fig. N° 2 presión vs ángulo de giro del eje cigueñal

3.2.1 Primera fase

Es la fase inicial o fase preparatoria en la cual comienza la alimentación de combustible en el punto 1 de la figura N° 2.

Al intervalo de tiempo de preparación de la mezcla aire - combustible, se le conoce como período de retardo de la inflamación. Es durante este período que se desarrollan las reacciones que transcurren delante del frente de llama, en la cual surgen los primeros focos de autoinflamación y la presión comienza a elevarse como resultado del desprendimiento de calor de la combustión.

La velocidad de eliminación de calor durante este período es muy pequeña, y es por esto que en la primera fase no se observa un aumento significativo de la presión. En este período ingresa al cilindro el 30 - 40% del combustible para un ciclo.

Podemos añadir que el período de retardo a la inflamación dependerá del suministro de combustible, del procedimiento de formación de la mezcla y de las propiedades químicas del combustible, la cual dependerá de su número de cetano.

3.2.2 Segunda fase

La segunda fase comienza en el punto 2 de la figura N° 2, en la cual se presenta un período muy intensivo de desprendimiento de calor. Es una fase de combustión rápida, en la cual, la temperatura y presión en este tramo se elevan rápidamente y es aquí donde se efectúa propiamente el proceso de combustión y es la continuación al período de retraso de la inflamación. La entrega de todo el combustible para un ciclo termina en el punto 3. En esta fase la velocidad de crecimiento de la presión depende de la intensidad de turbulencia del aire que ejerce una influencia sustancial sobre la velocidad de propagación de la llama.

La segunda fase termina cuando alcanza la presión máxima.

3.2.3 Tercera fase

Comienza la fase de combustión desacelerada y al comienzo de esta fase se alcanza la máxima presión. El volumen de la cámara de combustión aumenta debido al movimiento del pistón.

3.2.4 Cuarta fase

Se inicia en el momento en que alcanza la máxima temperatura de combustión y el desprendimiento de calor continúa por efecto de la combustión retardada. Esta fase de la combustión retardada puede abarcar una parte considerable de la carrera de expansión y además origina la disminución de la velocidad del calor desprendido.

3.3 Procesamiento del diagrama indicado para determinar la ecuación característica de aprovechamiento de calor

Una vez obtenido el diagrama p vs ϕ y tabulado sus respectivos valores se utiliza la siguiente fórmula para determinar la temperatura $\#$

$$T_x = \frac{p * V_x * 10^{-3}}{M_{xg} * R} \quad (3.1)$$

Donde $\# R$ es la constante universal de los gases e igual a 8.3143 KJ/Kmol-K

M_{xg} es el peso molecular en Kmol/ciclo

V_x es el volumen para cada posición del eje cigüeñal, en cm^3 .

p es la presión, en MPa.

Cálculo de M_{xg} :

$$M_{xg} = [\alpha L_o (1+\tau_r) C_x + (\alpha - C_x) L_o] * g_{sc} \quad (3.2)$$

asumimos los sgtes valores :

$$L_o = 0.499 ; \tau_r = 0.03$$

C_x se obtiene del cuadro N°15, la cual muestra que para cada ángulo de giro del eje cigueñal(θ) le corresponde su respectivo coeficiente, este cuadro se ha obtenido en base a estudios experimentales hechos por investigadores.

$$g_{sc} = \frac{G_c}{120 \times i \times n / T} , \text{ kg/ciclo} \quad (3.3)$$

para el motor Ricardo con un solo cilindro y de 4 tiempos:

$$g_{sc} = \frac{G_c}{30 \times n} , \text{ kg/ciclo}$$

reemplazando en la fórmula (3.2):

$$M_{xg} = [\alpha L_o (1+\tau_r) C_x + (\alpha - C_x) L_o] * G_c / (30 * n)$$

Fórmula par determinar el volumen de desplazamiento (V_x) del pistón en función del giro del eje cigueñal(θ) :

$$V_x = V_c + \frac{V_h}{2} \left[(1 - \cos \theta) + \frac{\lambda * (1 - \cos 2\theta)}{4} \right] \quad (3.4)$$

3.4 Análisis de la ley de aprovechamiento de calor

Para el análisis de la dinámica de desprendimiento del calor desprendido a partir del diagrama indicado, puede

aplicarse la primera y segunda ley de la termodinámica. Sin embargo, la base de utilización para los métodos descritos es la primera ley de la Termodinámica.

El cálculo termodinámico del proceso del trabajo de un motor de combustión interna propuesto por V.I. GRANEVETSKI, posteriormente desarrollado y completado por E.K. MAZING y otros, no descubre la esencia de los fenómenos que suceden en el cilindro del motor durante la inyección del combustible y su combustión.

Lo anterior dicho se fundamenta en la proposición que la combustión tiene lugar cuando la Presión es constante o bien cuando el Volumen es constante o durante un ciclo mezclado.

Por eso el ciclo teórico se realiza considerando la selección de los índices politrópicos de compresión n_1 y de expansión n_2 , del grado de expansión previa ϵ , del coeficiente de aprovechamiento de calor (η) y del coeficiente de totalidad del diagrama indicado.

El uso de la ley de desprendimiento del calor (Dinámica de la fluidez del calor) para el cálculo del proceso del trabajo, permite obtener la división del proceso de combustión en sectores con $V = \text{cte}$ y $P = \text{cte}$; y de la posibilidad de determinar la cantidad de calor que fluye en diferentes secciones de este proceso.

Conociendo la ley del desprendimiento de calor, es decir de la dinámica de la transmisión del calor se puede construir el diagrama respectivo. De ésta manera, el método de cálculo usando la ley del desprendimiento

de calor es un complemento sustancial para el proceso termodinámico de trabajo.

Para el cálculo y análisis del proceso de la combustión, la característica más importante en último caso es la aceleración del flujo de calor durante el período de la combustión. Sin embargo, la teoría de combustión no permite obtener el valor de esta velocidad teniendo en cuenta todos los factores que determinan el proceso de la combustión en el tiempo y que son: la cinética de las reacciones químicas, los fenómenos de la dinámica gaseosa, vaporización, etc. En relación a esto, para la evaluación cuantitativa y cualitativa de la combustión se usan las dependencias de los resultados de las sumatorias finales de la combustión. Hoy en la actualidad existen diversos métodos para aplicar la ley del desprendimiento del calor.

Uno de los métodos más difundidos es la metodología de N. V. INOZIEMTSEV, que expresa la cantidad de combustible combustionado partiendo de la siguiente relación:

$$X = \frac{Q(\phi)}{P_{cal} * g_{bc}} \quad (3.5)$$

Donde:

X : Cantidad de combustible combustionado

P_{cal} : Poder calorífico inferior del combustible

g_{bc} : suministro de combustible por ciclo

$Q(\phi)$: Cantidad de calor desprendido durante la

combustión en un período dado.

En la práctica para realizar el estudio del proceso de combustión en el motor y construir la curva del calor desprendido, se requiere tener como base el diagrama indicado y a partir de ella desarrollar las leyes que gobiernan el desarrollo del desprendimiento de calor. Las leyes, cuyas fórmulas son modelos teóricos, son hechas según métodos analíticos de investigación y serán aplicados a un experimento realizado a un motor mediante su diagrama indicado.

