

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

TESIS

“PUESTA EN MARCHA DEL MOTOR ROLLS & ROYCE (C8TFLM)”

PRESENTADA POR:

RENDÓN MÁRQUEZ/FERNANDO VELAZCO PALACIOS MOISES

PARA OBTENER EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA (AREA MECÁNICA)

DIRIGIDA POR:

ING. EMILIANO ANGUIANO ROJAS



MÉXICO, D.F.

2002

TESIS CON FALLA DE ORIGEN



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

PAGINACIÓN

DISCONTINUA

DEDICATORIAS

A MIS PADRES:

Por su gran amor que me ha sostenido durante los años de mi vida y a quienes les debo el poder culminar mis estudios.

A MIS HERMANOS:

Quienes siempre confiaron en mí y fueron apoyo emocional en mi vida.

A MIS AMIGOS:

Cuya invaluable amistad me acompaña siempre.

A MI DIRECTOR DE TESIS:

Gracias por su confianza, por su orientación y por sus consejos que fueron pieza clave.

AL PROFESORADO Y A LA UNIVERSIDAD:

Gracias por haber contribuido en mi formación académica y humana.

Fernando Rendón Márquez.

DEDICATORIAS

A Dios por regalarme la oportunidad de terminar una carrera.

A mis padres: José Guadalupe Velazco de la Cruz y Guadalupe Palacios Rodríguez.
Por regalarme la oportunidad de vida por todo su cariño, amor, apoyo y dedicación.

A mi hermana Belén Velazco Palacios y mi sobrino Gustavo Samael Olvera Velazco.

A Blanca Gómez Tovar, por tu Amor, apoyo, confianza y amistad.

A Miguel Ángel García Sánchez, Ever García Guzmán, Wilbert Vergara Por su amistad.

A toda mi familia por todo su apoyo y confianza.

A Fernando Rendón por tu amistad y las horas de trabajo.

A el maestro Gonzalo Lucas por compartir sus experiencias.

A todos mis maestros.

A mi querida Universidad Nacional Autónoma de México por sus enseñanzas.

GRACIAS.

Moisés Velazco Palacios.

INDICE

	Página
PRÓLOGO	I
I ANTECEDENTES	
I.1 Marco histórico	1
I.2 Motores de combustión interna	2
I.2.1 Clasificación de los motores de combustión interna	2
I.3 Ciclo Diesel termodinámico	3
I.3.1 Ciclo Diesel teórico	3
I.3.2 Ciclo Diesel real	4
I.4 Motores Diesel	6
I.4.1 Sistema de arranque	7
I.4.2 Sistema de inyección de combustible	7
I.4.3 Sistema de admisión de aire	11
I.4.4 Sistema de enfriamiento	12
I.4.5 Sistema de lubricación	14
I.4.6 Sistema de escape	17
II ESTUDIO DEL CASO	
II.1 Condiciones generales de los sistemas del motor	18
II.2 Identificación del motor	18
II.3 Datos de Placa del motor	20
II.4 Estrategia para abordar el caso	21
II.5 Determinación teórica del orden de encendido	26
III DESARROLLO DE LAS ACTIVIDADES	
III.1 Preparación del lugar de trabajo	32
III.2 Determinación práctica del orden de encendido	32

	Página
III.3 Acondicionamiento de los sistemas	33
III.3.1 Del sistema de arranque	33
III.3.2 Del sistema de enfriamiento	34
III.3.3 Del sistema de inyección de combustible	36
III.3.4 Del sistema de lubricación	37
III.3.5 Del sistema de admisión de aire	39
III.4 Mediciones tomadas	41
III.5 Preparación y puesta en marcha del motor	44
III.5.1 Observaciones del funcionamiento del motor Rolls & Royce.....	45
DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES	46
APÉNDICES	
Apéndice I: Recomendaciones	48
Apéndice II: Cálculos	51
Bibliografía	55

PRÓLOGO

Los motores de combustión interna, ya sean motores a diesel, gasolina, o cuya fuente de energía sea algún otro combustible, son cada día más comunes, trátase de que su uso sea como medio de transporte: autos, autobuses, ferrocarriles, barcos, camiones de carga, etc., o como medio para generar energía eléctrica (plantas de luz). Particularmente, los motores diesel han tenido gran aplicación en trabajos pesados y en la generación de energía eléctrica. En lo que respecta al transporte marítimo y terrestre, la industria para la construcción de estos motores representa una de las más importantes en el mundo.

La finalidad del presente trabajo fue la de poner en marcha el motor Rolls & Royce modelo C8TFLM tema de nuestra tesis, sin acondicionarlo para ningún fin específico, dotándola a la vez de los elementos necesarios para su manejo y mantenimiento; en segundo lugar se pretende realizar que con planeación y trabajo se pueden alcanzar las metas propuestas con mayor facilidad.

Dicho motor fue donado a la facultad de ingeniería de la UNAM hace aproximadamente 27 años, por allá del año de 1974 y no fue sino hasta el año de 1995 cuando, motivados por el ahora director de nuestra tesis, un grupo de compañeros se empezó a interesar en éste con el fin de estudiarlo y, si era posible, ponerlo en funcionamiento. Sin embargo, el interés y posibilidades de esos compañeros no les llevó a realizar actividades inmediatas, ya que empezaron a trabajar en este poco más de un año después, desarmando algunas partes de los sistemas. Posteriormente, y dado que las actividades habían sido abandonadas, nos fue propuesto.

En países como el nuestro, de crisis y problemas económicos, se vive con la idea de aprovechar al máximo los recursos que se tienen, por lo que muchas veces se prefiere reparar alguna máquina o aparato en lugar de adquirir uno nuevo, razón por la cual consideramos importante el que se tenga experiencia, aunque sea básica, en este tipo de actividades, por lo tanto, fue necesario para nosotros contar con preparación teórica y práctica en la materia. Por estas razones, así como por el interés de proveer a la facultad de un bien aprovechable por ella misma, decidimos abordar el tema de nuestra tesis y darle una satisfactoria conclusión.

El primer paso fue identificar el motor, acto seguido se procedió a construir un plan de trabajo que nos permitiera trazar una ruta o camino a seguir para el alcance de nuestro objetivo y que además nos permitiera estimar un tiempo de terminación del mismo. En el plan de trabajo se aplicó el concepto de ruta crítica, dicho plan se detalla en el segundo capítulo; después de esto fue necesario introducimos al estudio detallado de los motores Diesel, este estudio se atacó por medio de un enfoque de sistemas, ya que para nosotros como estudiantes fue una manera lógica, coherente y sencilla de concebir el problema y, razón por la cual dedicamos un capítulo a este tema, el cual corresponde al primero.

El capítulo tres lo dedicamos por completo a la descripción de las actividades desarrolladas durante el proyecto hasta la puesta en marcha del motor, incluyendo en éste el diagnóstico de la máquina y la descripción de la adaptación de una de las herramientas necesaria para las mediciones. Asimismo, consideramos necesario dotar este trabajo con su respectivo manual de mantenimiento el cual será de vital importancia para aquellas personas interesadas en el aprovechamiento de dicho bien, este manual lo ponemos a disposición de la Universidad Nacional Autónoma de México. Por último, se presenta el apéndice en el cual se dan algunas recomendaciones generales en las que se incluye la descripción de dos alternativas para sustituir la bomba de agua salada, así como una pequeña sección de cálculos.

1.1 MARCO HISTÓRICO

Los motores de combustión interna tienen sus antecedentes en el uso de la pólvora y la explosión de gases. Las máquinas diesel modernas son el resultado directo del trabajo desarrollado que inició por allá del año de 1794 un tal Street cuando desarrolló una aproximación del motor de combustión interna. Sus ideas básicas fueron más adelante desarrolladas en 1824 por un ingeniero francés, Sadi Carnot, las cuales se utilizarían más adelante para la construcción del motor diesel. En 1854 Eugene Barsanti y Félix Matteuci solicitaron una patente y construyeron un motor de émbolo libre. Ya para 1876 Otto construye la primera máquina de cuatro tiempos.

En el año de 1893, cuando estaban en apogeo las investigaciones y experimentos en relación con los motores de gas, el ingeniero alemán Rudolf Diesel publicó un folleto de 96 páginas en el que exponía el funcionamiento de una nueva máquina motriz totalmente original donde, sin necesidad de otras transformaciones, convertía el calor en trabajo, inyectando directamente combustible en el interior del cilindro con un alto grado de rendimiento y un gran ahorro de aparatos anexos. Desde el primer momento se advirtió la enorme importancia del invento, no sólo por el ahorro de aparatos anexos del motor de gas y de la máquina de vapor, que hasta entonces eran las únicas transformadoras de energía, sino también por el alto rendimiento que se preveía para el nuevo sistema.

El primer motor diesel experimental fue construido en 1893 y en 1896 se aplicaron algunas variantes. En 1901 aparece el pistón ligado directamente al eje mediante biela sin vástago, siendo el cilindro completamente abierto por abajo. Además de todas las modificaciones introducidas, y no obstante las variadas procedencias de manufactura, en todos los modelos construidos, hasta el día, perdura siempre el modelo de 1901.

A partir de esta fecha y en adelante, esta nueva máquina empieza a reemplazar a la de vapor, y ya para 1909 funcionaban, repartidos por todo el mundo motores diesel con una potencia no menor de 600,000 caballos en aplicaciones industriales.