El método analítico parte para su análisis de la Primera Ley de la Termodinámica expresada de la siguiente manera:

$$dQ = du + AFdV + dQ_w + dQ_{diss} \quad (3.6)$$

Donde:

du : Variación de la energía interna del gas

$AFdV$: Calor equivalente al trabajo mecánico

dQ_w : Pérdida de calor debido a la transmisión de calor al medio refrigerante.

dQ_{diss} : Pérdida de calor debido a la disociación de los productos de la combustión.

Integrando la ecuación en los límites de P_0V_0 hasta P_nV_n se obtiene:

$$Q = A \int_{P_0V_0}^{P_nV_n} \frac{d(PV)}{K-1} + A \int_{V_0}^{V_n} PdV + Q_w + Q_{diss} \quad (3.7)$$

$$Q = A \sum_{1}^n \frac{P_2 V_2 - P_1 V_1}{K - 1} + A * L + Q_w + Q_{d1m} \quad (3.8)$$

Donde:

$P_1 V_1$ y $P_2 V_2$: son la presión y volumen al comienzo y final de un incremento $d\phi$.

L : Trabajo realizado por el gas en el inicio de la compresión hasta el final del incremento de $d\phi$.

La cantidad de calor desprendido por ciclo durante la combustión en % es:

$$X = \frac{Q}{F_{ca1} * g_{nc}} = \frac{A}{F_{ca1} * g_{nc}} \left(\sum_{1}^n \frac{P_2 V_2 - P_1 V_1}{K - 1} + L \right) + \frac{Q_w}{F_{ca1} * g_{nc}} + \frac{Q_{d1m}}{F_{ca1} * g_{nc}} \quad (3.9)$$

$$X = X_1 + X_w + X_{d1m}$$

Donde X_1 , X_w , X_{d1m} son la conformación de las partes de calor que se gastan en aumentar la energía interna de la sustancia y en la realización del trabajo mecánico. Del calor suministrado, una parte de calor se pierde a consecuencia de la transmisión de calor al medio refrigerante y otra parte por la disociación y combustión incompleta.

El calor desprendido X_1 es obtenido mediante el uso del diagrama indicado por la siguiente fórmula:

$$X_d = \frac{A}{P_{cal} * g_{mc}} \left(\sum_{i=1}^n \frac{P_2 V_2 - P_1 V_1}{K - 1} + L \right)$$

El cálculo de la pérdida de calor en la transmisión de calor al medio refrigerante se obtiene mediante la siguiente fórmula propuesta por N.R. BRILING como una aproximación.

$$X_w = \frac{Q_w}{P_{cal} * g_{mc}}$$

$$X_w = \frac{10^3}{3600 * 6 * n * P_{cal} * g_{mc}} \left\{ 0.362 \sum_{i=1}^n \left[\left(\frac{T_r}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_p}{100} \right)^4 \right] + \right.$$

$$\left. 0.99(a + b C_m) \sum_{i=1}^n (p r^2 T_r)^{(1/3)} * (T_r - T_p) \right\} F \quad (3.10)$$

Donde:

P_r, T_r : Presión y temperatura del gas

F : Superficie de las paredes en m^2

T_p : Temperatura de la pared en $^{\circ}K$

C_m : Velocidad media del pistón

a y b : Coeficientes que dependen del tipo de motor.

El cálculo de la pérdida de calor en la disociación puede ser calculada mediante la siguiente fórmula presentada por B.N. INOZIEMTSEV:

$$X_{dis} = \frac{Q_{dis}}{P_{cal} * g_{mc}}$$

$$X_{d1m} = \frac{10^3}{2 \times 10^7 P_{ca1}} (115600 M_{H_2O} \cdot \phi_{H_2O} + 136440 M_{CO_2} \cdot \phi_{CO_2}) \quad (3.11)$$

Donde:

M_{H_2O} y M_{CO_2} : Número de moles del agua y del dióxido de carbono respectivamente.

ϕ_{H_2O} y ϕ_{CO_2} : Grado de disociación del H_2O y CO_2

Las fórmulas planteadas para la determinación de X_w y X_{d1m} son en la práctica difícil de aplicar y más bien puede calcularse mediante el uso del coeficiente de aprovechamiento de calor () del proceso real.

$$\bar{\eta} = \frac{X_1}{X} = \frac{X_1}{X_1 + X_w + X_{d1m}} \quad (3.12)$$

El valor medio del coeficiente $\bar{\eta}$ para los motores Diesel durante el proceso de combustión están en el rango de 0.92 a 0.96.

3.4.1 Ecuación de la característica de calor aprovechado

Para el análisis de la característica de calor desprendido se determina en razón de la ecuación de la 1ra. Ley de la Termodinámica.

$$\frac{dx}{d\phi} = \frac{1}{(K-1) P_{ca1} g_{mc}} \left[V \frac{dP}{d\phi} + K_p \frac{dV}{d\phi} + \frac{PV}{K-1} \frac{dK}{d\phi} \right] +$$

$$\frac{1}{P_{ca1} g_{mc}} \times \frac{dQ_w}{d\phi} \quad (3.13)$$

debido a que $dK/d\phi$ resulta ser una cantidad muy pequeña y que el diferencial $dQ_w/d\phi$ en la zona de la combustión es en un periodo muy corto se le desprecia y por lo tanto se llega finalmente a la siguiente ecuación de aprovechamiento de calor:

$$\frac{d_c}{d\phi} = \frac{V_c}{(K-1) P_{ca1} g_{sc}} \left[\left(1 + \frac{\phi^2}{B}\right) \frac{dP}{d\phi} + \frac{2K\phi}{B} \right] \quad (3.14)$$

Donde:

$$\left(\frac{dP}{d\phi}\right)_{j+1} = \frac{P_{j+2} - P_j}{\phi} \quad , \quad \text{MPa/grado} \quad (3.15)$$

$$g_{mc} = \frac{G_c}{120 \times i \times n/T} \quad , \quad \text{kg/ciclo} \quad (3.16)$$

Donde G_c : Consumo de comb. en Kg/hr

n : Velocidad angular del eje cigüeñal en rpm

i : Número de cilindros

T : Número de tiempos

$$B = \frac{4 * (180/\pi)^2}{(\epsilon-1)(1+\lambda)} \quad (3.17)$$

Donde ϵ : Relación de compresión

$$\lambda = R/l = 1/4.25$$

$$V_c = \frac{V_h}{(\epsilon-1)} \quad (3.18)$$

V_h : Volumen del desplazamiento del pistón

V_c : Volumen muerto

3.4.2 Aplicación de la ley de aprovechamiento de calor en el motor experimental Ricardo

Cilindrada $V_h = 507 * 10^{-6} \text{ m}^3$

reemplazando valores en la fórmula (3.17)

$$B = \frac{4 * (180/\pi)^2}{(22-1)(1+1/4.25)} = 506.2$$

reemplazando valores en la fórmula (3.18)

$$V_c = \frac{507 * 10^{-6}}{(22-1)} = 2.4142 * 10^{-5} \text{ m}^3$$

- Para el combustible Diesel Normal :

Poder Caloríf. de Diesel normal : 42.35 MJ/Kg

Consumo de combustible (G_c) : 2.42 Kg/h

Alfa (α) : 1.12

Velocidad angular del eje cigueñal (n) : 2700 RPM

de tiempos del motor (T) : 4

reemplazando datos en la fórmula (3.16)

$$g_{mc} = \frac{2.42}{120 * 1 * (2700/4)}$$

$$g_{mc} = 2.987665 * 10^{-5} \text{ Kg/ciclo}$$

reemplazando valores en la fórmula (3.14) de aprovechamiento de calor para el combustible Diesel normal :

$$\frac{d\epsilon}{d\phi} = \frac{0.0190781}{(k - 1)} \left[\left(1 + \frac{\phi^2}{506} \right) \frac{dP}{d\phi} + \frac{2kP * \phi}{506.2} \right] \quad (3.19)$$

- Para el combustible Diesel Especial :

Poder Caloríf. Diesel Especial : 42.25 MJ/Kg

Consumo de combustible (Gc) : 2.50 Kg/h

alfa (α) : 1.4

Velocidad angular del eje cigueñal (n) : 2700 RPM

§ de tiempos del motor (T) : 4

reemplazando datos en la fórmula (3.16)

$$g_{sc} = \frac{2.50}{120 * 1 * (2700/4)}$$

$$g_{sc} = 3.0864 * 10^{-4} \text{ Kg/ciclo}$$

reemplazando en la fórmula (3.14) de aprovechamiento de calor para el combustible Diesel Especial :

$$\frac{d\epsilon}{d\phi} = \frac{0.018512}{(k - 1)} \left[\left(1 + \frac{\phi^2}{506} \right) \frac{dP}{d\phi} + \frac{2k P * \phi}{506.2} \right] \quad (3.20)$$

CAPITULO IV

METODOLOGIA DE ENSAYOS CON COMBUSTIBLES PARA MOTORES DIESEL

4.1 Puesta a punto del motor

4.1.1 Condiciones de operación del sistema de refrigeración

Todo fabricante de motores diseña el sistema de refrigeración para que opere dentro de un rango determinado de temperatura para condiciones óptimas o condiciones nominales. Para evitar el sobrecalentamiento de la máquina, hay que mantener los rangos adecuados de temperaturas, porque de lo contrario originaría un calentamiento excesivo de las paredes del cilindro y disminuiría los esfuerzos de trabajo considerablemente.

Una manera de mantener la temperatura de trabajo es utilizando un radiador o un intercambiador de calor en el sistema de enfriamiento. El intercambiador de calor es una forma indirecta de regular la temperatura del agua de refrigeración y comprende de un circuito cerrado de agua que circula por el motor y de un circuito abierto que absorbe el calor del circuito cerrado.

4.1.2 Condiciones de operación del sistema de enfriamiento del aceite

Está comprobado que al hacer trabajar al motor a temperaturas del aceite por debajo de la temperatura óptima habrá mayor desgaste debido a la alta viscosidad que posee a bajas temperaturas.

Por otro lado si lo hacemos trabajar a temperaturas por encima de la temperatura óptima del aceite, provocará la evaporación de ésta y causará también desgaste rápido de cilindros y pistones.

Una mala lubricación origina que se acumule carbonilla en los anillos, raspaduras en la superficie de trabajo del pistón y de la camiseta.

Para mantener la temperatura del aceite dentro de los rangos óptimos para realizar ensayos prolongados, se utiliza un intercambiador de calor, en la cual mediante un circuito abierto hacemos circular agua para el enfriamiento del aceite.

4.1.3 Condiciones de operación del sistema de admisión del aire

Para ensayos con motores Diesel, la válvula de admisión debe estar totalmente abierta y para lograr que el motor tenga una buena eficiencia de combustión debe haber suficiente exceso de aire y una buena turbulencia.

Se requiere que el aire ingrese libre de impurezas y

para esto el filtro debe estar en buenas condiciones y cada cierto tiempo debe limpiarse del polvo o en su defecto cambiarse, ésto dependerá mucho del grado de contaminación del medio ambiente que rodea al motor. Para medir el caudal de aire, se utilizan dispositivos de estrangulación o medidores volumétricos de caudal. Entre los dispositivos de estrangulación hay los llamados diafragma normalizados, toberas, tubos de venturi, placa con orificio. Además estos dispositivos de estrangulación presentan pérdidas de presión considerable, margen de medición pequeño, la instalación es voluminosa, y determinar el caudal por diferencia de presión en el aparato es más complicado. En los bancos de ensayos de los laboratorios con que se cuenta en la actualidad se utiliza el dispositivo placa con orificio por su simplicidad de construcción. No hay que dejar de lado el hecho que emplear los medidores de caudal volumétricos como por ejemplo los del tipo de émbolos giratorios es lo más recomendable.

4.1.4 Regulación de la bomba de inyección

La bomba de inyección es una de las partes más importante y necesario para el motor Diesel, porque es el que dosifica y regula el combustible que ingresa al motor durante un tiempo del ciclo para cualquier régimen de velocidad.

Además es importante que la bomba de inyección

proporcione un suministro idéntico de combustible en todos los ciclos y cilindros del motor. Es deseable que la masa de combustible se introduzca a una creciente velocidad, para que las gotas de combustible tengan más velocidad y pueden llegar a las zonas más alejadas dentro de la cámara de combustión.

El instante que debe inyectarse combustible al motor se regula de acuerdo a las normas del fabricante que diseña el motor y la duración de la inyección se realiza dentro de un determinado rango de rotación de giro del cigüeñal.

Tratándose de bancos de ensayos, para estudiar el comportamiento del motor empleando diversos combustibles Diesel, la bomba de inyección debe llevar un sistema de regulación manual o automática que permita aumentar o disminuir la dosis de combustible en función de la carga.

4.1.5 Regulación de la presión de inyección

Para lograr una buena combustión se requiere que el combustible sea inyectado a una determinada presión, la cual garantice una excelente pulverización del combustible durante el tiempo de inyección del combustible y además evitaremos que gotee después de la inyección. La homogeneidad de pulverización se mejora cuando se incrementa la velocidad de las partículas del combustible y esto a su vez implica

que la velocidad de salida del combustible desde los orificios toberas del inyector se incrementa. Esta velocidad de salida es la que queda definida por la presión de inyección.

Por lo general, el fabricante de motores recomienda a que presión de inyección debe trabajar su motor de acuerdo a sus características de diseño. La presión de inyección se regula en el inyector.

Existen equipos probadores de inyectores, la cual muestra en que presión se encuentra el inyector. El equipo probador tiene incorporado un manómetro que nos indica la presión en que se regula el inyector. Para lograr el inyector se mantenga a una presión de inyección dada, se deberá someter al inyector a otras pruebas, entre las cuales tenemos; la prueba de goteo, la prueba de estanqueidad, y la prueba de pulverización.

Adicionalmente podemos decir que las propiedades físicas del combustible a usar influyen bastante sobre la disgregación del chorro y también del diámetro de cada gota. Además la viscosidad del combustible influye sobre la finura y la uniformidad de pulverización del combustible. Tomando en consideración lo dicho anteriormente es que se elige la presión óptima para un determinado combustible.