La aplicación de los motores diesel en la propulsión de buques se hizo bastante después de su adopción para fines estacionarios, y no fue sino hasta 1912 cuando se probó en un buque de gran tamaño, el cual era impulsado exclusivamente por dos motores diesel reversibles, dicho experimento fue todo un éxito, tanto que marcó una nueva etapa en la construcción naval.

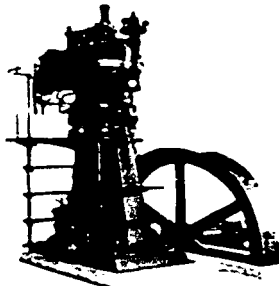


Fig. 1.1 Primer máquina diesel práctica construida en 1899.

I.2 MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA

Formalmente conocidos como máquinas endotérmicas, son llamados así porque la transformación de la energía se lleva a cabo en el interior de los mismos. A estos corresponden los motores a diesel y a gasolina, entre otros.

Ha transcurrido más de un siglo desde que el motor de combustión interna hizo su primera proclama como fuente transformadora de energía, reemplazando al motor de vapor y comparable, en lo que respecta a la energía producida, a la turbina de vapor. Estos motores, debido a su alto rendimiento térmico y a su característica de que el fluido se convierte en el fluido motriz, son la mejor solución para aplicaciones en la transportación.

I.2.1 CLASIFICACIÓN DE LOS MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA

Hay diferentes tipos de máquinas de combustión interna, las cuales pueden ser clasificadas de la siguiente manera:

POR SU APLICACIÓN: Automotoras, de carga, locomotoras, aéreas, marinas, de sistema de potencia portable, generadoras de potencia.

POR SU DISEÑO: Máquinas reciprocantes (a su vez subdivididas por el arreglo de sus cilindros: en línea, en "V", radiales, horizontales, etc.), máquinas rotativas (Wankel y otras geometrías).

POR EL COMBUSTIBLE: Gasolina (o petróleo), aceite combustible (o combustible Diesel), gas natural, petróleo gaseoso líquido, alcoholes (methanol, ethanol), hidrógeno, combustible dual.

POR EL MÉTODO DE IGNICIÓN: Ignición por chispa (en máquinas convencionales y estratificadas), ignición por compresión (en diesel convencionales, así como la ignición en máquinas de gas por inyección piloto).

POR EL MÉTODO DE ENFRIAMIENTO: Por agua, aire, sin enfriamiento (otras que son enfriadas por convección y radiación natural).

1.3 CICLO DIESEL TERMODINÁMICO

Todo proceso de transformación de energía del cual se desee obtener un trabajo útil implica un principio y un final, que se repetirá cuantas veces se requiera, dicha secuencia se conoce con el nombre de ciclo. En seguida se detalla el ciclo que se desarrolla en los motores diesel.

1.3.1 CICLO DIESEL TERMODINÁMICO TEÓRICO(IDEAL)

Como puede verse en la figura 2, el ciclo Diesel está formado por 4 procesos los cuales son: la compresión adiabática (1-2); la introducción de calor a presión constante (2-3); la expansión adiabática (3-4); la expulsión de calor a volumen constante (4-1). Durante el proceso 2-3 de introducción de calor Q_1 a presión constante, el pistón se desplaza y por lo tanto el fluido realiza trabajo, este trabajo se calcula como el área bajo la curva de 2 a 3, es decir, la integral entre esos dos puntos, lo que resulta:

$$W_{2-3} = p_3 v_3 - p_2 v_2 \dots\dots\dots (1)$$

De lo anterior, la ecuación de la energía sin flujo pasa a ser:

$$Q_1 = (U_3 - U_2) + (p_3 v_3 - p_2 v_2) \dots\dots\dots (2)$$

y como la entalpía h del fluido está dada por la expresión:

$$h = U + p v \dots\dots\dots (3)$$

la ecuación queda:

$$Q_1 = h_3 - h_2 \dots\dots\dots (4)$$

Siendo el fluido un gas perfecto, para su variación de entalpía a presión constante es válida la relación:

$$h_3 - h_2 = C_p (T_3 - T_2) \dots\dots\dots (5)$$

de modo que el calor aportado vale:

$$Q_1 = C_p (T_3 - T_2) \dots\dots\dots (6)$$

Por otro lado, el calor de salida es:

$$Q_2 = (U_4 - U_1) \dots\dots\dots (7)$$

y como el fluido lo tomamos como un gas perfecto, entonces el calor de salida es:

$$Q_2 = C_v (T_4 - T_1) \dots\dots\dots (8)$$

Hay que hacer notar que en un proceso con introducción de calor a presión constante varía el valor de la entalpía del fluido, mientras que en el caso del proceso a volumen constante varía el de la energía interna del fluido.

La siguiente figura muestra el diagrama P-V del ciclo Diesel termodinámico teórico:

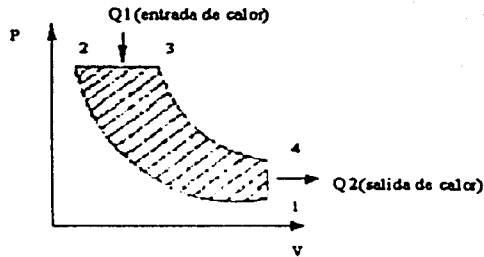


Fig 1 2 Ciclo Diesel teórico

En este ciclo se idealiza que lo que comprimimos es aire puro, que el calor específico no varía con la temperatura, que la expansión y la compresión son adiabáticas, y que la combustión se realiza a presión constante. Asimismo no se toman en cuenta los tiempos que son necesarios para completar los procesos propios del ciclo, mismos que son influenciados por las masas que intervienen y que dan como resultado que la función del ciclo no sea continua. Sabemos de antemano que dichas suposiciones son irrealas.

1.3.2 CICLO DIESEL REAL (INDICADO)

Las condiciones reales de funcionamiento de los motores son muy diferentes a las de los ciclos ideales. Para los motores Diesel el proceso de combustión se aproxima al proceso a presión constante sólo en el caso de motores excepcionalmente grandes y lentos, ver *figura 1.4*.

En los motores Diesel el diagrama real muestra que la combustión se desarrolla a un proceso que se aproxima a la combinación de un proceso a volumen constante y de uno a presión constante (ciclo mixto de Sabathé), así como el ciclo teórico se aproxima a aquel que se obtiene de un motor diesel lento.

El conocimiento del diagrama indicado de un motor es importante. Midiendo su área se obtiene, la presión media indicada (pmi). Conociendo la pmi se obtiene, considerando la cilindrada total del

motor y el número de carreras útiles en la unidad de tiempo, la potencia indicada, es decir, la potencia desarrollada en los cilindros. En la práctica la potencia indicada se obtiene agregando a la potencia medida al freno la absorbida por los rozamientos, la cual a su vez se mide haciendo girar el motor sin encendido. En la *figura 1.3* se presenta el diagrama indicado o real de un motor diesel.

Puesto que la forma del ciclo depende del modo en que se desarrollan los procesos que se verifican en el motor, las irregularidades de funcionamiento pueden ser estudiadas examinando el ciclo indicado.

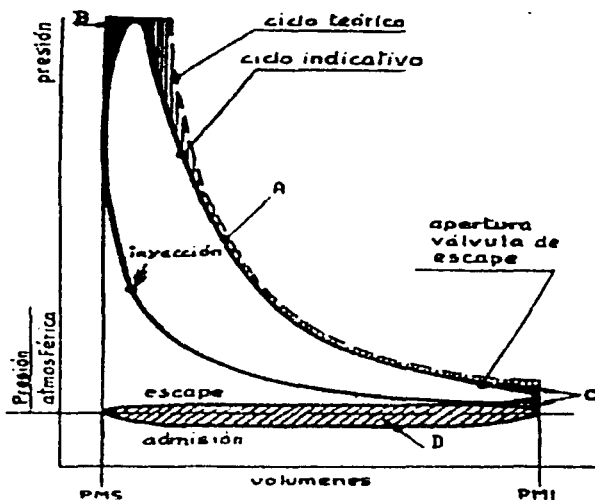


Fig 1.3 Comparación entre el ciclo real y el teórico

Entre el ciclo real y el teórico existen diferencias de forma y diferencias en los valores de las presiones y temperaturas. Algunas de estas diferencias corresponden a la variación de los calores específicos, a las pérdidas de calor, al tiempo de apertura de la válvula de escape. Otras diferencias son sólo parciales, como las debidas a la disociación y a las pérdidas por bombeo. Finalmente, una es peculiar del motor diesel y se refiere a la combustión que, en el caso del ciclo real, no se realiza a presión constante. En seguida se explican o detallan dichas diferencias.

- a) Combustión a presión constante.- Como se ve en el diagrama indicado (*fig.3*), en la práctica la combustión se realiza en condiciones tales que la presión varía durante el proceso, esta variación se debe al hecho de que la combustión "no es instantánea", es decir, que necesita de un tiempo para llevarse a cabo. Debido a lo anterior, existe una disminución del trabajo útil (con respecto al ciclo teórico) el cual está representado por el área B. En realidad la combustión se realiza en

parte a volumen constante y en parte a presión constante y sólo en el caso de motores muy lentos la combustión se desarrolla de manera que se aproxima un poco al proceso teórico, ver figura 4.