4.1.6 Funcionamiento en el régimen nominal del motor

El régimen nominal es aquel régimen en donde el motor

desarrolla su máxima potencia sin llegar al límite de humeado. Para efectos de ensayos prolongados en el régimen nominal se debe tener cuidado en mantener constante y en sus valores óptimos la temperatura del aceite, la temperatura del agua, la presión de inyección del combustible, el avance a la inyección del combustible y la velocidad nominal del motor. Es indispensable tomar en cuenta todos los datos en los cuales el motor trabaja óptimamente, y que a su vez el motor cuenta con toda la instrumentación de medición en buenas condiciones y además calibrados porque de esta manera garantizaremos confiabilidad en los resultados que se obtengan de la toma de datos y lograremos que el motor tenga una mayor durabilidad.

4.2 Procedimiento para obtener las Curvas Características Externas de Velocidad

Para obtener las curvas características externas de velocidad en un motor Diesel se requiere que el órgano de regulación de carga, en este caso la cremallera de la bomba de inyección de combustible, se fije constante para la posición de máximo suministro de combustible. Una vez que el motor ha sido acelerado, se pone carga y, la velocidad angular del eje del motor disminuye. Si se sigue poniendo carga, la velocidad angular del eje cigueñal del motor disminuirá, y por lo tanto variarán los principales índices del motor. Para cada posición de carga se toman todos los datos necesarios para

construir las curvas de los principales índices del motor. Se debe tener en cuenta en mantener estables todos los sistemas auxiliares del motor como son la lubricación, refrigeración y encendido, los que a su vez serán los óptimos. Cuando el suministro de combustible se regula para una posición que no es el máximo suministro de combustible se llama curvas características parciales de velocidad.

4.3 Procedimiento para obtener las Curvas Características de Carga

Las condiciones que permitan obtener las curvas características de carga son : fijar constante una velocidad angular del eje cigüeñal del motor, luego variar el suministro cíclico de combustible de la bomba de inyección y la carga del freno. Si incrementamos el suministro de combustible, el motor se acelera, por lo tanto, debemos poner carga al motor para lograr obtener la velocidad angular que se fijó constante. Cabe resaltar que este ensayo se realiza manteniendo constante los sistemas de refrigeración y lubricación.

4.4 Procedimiento para obtener las curvas de regulación

Las curvas de regulación se refieren al adelanto o retraso del avance a la inyección del combustible (β). el fabricante recomienda un avance a la inyección óptimo y en base a esto se eligen valores de β mayores y menores que el β óptimo, luego para cada ángulo de

avance a la inyección se realiza un ensayo completo al motor en estudio. Las bombas de inyección que se encuentran en los bancos de ensayos cuentan con un reglaje de regulación para el ángulo de avance de la inyección del combustible, lo cual nos permite regular con facilidad el avance de la inyección.

4.5 Procedimiento para obtener las curvas a diferentes presiones de inyección

El procedimiento consiste en fijar diferentes presiones de inyección con respecto a la presión recomendada por el fabricante, y para cada presión de inyección realizar un ensayo completo de velocidad. Para fijar una determinada presión de inyección se desmonta el inyector y en el banco probador de inyectores se regula la presión deseada. Se recomienda chequear la presión de inyección después de cada ensayo con la finalidad de ver si se mantiene la presión de inyección que se reguló antes de iniciar el ensayo.

Para realizar un análisis más confiable se recomienda que dichos ensayos se realicen en las mismas condiciones de operación de todos los sistemas auxiliares.

4.6 Funcionamiento y operación del equipo indicador de diagrama Farnboro.

4.6.1 Funcionamiento del equipo

El equipo completo comprende de una unidad registradora, una unidad captadora, filtro de la unidad captadora, tuberías de conducción del gas, resortes calibrados y la unidad relay del indicador.

Unidad Registradora.- La unidad registradora posee en su ensamble un cilindro y un pistón controlado por un resorte. La distancia recorrida por el pistón venciendo la resistencia de los resortes calibrados es una presión que está siendo medida. El movimiento del pistón es amplificado por un mecanismo de desplazamiento paralelo que lleva la punta trazadora a lo largo del tambor registrador sobre el cual se coloca el papel especial de diagrama.

Unidad Captadora.- (pick-up).- Se encuentra atornillada en la culata del motor y es del tipo diafragma. Interiormente se encuentra un diafragma de peso liviano, hecho de una aleación especial de gran dureza. Por un lado de la unidad captadora viene la presión de los gases de combustión y por el otro lado se le aplica una presión exterior. Ambas presiones inciden sobre el diafragma.

La unidad captadora indica el instante en el cual una presión creciente del cilindro iguala a la presión aplicada externamente, y esto origina que el diafragma haga contacto con el electrodo conectado a la unidad captadora. Cuando hay una presión

decreciente en el cilindro, el diafragma deja de hacer contacto con el electrodo.

Accionamiento del tambor en el equipo indicador de diafragma.- El tambor del indicador será movido directamente por el eje del motor (cigüeñal), y para esto existe una palanca de embrague que acopla o desacopla el tambor del equipo indicador con la rotación del cigüeñal y de esta manera aseguramos que tanto el eje del motor y el tambor se encuentren en fase a través de cada ciclo. El acople instalado es de tipo cruceta.

Constantes de los resortes.- El equipo indicador Farnboro cuenta con un stock de resortes calibrados que se utilizan para cubrir el rango de presiones para motores de diferentes tamaños. Para identificar cada resorte están pintados de un color determinado y que a su vez cada color nos indica, mediante una tabla, cual es la presión máxima que alcanza.

RELACION DE CONVERSION PRESION MAXIMA
DEL DIAGRAMA INDICADO

COLOR	PSI/pulg	kg/cm ² /mm	PSI	kg/cm ²
NARANJA	250	1.44	1875	130
VERDE	200	1.80	1500	105
ROJO	150	2.40	1125	79
AMARILLO	100	3.60	750	53
BLANCO	80	4.50	600	42
AZUL	40	9.00	300	21

CAPITULO V

EQUIPOS E INSTRUMENTOS PARA LA REALIZACION DE ENSAYOS

5.1 BANCO DE PRUEBAS DEL MOTOR RICARDO

5.1.1 Motor Ricardo E6/TS

Especificaciones Generales

Motor

Serie N°	105/69	
N° de cilindros	1	
Diámetro interior del cilindro	3" - 76.2 mm	
Carrera	4 3/8" - 111. mm	
Cilindrada	507 cc.	
Relación de compresión :		
Encendido por chispa	4.5 - 20:1	
Encendido por compresión.....	22:1	
Válvulas	En la cabeza, accionadas por balancín.	
Tiempo de válvulas	Apertura V.A. ... 9°APMS	
	Cierre V.A. ... 36°DPMI	
	Apertura V.E. ... 42°APMI	
	Cierre V.E. 8°DPMS	
Luz de válvulas	Admisión	0.15 mm
	Escape	0.25 mm

Refrigeración

Tipo Circuito cerrado
Tipo de la bomba de agua Centrífuga
Motor eléctrico 440 v y 60 ciclos
Control de la temperatura Regulables
manualmente en el
intercambiador.
Temperatura de trabajo del agua .. 70 - 75 °C
Medidor de flujo Tipo orificio,
const 68l * (h)^{0.5}

Lubricación

Tipo Cáster húmedo
Bomba Tipo engranaje
Presión del Aceite 30 lb/pulg² aprox.
Filtro Tecalemit
Capacidad 9 lt. aprox.
Temp. Normal de Trabajo 60 - 65 °C
Lubricante Shell X-100, SAE 30
algún similar.

Bomba de inyección

Marca C.A.V. - Bosch
Tipo B.E.P.1B 60W
10056039
Forma de la leva F.P.Z. 6/1
Diámetro del pistón 6 mm

Tiempo de inyección E.C. 30 - 45°E (38°E)
 E.CH..... 5 - 20°L (15°L)

Inyectores

Marca C.A.V.
 Cuerpo del inyector E.C. B.K.B. 3555153
 E.CH..... B.K.B. 35SD5188
 Boquilla del inyector « E.C. BDN OSD21
 E.CH..... BDN OSFC 6389
 Presión de trabajo « E.C. 150 ATM
 E.CH 40 ATM

Sistema de suministro de combustible

Capacidad del tanque mayor 9 litros
 Capacidad del tanque menor 1 litro
 Medidor de volumen de combustible .. 50 y 100 lts.
 Marca de la bomba de combustible .. Tecalimit
 Tipo de la bomba de combustible Engranaje
 Motor de la bomba de combustible .. Eléctrico 6V D.C.

Sistema de inducción del aire

Medidor de aire..... Tipo alcohol
 viscous flow
 Calentador del aire 1000 Watt
 filtro de aire Vokes 100 HPL/1

Tacómetro

Marca Crompton Parkinson

Tipo Eléctrico
 Rango de velocidad 0 - 300 RPM

5.1.2 Instrumentos utilizados en el motor Ricardo

a. Potenciómetro

Marca LEEDS NORTHROP CO

CAT N° 8496

Made in USA, Philadelphia

El potenciómetro se usó para medir la temperatura de los gases de escape. La lectura obtenida en este instrumento se da en milivoltios (mv) y mediante una tabla de conversión es convertida a grados °C.

El rango de lectura del potenciómetro se da en dos escalas:

Escala A: 0 - 22 mv

Escala B: 20 - 64 mv

Para obtener una medición exacta en el potenciómetro se requiere que este sea "calibrado" previamente y que las baterías estén cargadas.

B. Termocupla

Material CHROMEL VS. ALUMEL THERMOCUPLE

Se instala un terminal en el Potenciómetro y el otro terminal directamente con los gases de escape.

C. termómetros

1. Termómetro de bulbo para la medición de la temperatura de ingreso del agua de refrigeración del motor.

Rango de aplicación : -15 a 110°C

2. Termómetro de bulbo para la medición de la temperatura de salida del agua de refrigeración del motor.

Rango de aplicación : -5 a 105°C

Tipo de inmersión parcial (100mm)

GF 105°C/05/100 BSM04/51

3. Termómetro de bulbo para la medición de la temperatura del aceite del motor.

Rango de aplicación : -15 a 110°C

Tipo : inmersión parcial

4. Termómetro de bulbo para la medición de la temperatura de ingreso del aire al motor.

Rango de aplicación : -20 a 110°C

D. Medidor de la fuerza en el dinamómetro

Balanza mecánica de resortes

Marca : WAYMASTER

Rango : 0-5 kg.

Precisión (aprox) : 1/20 kg.

E. Medidor de aire

Se utilizó un medidor diferencial tipo U.

Líquido manométrico: agua con colorante

Escala en cada rama en cm

precisión : 0.1 cm (aprox)

F. Medidor del caudal de agua

El líquido usado en el manómetro tipo U es mercurio.

La escala de cada rama es de 8 cm y una aproximación de 0.1 cm.

G. Medición de presión

Se utilizó un manómetro tipo Bourdon para medir la presión del aceite.

Escala del manómetro:

Roja : 0 a 85 lb/pulg² con una aproximación de 2 lb/pulg²

Negra : 0 a 6 kg/cm² con una aproximación de 0.1 kg/cm².

H. Medición de velocidad

Se utilizó un instrumento de tipo eléctrico para medir la velocidad del motor

Rango : 0 a 3000 RPM

Aproximación : 50 RPM

I. Medidor volumétrico de flujo de combustible

Capacidad de 50 cm³.

J. Cronómetro mecánico

K. Indicador de diagramas

Tipo diafragma FARNBORO ELECTRIC INDICATOR.

L. Analizador de gases

Para el análisis de gases se usa el analizador Orsat que sirve para la medición de los porcentajes volumétricos en base seca de % CO₂, O₂ y CO que están presentes en los gases de escape. El Orsat es el aparato más comunmente usado para el análisis de los gases de combustión.

5.2 Banco de pruebas del motor Newage

5.2.1 Especificaciones generales

motor

Tipo	22 C
Peso con embrague	267.5 Kg
Número de cilindros	4
Diámetro interior del cilindro ...	82.537 a 82.575 mm
Carrera	101.6 mm
Cilindrada	2178 cm ³
Relación de compresión	20:1
Orden de encendido	1,3,4,2
Máximo torque (motor vehicular)	12.3 Kg-m a 2800 rpm
Potencia máxima al freno ...	25 KW (33.5 HP) a 2000 rpm
Cámara de combustión	Tipo Ricardo Comet III
Inyectores	Tipo pintaux (spray)

Bomba de inyección Tipo distribuidor CAV
 Arranque Eléctrico, accionado por
 una batería de 12
 voltios.

Tiempo de válvulas

Apertura Válvula de admisión 5°APMS
 Cierre válvula de admisión 40°DPMI
 Apertura válvula de escape 60°APMI
 Cierre válvula de escape 5°DPMS

Lubricación

Tipo de bomba rotor excéntrico

Refrigeración

Tipo bomba y termostato
 Temperatura 70 a 75°C

Sistema de combustible

Bomba de inyección C.A.V.
 Presión de inyección 115 atm
 Tiempo de inyección 28°APMS

5.2.2 Instrumentos utilizados en el motor Newage

A. Termómetros

1. Termómetro de bulbo para la medición de la temperatura de ingreso del agua de refrigeración del motor.

Rango de aplicación : 0 a 100°C

2. Termómetro de bulbo para la medición de la temperatura de salida del agua de refrigeración del motor.

Rango de aplicación : 0 a 100°C

3. Termómetro de bulbo para la medición de la temperatura del aceite en el cárter del motor.

Rango de aplicación : 0 a 160°C

4. Termómetro de bulbo para la medición de la temperatura del agua en la chaqueta de enfriamiento de la culata del motor.

Rango de aplicación : 0 a 100°C

5. Termómetro para la medición de la temperatura de salida del agua en el freno hidráulico Froude.

Rango de aplicación : 0 a 100°C

B. Tacómetro mecánico

Marca Smith Industrial División

Rango : 0 a 5000 rpm

C. Tacómetro digital

Marca Power instruments, Inc made in USA

D. Balanza dinamométrica

Marca Heenan & Froude Ltd, England 50 lb., By 2 lb.

E. Manómetro diferencial en U

Para la medición de la caída de presión del aire en el múltiple de admisión, en metros de H₂O.

F. Manómetro diferencial en U

Para la medición de la caída de presión para el agua de ingreso al sistema de refrigeración del motor, en metros de Hg

G. Manómetro tipo Bourdon

Se utilizó un manómetro tipo Bourdon para medir la

presión del aceite en el cárter.

Rango del manómetro : 0 a 70 Kg/cm²

H. Medición de la presión del agua de entrada al freno froude, se utilizó un manómetro tipo bourdon en el freno hidráulico Froude.