- b) Disociación de los productos de la combustión. - En los motores encendidos por compresión la disociación no tiene un efecto tan importante como en los encendidos por chispa, porque el exceso de aire y el mezclado de los productos de la combustión son tales que reducen la temperatura máxima y por esto también la disociación de los productos de la combustión. Sin embargo, por otro lado tenemos que las temperaturas alcanzadas durante la compresión y la expansión transmiten su energía a las paredes de la cámara de combustión, lo cual también se traduce en pérdida de trabajo útil, dicho trabajo está representado por el área A.
- c) Pérdidas por bombeo.- Las pérdidas por bombeo se refieren al trabajo que debe ser utilizado tanto para la admisión del aire como para la expulsión de los gases de la combustión, este trabajo está representado por el área D.
- d) La pérdida de trabajo representada por el área C es aquella que es debida al adelanto de la apertura de la válvula de escape (respecto del PMI) para garantizar, en la medida de lo posible, el barrido de los gases de la combustión.

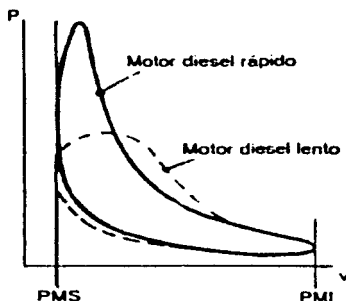


Fig. 1.4 Diferencias entre los ciclos indicados de un motor lento y uno rápido.

1.4 MOTORES DIESEL

Los motores encendidos por compresión son comúnmente conocidos como motores diesel, éstos motores funcionan con una relación volumétrica mayor que la de los de gasolina, ya que el encendido del combustible se logra a través de la temperatura que se alcanza al final de la compresión (entre 500 y 600 °C). En el motor diesel estos altos grados de compresión (15:1 y más) se pueden alcanzar porque sólo se comprime aire, en lugar de mezcla aire-combustible que se encendería antes del final de la carrera de compresión, el combustible se introduce separadamente en el cilindro poco antes del final de la carrera y se mezcla con el aire comprimido dentro del cilindro.

La gama de potencias va desde unos pocos kilowatts (motores estacionarios), hasta más de 30 000

(motores de buques), suelen clasificarse en tres categorías: **motores rápidos, semirrápidos y lentos**. Los primeros son aquellos que teniendo una relación potencia-peso elevada son usados en vehículos ferroviarios especiales, y en instalaciones fijas. Normalmente el régimen máximo de rotación es superior a las 1500 r.p.m.. Los segundos son aquellos que funcionan en regímenes de rotación entre 600 y 1500 r.p.m. y se emplean cuando son necesarias potencias altas con un valor de la relación potencia-peso relativamente elevado (marina veloz, tracción ferroviaria e instalaciones especiales). Estos deben ser capaces a plena potencia normal, a régimen permanente por periodos de tiempo largos. Los terceros se usan en instalaciones fijas y marinas y en general cuando la razón potencia-peso es baja. Tienen que funcionar durante largos periodos de tiempo, son de dimensiones grandes y con velocidades entre 100 y 450 r.p.m., para estos se utiliza arranque neumático.

Los motores diesel son máquinas recíprocantes de combustión interna, pudiendo ser de dos o de cuatro tiempos. En seguida se realiza un estudio o análisis de los sistemas que integran a este tipo de máquinas.

INTRODUCCIÓN AL ESTUDIO DE LOS MOTORES DIESEL

Para facilidad del análisis se consideró pertinente realizar el estudio del motor diesel a través de los sistemas que lo integran, sin hacer un estudio profundo de éstos, se especifican las funciones de sus partes.

1.4.1 SISTEMA DE ARRANQUE

Este sistema es imprescindible para la puesta en marcha de cualquier motor de combustión interna, dando el movimiento inicial para que la máquina continúe funcionando ininterrumpidamente hasta que se requiera. El sistema de arranque para las máquinas diesel ha sido considerablemente mejorado en los últimos años.

Algunas de las primeras máquinas diesel usaban un pequeño motor de gas adicional para mover la máquina diesel. Este motor probó ser efectivo respecto a la potencia de encendido, pero presentaba muchos problemas de mantenimiento, además del alto costo inicial.

Otro tipo de sistema usado en máquinas modernas es aquel que utiliza aire comprimido para el arranque. La ventaja de éste es que no requiere de baterías grandes o cables pesados. Sin embargo, los sistemas eléctricos son los más ampliamente usados en la actualidad, sobre todo en aquellos que son semirrápidos. Estos sistemas constan de un motor de arranque, un solenoide y batería.

1.4.2 SISTEMA DE INYECCIÓN DE COMBUSTIBLE

Este sistema es considerado como el más importante en lo que respecta a tiempos y tolerancias mecánicas, ya que cualquier falla, por mínima que sea, afecta grandemente el funcionamiento de la máquina.

Los sistemas modernos utilizan la inyección sólida o mecánica del combustible, con tres métodos de operación:

1.- **SISTEMA DE BOMBA INDIVIDUAL:** Este sistema utiliza un dosificador y una bomba de compresión por separado para cada cilindro del motor.

2.- SISTEMA DE DISTRIBUIDOR: Utiliza una sola bomba para dosificar y comprimir el combustible, más un mecanismo divisor, para distribuir el combustible hacia los diferentes cilindros.

3.- SISTEMA DE CONDUCTO COMÚN: Se utiliza una sola bomba para comprimir el combustible, el cual es enviado a un acumulador (el conducto común), siendo controlada la presión por una válvula de desahogo. La dosificación del combustible se hace mediante un elemento separado para cada cilindro.

Los tres sistemas que se ilustran, *figura 1.5*, difieren solamente en que las distintas funciones del equipo son divididas entre diferentes componentes.

- | | | |
|----------------------------------|------------------------------------|--|
| A: Depósito de combustible | B: Filtros | C: Bombas de baja presión |
| D: Bombas medidoras y de presión | E: Control de la cantidad de carga | F: Toberas con válvula accionada por resorte |
| G: Distribuidor | H: Relación de los engranes de 4:1 | I: Bomba de alta presión |
| J: Alivio de la presión | K: Conducto común de alta presión | L: Elementos medidores |
| | M: Medidor y bomba de presión | |

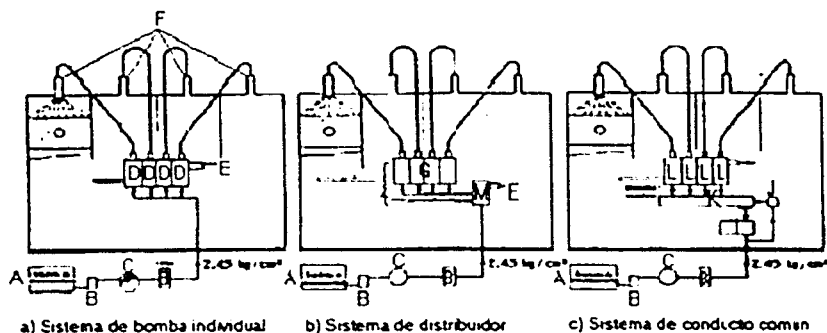


Fig. 1.5 Sistemas de inyección sólida de combustible

PARTES DEL SISTEMA DE INYECCIÓN DE COMBUSTIBLE

Todo sistema de inyección consta de cuatro elementos básicos: un tanque de almacenamiento, una bomba de alimentación, una bomba inyección (y como parte de ésta un gobernador) y, por último, un número de inyectores determinado por el número de cilindros de la máquina. Como elementos adicionales están los filtros del combustible.

1.- TANQUE DE ALMACENAMIENTO: Este contiene y almacena el combustible para su utilización por el sistema de inyección, su capacidad, así como el número de tanques de almacenamiento varía según el tamaño y la aplicación de la máquina.

2.- BOMBA DE INYECCIÓN O DE ALTA PRESIÓN: Los tipos de bombas de combustible son diversos, pero pueden clasificarse en dos grupos:

- a) Bombas de inyección que suministran el combustible, a la tobera, en cantidades exactamente medidas y en un momento preciso, y que trabajan con toberas abiertas o de acción hidráulica.
- b) Bombas que suministran el combustible a un acumulador o recipiente común, y no exigen precisión ni en cuanto a cantidad ni en cuanto a tiempo.

La bomba de inyección ha de suministrar en el momento preciso una pequeña cantidad de combustible, empezando en un cierto instante y debiendo también concluir la inyección en un momento determinado. Las presiones de impulsión de éstas acostumbran ser del orden de 60 a 400 atmósferas (61.97 a 413.15 kg/cm², de 59.22 a 394.80 bares). Por lo tanto, todas las partes de la bomba que están sometidas a tales presiones deben construirse de los mejores materiales, de preferencia acero, y las partes expuestas al desgaste deben templarse y rectificarse de manera que las tolerancias sean muy reducidas. De esta manera, por ejemplo, las toberas se construyen de acero inoxidable martensítico, el émbolo y la camisa son templados y rectificadas; la camisa puede construirse de fundición perlítica, de grano muy fino, etcétera.

Como parte integral de la bomba o como un elemento aparte tenemos al **gobernador**. Su función es la de controlar la velocidad de la máquina bajo diferentes condiciones de carga, esto lo logra cambiando la cantidad de combustible entregada a los inyectores. Si la bomba no contara con este elemento sería muy difícil para el operario controlar dicha velocidad, pudiéndose llegar hasta el desbocamiento del motor.

Existen varios tipos de gobernadores, los cuales pueden ser mecánicos, eléctricos, hidráulicos con servo, hidráulicos sin servo y los neumáticos.