Rango : 0 a 60 lb/pul²

CAPITULO VI

REALIZACION DE ENSAYOS

6.1 BANCO DE PRUEBAS DEL MOTOR RICARDO

En el banco de pruebas de motores se han realizado las pruebas experimentales del motor Ricardo, y se ha seguido una metodología de ensayos que permitan obtener resultados que sean confiables.

6.1.1 Pruebas para obtener las Curvas Características de Velocidad

Las condiciones en la cual se deben realizar el ensayo de acuerdo con las recomendaciones de los fabricantes para el motor Diesel Ricardo son las siguientes:

- Temp. de ingreso del agua de refrigeración: 70°C
 - Temp. de salida del agua de refrigeración : 75°C
 - Temperatura del aceite en el carter : 68°C
 - Relación de compresión : 22
 - Presión de inyección : 150 ATM
 - Angulo de avance de la inyección del comb. (β) : 38°
 - Velocidad angular del eje cigüeñal (n) : 2700 rpm
- La posición de la cremallera de la bomba de

alimentación se regula para la condición de obtener la potencia nominal del motor a la velocidad de 2700 RPM. La posición del órgano de regulación de la carga (cremallera de la bomba de alimentación de combustible) se mantendrá constante durante todo el ensayo.

Luego se varía la velocidad a 2500 RPM mediante la carga que se pone al motor, usando para tal fin un freno eléctrico, y se toman todas las mediciones correspondientes en el banco de pruebas.

Las velocidades que se han tomado son las siguientes:

RPM : 2700, 2500, 2300, 2100, 1900, 1700, 1500, 1300

Los datos que se han tomado en el ensayo se expresan en las siguientes unidades:

Pesa en Kg, Fuerza en la balanza dinamométrica en Kg, Temperatura de los gases de escape en °C, Caída de presión en el ingreso del aire en cm, Temperatura de ingreso del agua de refrigeración del motor en °C, Temperatura de salida del agua de refrigeración del motor en °C, Temperatura ambiental en °C, Temperatura de ingreso del aire al motor en °C, para el consumo de combustible se ha tomado para un volumen de 50 ml su respectivo tiempo de consumo, Voltaje en voltios, intensidad en Amper, luego la temperatura del aceite lubricante en el cárter en °C, luego la caída de presión en el sistema del agua de refrigeración que para todo el ensayo se mantuvo constante e igual a 6.6" de Hg.

Los datos que se han tomado para cada velocidad con sus respectivos resultados en el motor Ricardo se muestran en el cuadro N° 1 para el combustible Diesel Normal y el cuadro N° 2 para el combustible Diesel Especial.

6.1.2 Pruebas para obtener las Curvas Características de Carga

Para realizar este ensayo previamente debemos cumplir con ciertas recomendaciones que se dan para este motor Diesel Ricardo y que son los siguientes:

- Temp. de ingreso del agua de refrigeración: 70°C
- Temp. de salida del agua de refrigeración : 75°C
- Temp. del aceite en el carter : 68°C
- Relación de compresión : 22
- Presión de inyección : 150 ATM
- Angulo de avance de la inyección del comb.(B): 38°

Un primer ensayo se realiza fijando una velocidad que sea constante e igual a 2700 RPM y se varía el suministro de la bomba de alimentación de combustible. Para cada variación de suministro de combustible se toman los siguientes datos:

Pesa en Kg, Fuerza en la balanza dinamométrica en Kg,
 Temperatura de los gases de escape en °C, Caída de presión en el ingreso del aire en cm, Temperatura de ingreso del agua de refrigeración del motor en °C,
 Temperatura de salida del agua de refrigeración del

motor en °C, Temperatura ambiental en °C, Temperatura de ingreso del aire al motor en °C, para el consumo de combustible se ha tomado para un volumen de 50 ml su respectivo tiempo de consumo, Voltaje en voltios, intensidad en Amper, luego la temperatura del aceite lubricante en el cárter en °C, luego la caída de presión en el sistema del agua de refrigeración que para todo el ensayo se mantuvo constante e igual a 6.6" de Hg.

Para los siguientes ensayos experimentales de Curvas Características de Carga se han fijado constante las velocidades:

RPM : 2500, 2300, 2100, 1900

Para cada velocidad tomada constante se han mantenido constante los sistemas de refrigeración y lubricación.

Los datos que se han tomado para cada velocidad constante con sus respectivos resultados en el motor Diesel Ricardo se muestran en el cuadro N° 3 y N° 4 para el combustible Diesel Normal y el cuadro N° 5 y N° 6 para el combustible Diesel Especial.

6.1.3 Pruebas para obtener las Curvas Características de Regulación

El ángulo de avance de la inyección del combustible (β°) para este tipo de prueba será variable.

El ensayo consiste en asumir un ángulo de avance de

la inyección del combustible (β°) dentro del rango recomendado por el fabricante, luego se varía la velocidad del motor.

Los datos que se mantendrán constante durante todo el ensayo son los siguientes:

- Temp. de ingreso del agua de refrigeración : 70°C
- Temp. de salida del agua de refrigeración : 75°C
- Relación de compresión : 22
- Presión de inyección : 150 ATM

La posición de la cremallera de la bomba de alimentación de combustible se mantuvo constante durante todo el ensayo y se fijó en 4.5 mm.

- Primer ensayo experimental con $\beta^\circ = 31^\circ$

RPM = 2700, 2500, 2300, 2100, 1900, 1700

- Segundo ensayo experimental con $\beta^\circ = 35^\circ$

RPM = 2700, 2500, 2300, 2100, 1900, 1700

- Tercer ensayo experimental con $\beta^\circ = 38^\circ$

RPM = 2700, 2500, 2300, 2100, 1900, 1700

- Cuarto ensayo experimental con $\beta^\circ = 41^\circ$

RPM = 2700, 2500, 2300, 2100, 1900, 1700

- Quinto ensayo experimental con $\beta^\circ = 44^\circ$

RPM = 2700, 2500, 2300, 2100, 1900, 1700

Para cada ensayo experimental se tomaron los siguientes datos:

Pesa en Kg, Fuerza en la balanza dinamométrica en Kg,
 Temperatura de los gases de escape en $^\circ\text{C}$, Caída de presión en el ingreso del aire en cm, Temperatura de ingreso del agua de refrigeración del motor en $^\circ\text{C}$,

Temperatura de salida del agua de refrigeración del motor en °C, Temperatura ambiental en °C, Temperatura de ingreso del aire al motor en °C, para el consumo de combustible se ha tomado para un volumen de 50 ml su respectivo tiempo de consumo, Voltaje en voltios, intensidad en Amper, luego la temperatura del aceite lubricante en el cárter en °C, la caída de presión en el sistema del agua de refrigeración que para todo el ensayo se mantuvo constante e igual a 6.45" de Hg, la presión barométrica en mm Hg.

Los datos tomados durante el ensayo con sus respectivos resultados para el combustible Diesel Normal se muestran en el cuadro N° 11 y N° 12 y para el combustible Diesel Especial se muestran en el cuadro N° 13 y N° 14 .