4.- BOMBA DE ALIMENTACIÓN O DE BAJA PRESIÓN: Este elemento se encarga de abastecer o alimentar de combustible a la bomba de inyección para que no trabaje en vacío, así como para eliminar las burbujas de aire que el sistema pueda contener durante su habilitación (purgado).

3.- INYECTORES: Los inyectores, como su nombre lo indica, se encargan de inyectar, suministrar, o depositar el combustible diesel dentro de las cámaras de combustión con unas características específicas de cantidad y calidad, para esto se valen de una parte interna a ellos que realiza la función de darle las características determinadas para la combustión de dicho combustible. La parte que realiza esta función es la llamada tobera. Las toberas pueden clasificarse según sus orificios: en toberas de agujero único y agujeros múltiples, y en toberas circulares y de aguja. La figura 1.6 representa un inyector de orificios múltiples

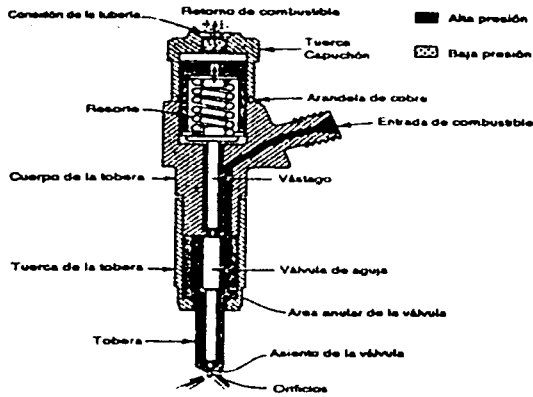


Fig. 1.6 Inyector de aguja y sus partes

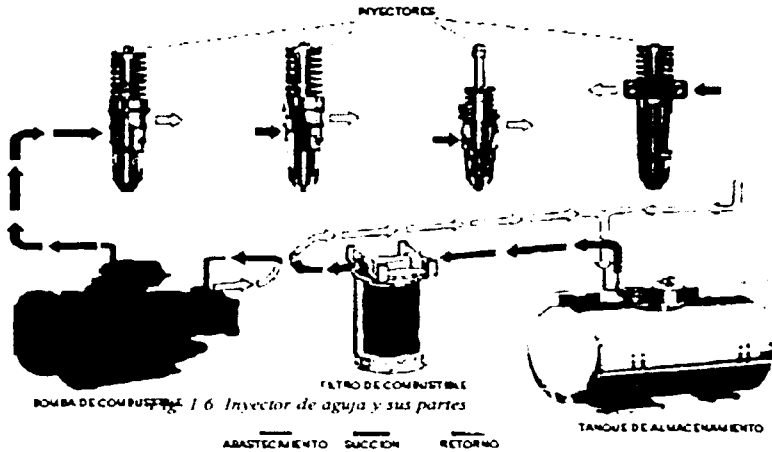


Fig. 1.7 Flujo de combustible en el sistema de inyección

4.-FILTRO DE COMBUSTIBLE: Este debe garantizar la estricta limpieza del combustible que se utiliza en el proceso de la combustión, ya que el inyector trabaja con tolerancias muy cerradas, y cualquier sustancia extraña, por pequeña que parezca puede alterar considerablemente el funcionamiento de la máquina.

1.4.3 SISTEMA DE ADMISIÓN DE AIRE

Este sistema provee de la cantidad y calidad del aire necesario para la combustión del combustible. Diferentes sistemas han sido diseñados dependiendo de los requerimientos establecidos por el fabricante:

- A. SISTEMA NATURALMENTE ASPIRADO. No usa bomba de aire de ningún tipo y el aire entra a la máquina solamente por la diferencia de presión entre el cilindro y la atmósfera y, generalmente utiliza un limpiador de aire tipo baño de aceite o tipo seco para limpiar el aire.
- B. SISTEMA TIPO SOPLADOR. Este sistema es principalmente usado en máquinas de dos tiempos, aunque también puede ser usado en máquinas de cuatro tiempos. El soplador tipo ROOTS (compresor de desplazamiento positivo que utiliza dos rotores conectados por engranes, el cual es común en este sistema, es usado para forzar al aire a entrar en la máquina, así como para sacar los gases de escape. Es utilizado en máquinas de dos tiempos, ya que estas máquinas pueden no tener una de las lumbreras de entrada o de salida.

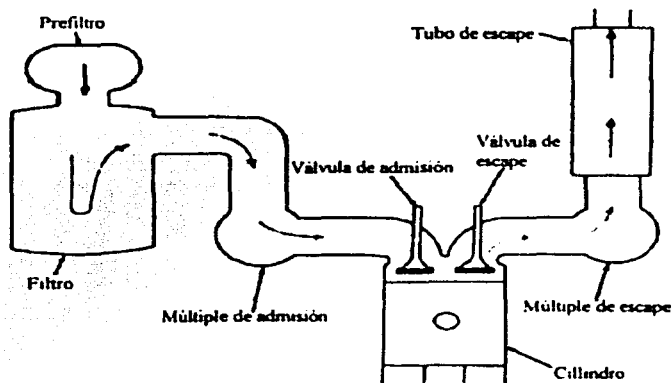


Fig. 1.8 Sistema de admisión de aire

C. SISTEMA SUPERCARGADO. Muchas máquinas de cuatro tiempos usan este tipo de sistema, el cual utiliza un soplador movido por engranes para mejorar la eficiencia, ya que en el cilindro se dispone de aire en exceso para los requerimientos de la mezcla.

D. SISTEMA TURBOCARGADO. Los turbocargadores pueden ser usados en motores de cuatro tiempos para mejorar la potencia y la eficiencia. El turbocargador es movido por los gases de escape, siendo de bajo peso y pequeño, por lo que es el más popular sistema de alimentación de aire en uso actualmente.

E. SISTEMA TURBOCARGADO CON INTERENFRIADOR. El aire al ser comprimido por el turbocargador eleva su temperatura a aproximadamente 150 °C, con lo que disminuye su densidad, siendo que en estas condiciones la eficiencia de la máquina no es óptima, por lo que es necesario enfriar el aire antes de que este entre en los cilindros. El dispositivo que realiza esta función es el interenfriador, el cual es capaz de bajar la temperatura del aire a 23 °C con lo que se obtiene una mayor eficiencia que si se prescindiera de este conjunto.

COMPONENTES DEL SISTEMA DE ADMISIÓN DE AIRE

FILTRO DE AIRE: Este es el primer componente según el funcionamiento del sistema; su función es retener las posibles impurezas que contenga el aire del ambiente como son partículas sólidas.

INDICADOR DE RESTRICCIÓN. Un medidor indica al operador si el filtro de aire esta atascado debido a la suciedad. Funciona con vacío creado por la restricción en el filtro. Puede ser operado eléctricamente mediante un sensor colocado en la entrada del filtro de aire.

MÚLTIPLE DE ADMISIÓN. Generalmente es construido de aluminio y esta conectado a la entrada de aire de los cilindros. Este debe cumplir el requisito de ser a prueba de fugas y ser de bajo peso.

TURBOCARGADOR. Es propio de los sistemas turbocargados, funciona con los gases de escape del motor alimentando de aire a presión a las cámaras de combustión, para tener como resultado una mejor combustión, que finalmente repercutirá en una mayor eficiencia.

1.4.4 SISTEMA DE ENFRIAMIENTO

Las máquinas diesel son exigidas a operar bajo condiciones extremas de frío y calor, con el sistema de enfriamiento protegiéndola en todo momento. Específicamente el sistema debe:

- 1.- Permitir un rápido calentamiento o enfriamiento según el caso.
- 2.- Mantener una temperatura predeterminada durante todas las fases de funcionamiento de la máquina.

Aunque los líquidos son más comúnmente usados para el enfriamiento de las máquinas diesel, muchas de ellas utilizan el enfriamiento con aire. Debido a que la mayoría de estas máquinas son enfriadas con líquido, nos enfocaremos en este sistema.

DESCRIPCIÓN DE COMPONENTES DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO

Todos los sistemas de enfriamiento con líquido tienen básicamente los mismos componentes excepto por los controles de temperatura, tales como los obturadores, embragues hidráulicos para

ventilador, ventilador y los termostatos. Un sistema típico de este tipo (ver *fig. 1.9*) tendrá los siguientes componentes:

- A. **RADIADOR.** Es un dispositivo que desarrolla dos funciones importantes:
1. Provee de un tanque de almacenamiento para el líquido de enfriamiento
 2. Provee de una superficie donde se disipa el calor generado
- B. **CHAQUETAS DE AGUA.** Las chaquetas de agua rodean el block de la máquina y proveen de una área de almacén para el líquido, también tienen la función de arrastrar el exceso de calor de la máquina.
- C. **BOMBA DE AGUA.** Una bomba centrífuga es utilizada para bombear el agua a través del block (chaquetas de agua) y del radiador. Puede ser accionada con engranes o con un arreglo de bandas.
- D. **TERMOSTATO.** Es una válvula de control de temperatura que regula el flujo del refrigerante que circula a través del radiador y de la máquina. Esta regulación del flujo mantiene la temperatura de operación de la máquina. El termostato puede ser de los tipos:
1. **De Fuelle.** Es un pequeño acordeón cilíndrico de cobre que contiene un líquido de bajo punto de ebullición. La rigidez del fuelle mantiene la válvula cerrada, mientras el agua está fría, pero en cuanto el agua se calienta también se calienta el líquido de trabajo expandiéndose y, obligando a la válvula a abrirse.
 2. **De espiral bimetal.** Cuenta con una espiral formada por dos metales de diferente coeficiente de dilatación que actúan sobre la válvula obligándola a permanecer cerrada, en cuanto aumenta la temperatura del agua, el bronce se dilata haciendo que se abra la válvula por la acción de la espiral al desenrollarse.
 3. **De varias válvulas.** Este tipo de termostatos tienen hasta tres válvulas que se abren a diferentes temperaturas, esto se logra construyendo las válvulas con diferentes materiales; esto hace que estos termostatos sean muy efectivos.
- E. **VENTILADOR.** Es montado en el eje de la polea o en uno diferente, dirigido por una banda "V" o por un tipo serpentín de cinturón. Este provee de aire en movimiento a través del radiador para disipar el calor. En muchas máquinas diesel modernas (especialmente en camiones), el ventilador es manejado por un clutch de fluido, el cual es controlado por la temperatura del aire que pasa a través de él. Dependiendo de la temperatura, el ventilador girará más rápido o más lento. Este tipo de embrague permite que haya ahorro de combustible y potencia ya que el ventilador no siempre está trabajando o su velocidad se reduce considerablemente cuando la máquina está fría.

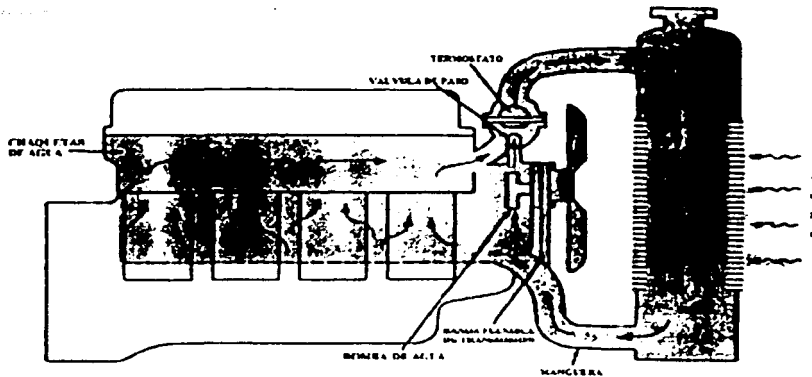


Fig. 1.9 Sistema de enfriamiento con agua

1.4.5 SISTEMA DE LUBRICACIÓN

El sistema de lubricación provee la lubricación a toda la máquina durante la operación para prevenir la fricción que causaría que la máquina fuera arruinada en un periodo muy corto de tiempo. Otras funciones del aceite de lubricación son:

Disipar el calor de la máquina: El calor generado por la fricción puede ser controlado para evitar daños en las partes de la misma.

Limpiar y prevenir la herrumbre y la oxidación: Productos de la combustión (agua y ácidos) deben ser removidos de la máquina. Además, el sistema de lubricación debe prevenir la herrumbre y la corrosión, especialmente durante largos periodos de paro de las máquinas.

Proveer de un sello entre los anillos y las paredes del cilindro, este sello permite que no se escape la compresión del motor, asimismo actúa como sello para los gases de la combustión.

Absorbe en parte el choque de los elementos de la máquina, así como el ruido de los mismos.

DISEÑO DE LOS SISTEMAS DE LUBRICACIÓN

El sistema debe ser diseñado para cumplir todos los requerimientos de trabajo constante de la máquina sin falla. Tres sistemas básicos son usados:

1.- SISTEMA POR CHAPOTEO O SALPICADO: En este se aprovecha el movimiento de las partes de la máquina para tener el chapoteo hacia todas las partes en movimiento. Este sistema tiene varios

inconvenientes, ya que la lubricación es dada sólo a aquellas partes dentro del cárter, no hay presión de empuje para lubricar otras partes o accesorios del motor.

2.- SISTEMA FORZADO DE ALIMENTACIÓN: Este sistema utiliza una bomba que impulsa el aceite hacia las partes que así lo requieren. Dicha bomba se encuentra localizada dentro del cárter en algunas máquinas, mientras que en otras puede ser localizada externamente. Todas las bombas son manejadas por un engrane. Este sistema es utilizado en muchas máquinas diesel.

3.- SISTEMA TOTAL FORZADO DE ALIMENTACIÓN: Es similar en diseño al sistema anterior excepto en que éste provee aceite a través de una vena de lubricación en la barra de conexión al perno del pistón y por debajo del mismo. El aceite, rociado por debajo del pistón, ayuda al enfriamiento, especialmente si la máquina es turbocargada.

COMPONENTES DEL SISTEMA DE LUBRICACIÓN

Los componentes del sistema varían grandemente en cuanto al diseño, pero existen pequeñas diferencias en la función. Un sistema típico de alimentación total forzada tendrá los siguientes componentes:

A) CONTENEDOR DE ACEITE: Esta generalmente localizada en la parte inferior de la máquina y almacena al aceite. El aceite es distribuido a varios puntos de lubricación desde éste a través de la bomba de aceite.

B) COLADOR O FILTRO: Colocado en el lado de la entrada de la bomba, previene la entrada de partículas u otro material extraño.

C) BOMBA DE ACEITE: Es considerada como el corazón del sistema. Su función es mantener un flujo suficiente de lubricante para mantener la presión en todos los puntos de lubricación. Dicha bomba suele ser de desplazamiento positivo. Estas bombas para máquinas diesel de alta velocidad suelen ser de dos tipos:

1.-Bomba de engrane externo: Este tipo de bombas son más comúnmente usadas. Consiste de dos engranes acoplados, uno llevando al otro, un cuerpo en el cual están contenidos, y una entrada y una salida. Cuando estos giran el aceite es succionado por la entrada y llevado al espacio entre los dientes y el cuerpo de la bomba, al continuar girando, el aceite es impulsado hacia la salida y expulsado por los dientes del engrane.

2.- Bomba de engrane interno: Son diseñadas con un engrane girando dentro de otro engrane. El engrane pequeño viaja por el diámetro del engrane grande. Cuando los engranes giran el aceite es acelerado y llevado al espacio entre los dientes del engrane grande. Cuando los engranes se acoplan el aceite es forzado a salir de la bomba debido al interengranaje de ambos.

D) FILTROS: Generalmente son de uno de los siguientes dos tipos comunes:

1.-De Flujo Parcial: Como su nombre lo indica filtra solamente una parte del aceite (aproximadamente de 30 a 40 %). Está conectado a la galería de aceite de la máquina, de tal manera que el aceite no tiene que pasar por el filtro antes de entrar o ir a la máquina. De hecho el

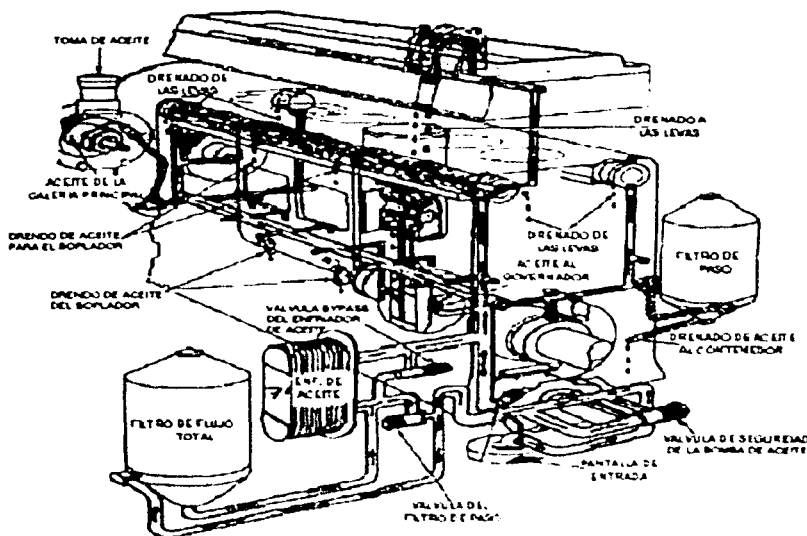
aceite fluye por el filtro y después regresa a la bomba o al contenedor. Muchos fabricantes no usan mucho este tipo de filtros debido a su baja eficiencia en la limpieza.

2.- De Flujo Total: La mayoría de las máquinas diesel modernas usan este tipo de filtros. En este, todo el aceite bombeado debe pasar por el filtro antes de entrar a la galería o contenedor de aceite de la máquina. Como el 100 % del aceite es filtrado antes de ser usado, la eficiencia de este para remover suciedad es mucho mayor que en los de flujo parcial.

Trátase de filtro de flujo total o parcial, estos tienen un elemento tipo reemplazable o uno tipo de metal de lata que tiene un elemento sellado dentro de él. El cartucho reemplazable para el elemento tipo puede ser construido de una de las dos formas siguientes:

Uno de algodón que absorbe las impurezas en el aceite y otro de papel tratado, que es más usado, y es de una superficie adsorbente, esto significa que filtra al pasar el aceite por éste deteniendo las partículas más grandes que los agujeros del papel.