6.1.4 Pruebas para obtener las Curvas Características en función de la presión de inyección

Las pruebas experimentales se han realizado manteniendo constantes los siguientes parámetros:

- Temp. de ingreso del agua de refrigeración : 70°C
- Temp. de salida del agua de refrigeración : 75°C
- Relación de compresión : 22
- Angulo de avance de la inyección del comb. (β) : 38°
- h-Reynold : 6.6" Hg
- Posición de la cremallera de la bomba de alimentación de combustible en la regla : 4.5
- Primer ensayo experimental con P = 11.5 ATM

RPM = 2700, 2500, 2300, 2100, 1900, 1700

- Segundo ensayo experimental con $F = 130$ ATM

RPM = 2700, 2500, 2300, 2100, 1900, 1700

- Tercer ensayo experimental con $F = 150$ ATM

RPM = 2700, 2500, 2300, 2100, 1900, 1700

- Cuarto ensayo experimental con $F = 160$ ATM

RPM = 2700, 2500, 2300, 2100, 1900, 1700

Para cada ensayo experimental se tomaron los siguientes datos:

Pesa en Kg, Fuerza en la balanza dinamométrica en Kg, Temperatura de los gases de escape en °C, Caída de presión en el ingreso del aire en cm, Temperatura de ingreso del agua de refrigeración del motor en °C, Temperatura de salida del agua de refrigeración del motor en °C, Temperatura ambiental en °C, Temperatura de ingreso del aire al motor en °C, para el consumo de combustible se ha tomado para un volumen de 50 ml su respectivo tiempo de consumo, Voltaje en voltios, intensidad en Amper, luego la temperatura del aceite lubricante en el cárter en °C, la presión barométrica en mm Hg.

Los datos tomados durante el ensayo con sus respectivos resultados para el combustible Diesel Normal se muestran en el cuadro N° 7 y N° 8 y para el combustible Diesel Especial se muestran en el cuadro N° 9 y N° 10.

6.1.5 Diagramas indicados obtenidos utilizando el equipo indicador de diagramas Farnboro

Los diagramas que se han obtenido mediante el equipo indicador de diagramas estan en las coordenadas presión(p) vs angulo de giro del cigueñal().

Las condiciones en las cuales se han obtenidos los diagramas indicados para el combustible Diesel Normal y Diesel Especial son las siguientes:

1° Angulo de avance de la inyección de comb.(β) : 31°

- Velocidad angular del eje cigueñal(n) : 2700 rpm
- Relación de compresión : 22
- Presión de inyección : 150 ATM
- Posición de la cremallera de la bomba de alimentación de combustible en la regla : 4.5

2° Angulo de avance de la inyección de comb.(β) : 35°

- Velocidad angular del eje cigueñal(n) : 2700 rpm
- Relación de compresión : 22
- Presión de inyección : 150 ATM
- Posición de la cremallera de la bomba de alimentación de combustible en la regla : 4.5

3° Angulo de avance de la inyección de comb.(β) : 38°

- Velocidad angular del eje cigueñal(n) : 2700 rpm
- Relación de compresión : 22
- Presión de inyección : 150 ATM
- Posición de la cremallera de la bomba de alimentación de combustible en la regla : 4.5

4° Angulo de avance de la inyección de comb.(β) : 41°

- Velocidad angular del eje cigueñal(n) : 2700 rpm
- Relación de compresión : 22
- Presión de inyección : 150 ATM
- Posición de la cremallera de la bomba de alimentación de combustible en la regla : 4.5

5° Angulo de avance de la inyección de comb.(β) : 44°

- Velocidad angular del eje cigueñal(n) : 2700 rpm
- Relación de compresión : 22
- Presión de inyección : 150 ATM
- Posición de la cremallera de la bomba de alimentación de combustible en la regla : 4.5

6.1.6 Pruebas realizadas con el equipo analizador de gases

El equipo utilizado para analizar los gases de escape del motor de combustión interna Ricardo es el analizador Orsat.

Las condiciones en las cuales se ha analizado el motor es a una velocidad de 2700 RPM , avance de la inyección de combustible igual a 38°, posición de la cremallera de la bomba de inyección de combustible igual a 4.5 , presión de inyección igual a 150 ATM , una relación de compresión de 22 y las temperaturas de los sistemas de refrigeración y lubricación los óptimos.

se comprenderá que la posición de la cremallera de la bomba de inyección de combustible se ha elegido teniendo en cuenta que el motor nos dé la potencia

nominal sin llegar a los límites de humeado de los gases de escape.

6.1.7 Formulas a utilizarse en los cálculos del motor

Ricardo

1. Par-motor $M_e(N-m)$

$$M_e = (Pesa - Dinam) * b$$

Donde :

b : brazo de palanca en metros e igual a 0.4572

reemplazando en la fórmula :

$$M_e = (Pesa - Dinam) * b * 9.81$$

si Pesa y Dinam en kg.

2. Potencia efectiva $N_e(KW)$

$$N_e = \text{Par-motor} * w$$

$$N_e = \frac{M_e * n(\text{rpm})}{9545.5}$$

Donde : M_e en N-m

n en rpm

3. Consumo de combustible $G_c(\text{kg/h})$

$$G_c = \frac{V_{\text{combustible}}}{\text{tiempo}} * \rho_{\text{comb}}$$

$$G_c = \frac{3.6 * V_{\text{comb}}}{t} * \rho_{\text{comb}}$$

Donde V_{comb} : cm^3

t : seg

ρ_{comb} : gr/cm^3

4. Consumo específico de combustible $g_e(\text{Kg/KW-h})$

$$g_e = G_c/N_e$$

5. Flujo de masa de aire teórico $G_{at}(\text{Kg/h})$

$$G_{at} = 3600 * C_d * Y * A * (2g_{H_2O} * \gamma_{H_2O} * \gamma_a)^{1/2}$$

Donde C_d = coeficiente de descarga igual a 0.97

Y = factor de compresibilidad 0.98

$$A = \pi D^2/4$$

D : diámetro del orificio igual 0.019 m

$$g = 9.81 \text{ m/s}^2$$

$$\gamma_{H_2O} = 1000 \text{ Kg/m}^3$$

$$\gamma_a = p/RT_a \quad , \text{ Kg/cm}^3$$

$$p = (P_{\text{barométrica}}/760) * 1.033 \quad , \text{ Kg/cm}^2$$

$P_{\text{barométrica}}$ en mm de Hg

T_a es la temperatura de ingreso del aire

reemplazando valores en la fórmula:

$$G_{at} = 92.567 * ((H_{H_2O} * P_{\text{barom}})/(273 + T_a))^{1/2}$$

Donde : H_{H_2O} es la caída de presión en el
medidor de aire en metros de agua.

T_a en °C

6.2 BANCO DE PRUEBAS NEWAGE

6.2.1 Fórmulas a utilizarse en los cálculos del motor Newage

1. Potencia efectiva N_e (KW)

$$N_e = \frac{W * n(\text{rpm})}{6120}$$

Donde : W es el peso en lbs.

n en rpm

2. Par-motor M_e (N-m)

$$M_e = \frac{9545.5 * N_e}{n}$$

3. Consumo de combustible G_c (kg/h)

$$G_c = \frac{V_{\text{combustible}}}{\text{tiempo}} * \rho_{\text{comb}}$$

$$G_c = \frac{3.6 * V_{\text{comb}}}{t} * \rho_{\text{comb}}$$

Donde V_{comb} : cm^3 o ml

t : seg

ρ_{comb} : gr/cm^3

4. Consumo específico de combustible g_e (Kg/KW-h)

$$g_e = G_c / N_e$$

5. Flujo de masa de aire teórico G_{at} (Kg/h)

$$G_{at} = 3600 * C_d * Y * A * (2g_{H_2O} * \gamma_{H_2O} * \gamma_a)^{1/2}$$

Donde C_d : coeficiente de descarga igual a 0.622

Y : factor de compresibilidad 0.98

$$A = \pi D^2 / 4$$

D : diámetro del orificio igual 0.019 m

$$g = 9.81 \text{ m/s}^2$$

$$\gamma_{H_2O} = 1000 \text{ Kg/m}^3$$

$$\gamma'_a = p/RTa \quad , \text{ Kg/cm}^3$$

$$p = (P_{\text{barométrica}}/760) * 1.033 \quad , \text{ Kg/cm}^2$$

Pbarométrica en mm de Hg

Ta es la temp. de ingreso del aire, en °C

reemplazando valores en la fórmula:

$$Gat = 489.38 * ((H_{H_2O} * P_{\text{barom}})/(273 + Ta))^{1/2}$$

Donde : H_{H_2O} es la caída de presión en el
medidor de aire en m de H_2O .