E) REGULADOR DE PRESIÓN Y VÁLVULA BY-PASS: La presión dentro de un sistema de lubricación debe ser regulada dependiendo del cambio de la viscosidad del aceite. Esta función la realiza una válvula que se encuentra generalmente en el block de cilindros y en la vena principal, pero también puede estar incorporada en la propia bomba. También por los cambios de la temperatura, los filtros, deben tener un sistema automático by-pass para prevenir a la máquina de daños en el caso de que el filtro se atasque.



**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

Fig.1.10 Sistema de lubricación

Ambos requerimientos son satisfechos por una válvula reguladora de presión o válvula by-pass. Existen dos tipos de válvulas, las de bola y las de pistón.

1.4.6 SISTEMA DE ESCAPE

Este sistema tiene la función de conducir los gases de la combustión fuera y alejados de la máquina y del operario, ya que otro de sus objetivos es el de proteger a éste de la toxicidad de los gases y del ruido que causa la máquina durante su funcionamiento. Sin este sistema, la máquina sería muy ruidosa y difícil de operar. Este sistema es diseñado de tal manera que sus partes no interfieran con las otras partes del motor.

TIPOS DE SISTEMAS DE ESCAPE

Varios tipos de sistemas de escape son usados en las máquinas diesel. Este sistema depende de la aplicación.

- A) Tipo tractor de campo y máquina industrial. Estas máquinas generalmente tienen un sistema de escape muy simple, el cual puede constar de: múltiple de escape, turbocargador, tubo de escape, y tapa para la lluvia. O con mofle en lugar de turbocargador, ya que el turbocargador actúa como mofle.
- B) Tipo camión de pasajeros y de carga. En esencia son iguales que los anteriores pero requieren de un sistema mejor que garantice la atenuación del ruido y el desalojo de los gases lejos de la cabina.

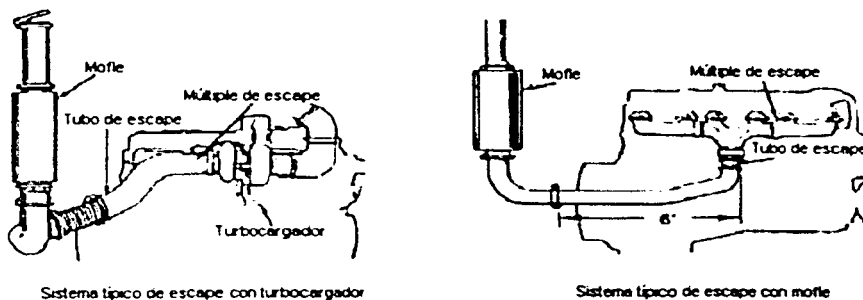


Fig. 1.11 Variantes en el sistemas de escape

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

II.1 CONDICIONES GENERALES DE LOS SISTEMAS DEL MOTOR

Debido al trabajo llevado a cabo por el grupo de compañeros ya citado, el motor fue encontrado en las siguientes condiciones: estaban desmontadas algunas partes del sistema de enfriamiento, estaba desmontado el intercambiador de calor, así como todas las mangueras que conducen el refrigerante por el sistema, la bomba de agua salada tenía rotos algunos de sus álabes; del sistema de inyección estaban desmontados los inyectores y no tenía tanque de combustible ni sus accesorios; del sistema de admisión de aire estaba desmontado el filtro de aire y faltaban algunos conductos del mismo; además de carecer del tubo de escape de tal sistema.

II.2 IDENTIFICACIÓN DEL MOTOR

Una vez conocido el amplio marco teórico del cual provienen los motores Diesel, es pertinente identificar el motor del caso, ya que de esta manera es más sencillo saber qué tipo de motor es y cuáles son sus características para fines prácticos de mantenimiento. En seguida se realiza dicha identificación:

- *Marca: Rolls & Royce.
- *Modelo: C8TFLM
- *Tipo de Motor: Reciprocante de 4 tiempos.
- *Combustible utilizado: Diesel.
- *Número de cilindros: 8.
- *Tipo Arreglo: En Línea.
- *Tipo de cámaras de combustión: Directa (Abiertas).
- *Sistema de admisión: Turbocargado con interenfriador de aire.
- *Sistema de enfriamiento: Por agua (intercambiador de calor agua salada-agua dulce).
- *Sistema de inyección: Bomba individual.
- *Sistema de Arranque: Motor eléctrico (marcha).
- *Sistema de lubricación: De alimentación forzada.
- *Potencia al freno: 315 HP
- *Aplicación: Embarcaciones marinas o como planta estacionaria.

CARACTERÍSTICAS DE FUNCIONAMIENTO E IDENTIFICACIÓN DE PARTES

Orden de encendido: 16258374

Temperatura de operación: 93 °C

Relación de compresión: 14:1

Diámetro del cilindro: 5.125 in.

Carrera del embolo: 6 in.

Cilindrada: 16.2 lts.

Dirección de rotación: como las manecillas del reloj visto desde la polea.

Peso aproximado (seco): 1,800 Kg

Inyección:

Presión del combustible inyectado: 240 atms (3500 psi, 248.5 kg/cm²)

Presión de la bomba de alimentación en baja velocidad: (0.7 a 0.85 kg/cm², 10 a 12 psi)

Bomba de inyección: C.A.V. tipo NN con gobernador mecánico.

Inyectores: C.A.V. con aguja larga de orificios múltiples, MOD. DBLL150S6348, diámetro de descarga 0.00425 in, ángulo de pulverización 150°

Filtros de combustible principales: C.A.V. MX26 o su equivalente

Filtro de combustible primario: Eterno " A.V.A. " con trampa de agua.

Admisión:

Turbocargador: Holset modelo 4, Dowty serie T-18.

Compresor de aire: "Bendix" Tu-Flo, modelo 500

Enfriador del aire: Marston Excelsior.

Filtro de aire: De rejillas de metal

Lubricación:

Bomba de aceite: De engranes de desplazamiento positivo

Filtros de aceite: De flujo total con algodón como material filtrante

Presión de apertura de la válvula reguladora: 60 psi (4.23 kg/cm²)

Enfriador de aceite: Tipo caldera

Capacidad del sistema: 55 lts.

Aceites lubricantes aprobados: Son recomendados de acuerdo a los factores de potencia del motor, calidad del combustible usado, temperatura ambiente y condiciones de carga y operación.

Enfriamiento:

Termostato: Western Thomson tipo wax de tres válvulas

Tipo de enfriador de agua dulce: Marino de tubos y coraza

Bomba de agua salada: Jabsco serie 11101

Tipo de Bomba de agua dulce: Centrífuga impulsada por bandas.

Arranque:

Motor de arranque: C.A.V. modelo SP-6, 32 volts, 56 amperios, solenoide tipo BBNG 17

Regulador: Según la aplicación.

II.3 DATOS DE PLACA

Rolls & Royce
Shrewsbury England
C. Range Oil Engine
SERIES 842602-15
MODEL C8TFLM

Always Quote Series & Model No. for Spares

Tappet Clearance: 0.010 - 0.020 cold

INLET VALVE OPENING 12° BTDC
INJECTION TIMING 28° BTDC

MARCHA:
Lucas Cav
Type: SPGA32-53M
Rotation: Clock
Despatch: 1386522
Serial No.: WL302
Volts: 32

VENTRY RADIATOR
DRG No 43375/1
SERIAL No H10814

BOMBA DE ALIMENTACIÓN
Lucas Cav
D No 6202072 DFP 3/50

BOMBA DE INYECCIÓN
Lucas Cav
DES No4829150
Type: N R86100/413GLVWB40
SERIAL No F722NM
FUEL(mm³/Stroke): 166
P RPM 600
RR No DX1646-414

GOVERNOR ADJUSTED TO: IDLE 225 MAX 900

11.4 ESTRATEGIA PARA ABORDAR EL CASO

Con el objetivo de optimizar tiempos y economía, se decidió utilizar algún método que sirviera de DIRECTRIZ para el desarrollo del proyecto, por lo que se hizo uso del método de RUTA CRÍTICA. Para trabajar en éste, fue necesario determinar una serie de METAS, las cuales a su vez establecerían las actividades a realizar.

Dado lo anterior, y al establecer un tiempo ponderado para todas y cada una de las actividades, se podría saber, de manera aproximada, el tiempo a invertir para la conclusión del proyecto, lo cual es muy importante si se reconoce que todos los proyectos tienen como limitación los recursos económicos y de tiempo. De esta manera se construyó el diagrama (fig. 2.1) que indica la programación y desarrollo de las actividades.

Por otro lado, se decidió establecer aquellas metas de mayor importancia para alcanzar el objetivo, en torno a las cuales se trabajaría con mayor cuidado. La primera de ellas fue la de "tratar con cuidado todas y cada una de las piezas del motor", de modo de "no dañar ninguna de las mismas". Se tuvo especial precaución para no dañar los anillos de los pistones al hacer girar el cigüeñal del motor, los cuales, como la mayoría de las demás piezas, son difíciles de encontrar así como costosas si se desea adquirirlas, y esto es debido a la procedencia y antigüedad del motor. La segunda de ellas fue la de "cerciorarse del funcionamiento del motor de arranque" (marcha), dado que en caso contrario sería necesario diseñar e implementar algún sistema que realizara dicha función. La tercera fue la de "comprobar", en base a medidas y cálculos, que "la compresión y la temperatura" en las cámaras de combustión era la mínima necesaria para la ignición del combustible. La cuarta y última fue la de "adquirir el manual de mantenimiento del motor que permitiría tener la certeza" que las tolerancias obtenidas de las lecturas se encontraban dentro de los límites indicados por el fabricante.

A continuación se citan las metas que fueron necesarias para alcanzar el objetivo buscado. Asimismo se listan las actividades que fueron requeridas para alcanzar las metas.

META # 1 Preparación y acondicionamiento del cubículo. Fue necesario preparar un lugar adecuado y seguro para empezar a trabajar con el motor.

META # 2 Recuperación de información del trabajo anterior sobre el motor. Se determinó necesario obtener la información referente del motor así como del trabajo realizado por otros compañeros que empezaron a trabajar en él.

META # 3 Conocimiento e identificación física de partes y sistemas. Se decidió estudiar todo lo referente a motores diesel para tener una base teórica que permitiera abordar correctamente el problema, así como identificar todas y cada una de las partes de los sistemas.

META # 4 Obtención de datos técnicos del motor. Era necesario obtener el manual de datos del motor para checar si las mediciones y pruebas posteriormente realizadas al motor eran correctas.

META # 5 Despegar la máquina sin dañar ninguna de las partes. Era necesario seguir una serie de actividades que garantizaran despegar el motor sin el daño de ninguna de las partes internas del mismo.

META # 6 Determinación del orden de encendido. Fue necesario obtener el orden de encendido tanto teórica como prácticamente y compararlos para su comprobación.

META # 7 Comprobación del funcionamiento de la marcha. Como parte principal del sistema de arranque fue necesario comprobar el funcionamiento de la marcha, ya que es el elemento que permite tener el giro que dará inicio al funcionamiento de la máquina.

META # 8 Comprobación mediante pruebas de los datos técnicos, así como revisión de los sistemas. Una vez que se contara con el manual de mantenimiento del motor se comprobaría que los datos obtenidos mediante las pruebas son correctos, o por lo menos que están dentro del rango que permita su funcionamiento. Asimismo se repararían las partes o sistemas que así lo requirieran.

META # 9 Preparación para la puesta en marcha del motor Rolls & Royce. Se prepararán todas las condiciones necesarias para la puesta en marcha del motor.

META # 10 Preparación del trabajo escrito de tesis. Se hará el vaciado de la primera versión del trabajo escrito para su revisión.

ACTIVIDADES PARA EL PLAN DE TRABAJO

META # 1

- A1) Construcción del cubículo
- A2) Seguridad y Equipamiento del cubículo
- A3) Alumbrado del cubículo

META # 2

- A4) Recuperación del trabajo realizado por otros compañeros

META # 3

- A5) Investigación del funcionamiento de partes y sistemas
- A6) Identificación física de partes y sistemas
- A7) Toma de datos de placa

META # 4

- A8) Búsqueda en bibliotecas
- A9) Búsqueda vía internet
- A10) Búsqueda de campo

META # 5

- A11) Investigar la temperatura de trabajo de la máquina
- A12) Calentar el motor por lo menos hasta la temperatura de trabajo
- A13) Quitar los inyectores e introducir lubricante por las cámaras de combustión

A14) Hacer girar el volante de inercia manual y cuidadosamente.

META # 6

A15) Quitar la tapa de punterías para guiarse con las válvulas para la determinación del orden de encendido.

META # 7

A16) Desmontaje de la marcha.

A17) Prueba de la marcha.

A18) Corrección de fallas

A19) Montaje de la marcha

META # 8

1.- Comprobación de los datos para el sistema de inyección:

A20) Investigación del método para la medición de la presión de las cámaras de combustión.

A21) Medición de la presión de las cámaras de combustión.

A22) Verificación de la forma de la inyección del combustible.

A23) Revisión para ver si existe goteo en los inyectores.

A24) Revisión de los filtros de combustible.

A25) Revisión de las bombas de alimentación

A26) Corrección de fallas

2.- Comprobación de los datos para el sistema de lubricación:

A27) Revisión del contenido y estado del lubricante.

A28) Revisión de los filtros de aceite

A29) Corrección de fallas

3.- Comprobación de los datos para el sistema de admisión:

A30) Desmontaje del turbocargador.

A31) Revisión del turbocargador.

A32) Medición de los juegos radial y axial del turbocargador.

A33) Montaje del turbocargador.

A34) Revisión de los conductos del sistema

A35) Corrección de fallas

4.- Comprobación de los datos del sistema de enfriamiento:

A36) Desmontar bomba de agua.

A37) Revisión de la bomba de agua.

A38) Montaje de la bomba.

A39) Desmontaje del termostato.

A40) Revisión del termostato.

A41) Corrección de fallas

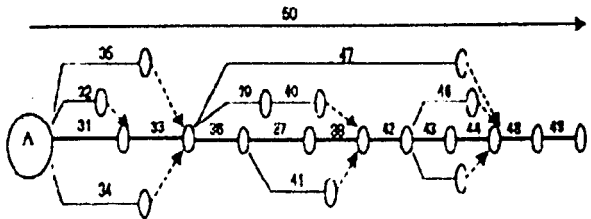
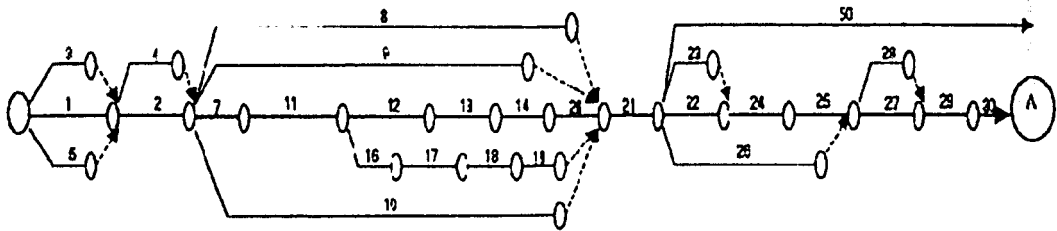
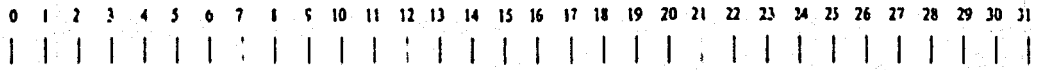
- A42) Desmontaje del intercambiador de calor
- A43) Revisión del intercambiador
- A44) Montaje del intercambiador
- A45) Cálculos para el sistema de enfriamiento.
- A46) Revisión del enfriador de aceite
- A47) Corrección de fallas

META # 9

- A48) Revisión de las condiciones generales para la puesta en marcha
- A49) Puesta en marcha del motor.

META # 10

- A50) Preparación del trabajo escrito de tesis.



Cada división corresponde a una sesión de trabajo.
 NCTA: Se planeó trabajar 2 veces por semana

Fig 2.1 Diagrama de Ruta Crítica

II.5 DETERMINACIÓN TEÓRICA DEL ORDEN DE ENCENDIDO

En la práctica siempre es necesario conocer el orden de encendido de los motores de combustión interna, ya que de éste y de la puesta a punto depende el arranque del motor; por esta razón, y también porque no se contaba con el manual del motor, fue necesario aprender a determinarlo teóricamente, así como también de manera práctica, para después comparar el resultado de ambos métodos y confirmar dicho orden.

El siguiente es un método por medio del cual es posible aprender a determinar el orden de encendido de un motor, en éste se pueden hacer suposiciones tanto para la configuración del cigüeñal como de su sentido de giro. Antes de llegar al orden de encendido correcto se hicieron las suposiciones que se presentan en cada caso y que se presentan con el fin de ilustrar el método.

Configuración de la forma del cigüeñal: Estas suposiciones se hicieron en base a los principios de balanceo estático y dinámico de partes sometidas a movimiento giratorio, de allí que la primera de las configuraciones fue la siguiente:

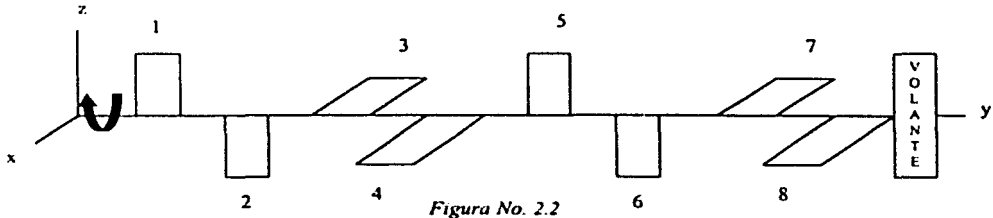


Figura No. 2.2

Donde los números representan el número de los muñones de cada uno de los pistones.

Sentido de giro del cigüeñal: Este se eligió contrario a las manecillas del reloj viendo el motor desde la polca frontal.

Contando ya con estas suposiciones lo que sigue es llenar un diagrama en el que las columnas representan el número de cada pistón, y en la que los tiempos se representan por medio de rectángulos cuya duración es de 180 grados cada uno, esta duración en el tiempo es indicada en el lado derecho del diagrama, los tiempos suman, en cada columna, 720 grados (dos vueltas), lo que corresponde a un ciclo de trabajo para un motor de 4 tiempos.

A continuación se hace el análisis, el cual consiste en lo siguiente:

1- Se dibujan los tiempos del pistón # 1 en la primer columna, considerando su tiempo de fuerza F en la parte superior del diagrama, es decir, en el punto muerto superior (PMS) en la posición de 0 grados.