Ta en °C

6. Flujo de masa de aire real $G_{ar}(\text{Kg/h})$

$$G_{at} = 30 * V_h * \rho_a * n$$

Donde

V_h : cilindrada del motor en cm^3 igual a 2178 cm^3

CAPITULO VII

ANALISIS DE LOS RESULTADOS

MOTOR RICARDO

1. Al realizar las Curvas Características de Velocidad, se puede confirmar que para condiciones nominales de operación del motor diesel, utilizando ambos combustibles se obtiene la potencia nominal del motor (ver gráfico N° 1)..
2. En las Curvas Características de Carga, para una velocidad de rotación del eje cigüeñal de 2700 rpm se encontró que el consumo horario de combustible (G_c) es mayor utilizando el combustible diesel especial, esto trae como consecuencia que el consumo específico de combustible (g_e) sea también mayor debido a la mayor densidad del diesel especial. (ver gráfico N° 4)..
3. Respecto al ángulo de avance de inyección de combustible ($^\circ\beta$), cuando se trabaja a la velocidad nominal se consigue mayor potencia con el combustible normal que con el combustible especial. El $^\circ\beta$ óptimo para el combustible normal es 39.5° y para el combustible especial es 38.5°
4. La variación de la presión de inyección en 20% por

debajo de la presión inicial provoca una ligera mejoría de la potencia, sin embargo el consumo específico de combustible es mayor y en consecuencia la eficiencia del motor baja, debido, de un lado al incremento del consumo cíclico de combustible y de otro lado al empeoramiento del proceso de pulverización y combustión.

5. En el gráfico correspondiente al consumo específico versus el ángulo de avance a la inyección (gráfico N°8) se concluye que para cualquier régimen de velocidad de giro del eje cigüeñal, el consumo específico de combustible del combustible especial es siempre mayor que el consumo específico del combustible normal.

Para una velocidad nominal de 2700 rpm, el consumo específico mínimo de combustible para el combustible normal se consigue para un β igual a 41° , mientras que para el combustible especial se consigue para un β igual a 38° .

6. En el gráfico N°11 referente a la presión y temperatura versus el ángulo de giro del eje cigüeñal, se puede afirmar que con el combustible diesel normal la presión máxima es 8.26 MPa y con el combustible diesel especial la presión máxima alcanzada es 7.56 MPa. Esto trae como consecuencia que la temperatura máxima alcanzada por el combustible diesel normal es mayor que en el combustible diesel especial. La temperatura máxima alcanzada es de 3213K para el combustible diesel normal y para el combustible diesel especial fue de 3027K.

MOTOR NEWAGE

1. En las Curvas Características de Velocidad, se aprecia que la potencia del motor se mantiene igual al utilizar el combustible diesel especial con respecto al combustible Diesel normal, esto se cumple para cualquier régimen de velocidad del motor e iguales condiciones de funcionamiento, pese a que el combustible diesel especial es ligeramente más viscoso, pero su valor está dentro del rango de viscosidad que requieren los combustibles para motores diesel de uso automotriz.
2. Respecto a las Curvas Características de Carga, la característica de carga en el régimen nominal ($n = 2700$ rpm), el combustible diesel especial produce mayor consumo específico debido al mayor consumo horario de combustible del motor.
3. La variación de la presión de inyección en $\pm 5\%$ respecto al valor nominal da como resultado que la potencia del motor con los dos combustibles es el mismo. Esto se debe a que el motor por tener una cámara de turbulencia es menos sensible a las variaciones ligeras de las propiedades del combustible como densidad y viscosidad.
4. En el gráfico de la potencia versus el ángulo de avance a la inyección ($^{\circ}\beta$), el $^{\circ}\beta$ óptimo tanto de uno como de otro combustible es de 33° , o sea 5° más con respecto al $^{\circ}\beta$ que recomienda el fabricante que es de 28° . y se puede apreciar que con el $^{\circ}\beta$ igual a 33° se consigue mayor potencia.

CONCLUSIONES

1. Para utilizar el combustible Diesel especial se requiere incrementar el ángulo de avance de la inyección de combustible. Esto se debe a que el combustible diesel especial tiene mayor número de cetano y por consiguiente menor retraso del encendido para lograr la máxima potencia del motor. Mientras que en el motor Ricardo se incrementa en un 0.5%, en el motor Newage se debe incrementar en un 5%. Podemos afirmar que, para utilizar otro motor diesel de otra marca se tendrá que encontrar su respectivo β , debido a que cada motor tiene su respectiva forma de trabajo para las condiciones a la que fue diseñada.
2. Para ambos combustibles se mantiene la tendencia de aumentar el ángulo de avance de la inyección de combustible.
3. Para ambos tipos de combustibles, la variación de la presión de inyección influye insignificativamente sobre la economía del motor, esto se comprueba en ambos motores diesel.

RECOMENDACIONES

1. Se recomienda realizar un estudio de desgaste del motor y de la bomba de inyección con la finalidad de ver su influencia, ya que el combustible diesel especial es más barato producirlo, y luego seguir con los estudios de investigación sobre motores que posean otras formas de cámaras de combustión.

BIBLIOGRAFIA

1. ADAMS ORVILLE , Motores Diesel
Editorial : Gustavo Gili, S.A., Barcelona , 1980
2. GIACOSA DANTE, Motores endotérmicos
Editorial : Científico-Médica, Barcelona , 1970
3. IVANCHENKO N. N., B.N. SEMIONOV, V.S. SOKOLOV, Proceso de los trabajos de los motores Diesel con cámaras en el pistón, LENINGRADO 1972
Editorial : Mashinostroenie
4. JOVAJ M.S., Motores del automóvil, Editorial Mir, 1982
5. LESTER C. LICHTY, Procesos de los motores de combustión
Editorial : McGraw-Hill , 1970
6. MIRANDA PEDRO, La construcción y el manejo de los motores Diesel marinos y estacionarios,
Editorial : Gustavo Gili, S.A.
Barcelona 1971, 6^{ta} edición
7. VSOROV B. A., Manual de motores Diesel para tractores
Editorial : MIR MOSCU 1986
8. WUTHIER, PIERRE, El petróleo, refino y tratamiento químico, Tomo I
9. WILLIAM CROUSE, Sistema de alimentación de combustible, lubricación y refrigeración del automóvil
Editorial : Marcombo S.A., 1978