2- De la configuración del cigüeñal se observa a cuántos grados se encuentra desfasado el muñón del pistón # 2 con respecto al del # 1, para determinar este ángulo el desplazamiento se hace en sentido opuesto al giro del volante de inercia, y en base a esto, se determina el desfase en grados del tiempo de fuerza F del segundo pistón.

3- Se Procede de la misma manera que en el segundo punto para todos y cada uno de los pistones de acuerdo al orden sucesivo del diagrama. Siempre sucederá que dos muñones se encontrarán en el mismo desfase respecto del muñón del pistón #1, en dicho caso se podrá elegir cualquiera de los dos considerando que el otro, forzosamente, hará ignición 360 grados más adelante.

4- Una vez completado el diagrama se procede a determinar el orden de encendido de acuerdo al pistón que detona según el desplazamiento en el orden creciente de los grados. Del anterior análisis resulta el siguiente diagrama:

DIAGRAMA No. 2.2

	P	I	S	T	O	N	E	S	
	1	2	3	4	5	6	7	8	
									0°
	F	C	A	C	A	E	F	E	90°
			C	F			E	A	180°
	E	F			C	A			270°
			F	E			A	C	360°
	A	E			F	C			450°
			E	A			C	F	540°
	C	A			E	F			630°
			A	C			F	E	720°

F: Tiempo de Fuerza
 E: Tiempo de Escape
 A: Tiempo de Admisión
 C: Tiempo de Compresión

Del diagrama se observa que el primer pistón en detonar después del # 1 es el # 4, después el # 2, el # 3, el # 5, el # 8, el # 6 y el # 7, por lo tanto, el orden de encendido es: 14235867

De la misma manera fueron realizados cuatro ejercicios más, los cuales no se anotan ya que sirvieron sólo para aprender el método, pero no se podían todavía verificar con el motor del caso, pero en seguida se describen otros ejercicios cotejados con la configuración del motor, de los cuales obtuvimos el orden de encendido correcto.

Con el anterior método de análisis para motores de combustión es posible determinar el orden de encendido un motor cuando se desconoce la configuración del cigüeñal, sin embargo, dadas las numerosas alternativas que se obtienen, se decidió probar directamente con configuraciones de cigüeñales existentes para llegar más rápido al objetivo. De aquí que la configuración que se utilizó fue la del motor "Cooper Bessemer", de la cual se obtuvieron las dos siguientes alternativas:

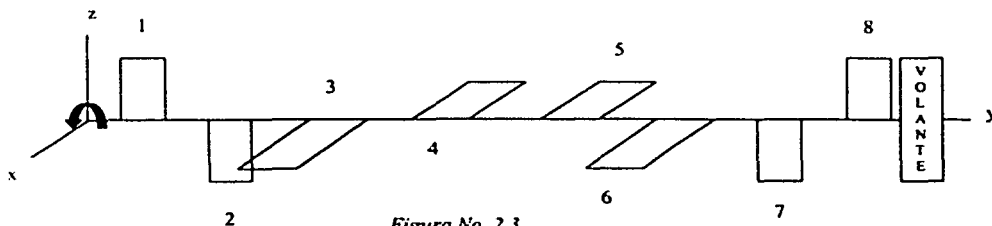


Figura No. 2.3

DIAGRAMA No. 2.3

		P	I	S T O N				E	S	
		1	2	3	4	5	6	7	8	
	0°	F	C	A	C	E	F	E	A	
	90°			C	F	A	E			
	180°	E	F					A	C	
	270°			F	E	C	A			
	360°	A	E					C	F	
	450°			E	A	F	C			
	540°	C	A					F	E	
	630°			A	C	E	F			
	720°									

Del diagrama No. 2 se observa que el primer pistón en detonar después del # 1 es el # 4, después el # 2, el # 3, el # 8, el # 5, el # 7 y el # 6, por lo tanto, el orden de encendido es: 14238576, sin embargo, tampoco fue el orden de encendido del motor, por lo que se decidió agotar todas las alternativas existentes para este cigüeñal, las cuales se presentan a continuación. En la siguiente alternativa se considera la variante del sentido de giro del cigüeñal.

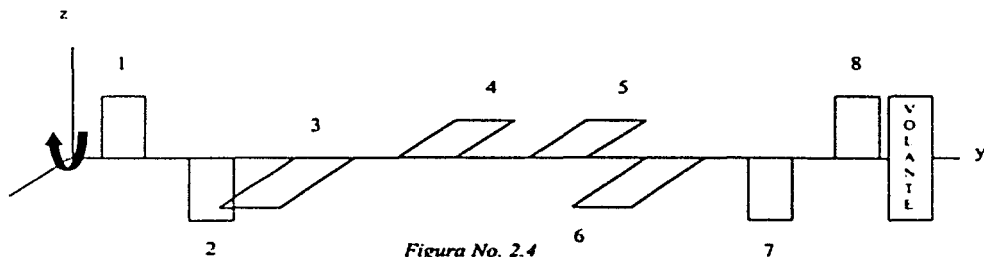


Figura No. 2.4

DIAGRAMA No. 2.4

P	I	S	T	O	N	E	S	
1	2	3	4	5	6	7	8	
F	C	C	A	F	E	E	A	0°
E	F	F	C	E	A	A	C	90°
A	E	E	F	A	C	C	F	180°
C	A	A	E	C	F	F	E	270°
		C	A	F	E			360°
								450°
								540°
								630°
								720°

Por lo que el orden de encendido es: 13248675

Dado el mismo arreglo, pero ahora tomando la ignición del pistón mas alejado del # 1 (esto es siguiendo el mismo método antes descrito), es decir, el pistón # 6 en lugar del # 3, para continuar con la ignición del más cercano al #1, es decir, el # 2, y así sucesivamente hasta completar todos, es decir, fue un enfoque alternando la ignición de los pistones más alejado y más cercano, respectivamente al #1. De este análisis resulta el siguiente diagrama:

DIAGRAMA No. 25

	P	I	S	T	O	N	E	S	
	1	2	3	4	5	6	7	8	
	F	C	E	F	A	C	E	A	0°
			A	E	C	F			90°
	E	F					A	C	180°
			C	A	F	E			270°
	A	E					C	F	360°
			F	C	E	A			450°
	C	A					F	E	540°
			E	F	A	C			630°
									720°

Por lo que el orden de encendido es: 16258374

Finalmente se llegó al orden de encendido correcto que presenta el manual de mantenimiento el cual fue conseguido aproximadamente diez meses después. Asimismo coincidió con aquel que se obtuviera de manera práctica varias semanas después.

Cabe señalar que se observó que el orden en que se van realizando las detonaciones tiene que ver con la máxima distancia entre muñones del cigüeñal, es decir, que el momento de torsión que se provoca entre dos detonaciones consecutivas sea distribuido en una mayor distancia para que el material del cigüeñal absorba dicho momento sin el peligro de ruptura provocada por el cortante.

III.1 PREPARACIÓN DEL LUGAR DE TRABAJO

Fue necesario volver a armar el cubículo pero un poco más reducido por motivos de espacio dentro de los talleres. Durante el desarrollo de las actividades fueron tomadas en cuenta las medidas estándar de seguridad y evitar así algún accidente.

III.2 DETERMINACIÓN PRÁCTICA DEL ORDEN DE ENCENDIDO

Para determinar el orden de encendido de manera práctica se procedió como sigue:

1.- Aprovechando que ya se habían quitado los inyectores, se introdujeron en los orificios respectivos, varillas de electrodos de soldadura, los cuales indicarían las alturas de cada uno de los pistones y, de manera indirecta, la configuración del cigüeñal.

2.- Posteriormente se desmontaron las tapas de la culata para dejar al descubierto el mecanismo de los balancines de las válvulas y poder guiarse con éstas para determinar los tiempos de cada uno de los cilindros. Se observó cuál era la válvula de escape y cuál la de admisión para utilizar esto como ayuda para determinar los tiempos.

3.- Se observaron cada uno de los vástagos de las válvulas para determinar en qué tiempo se encontraría cada cilindro al dar vuelta al cigüeñal. El inicio del tiempo de compresión se determina estando la válvula de admisión y la de escape cerradas, media vuelta del cigüeñal (en el sentido de giro del motor) indica que el tiempo de compresión ha terminado e inicia el tiempo fuerza. Con este indicativo y el de las alturas de las varillas ya mencionadas, fue posible determinar fácilmente el tiempo en el que se encontraba cada cilindro. De la misma manera fue posible determinar tanto la configuración del cigüeñal como el sentido correcto del mismo.

4.- Se procedió a dar vuelta al cigüeñal para determinar el momento en que el pistón #1 (de lo estudiado, se aprendió que por convención el pistón #1 es el más cercano al tren de engranes, o que el #8 es el más cercano al volante de inercia) se encontraba en punto muerto superior (inicio del tiempo de fuerza) y tomarlo como referencia para determinar el orden de encendido.

5.- Se procedió a dar vuelta al cigüeñal para observar qué pistón se posicionaba en condición de tiempo de fuerza en seguida del #1, de la misma manera se procedió con los pistones restantes y, se llegó a la siguiente numeración para el orden de encendido: 16258374, comprobándose exitosamente el método teórico ya explicado.

Cabe señalar que a estas alturas del desarrollo del trabajo del taller aún no se contaba con el "manual de mantenimiento" de estos motores, mismo que se obtuvo meses después.

III.3 ACONDICIONAMIENTO DE LOS SISTEMAS

El orden de acondicionamiento de los sistemas se desarrolló sobre la base del "orden crítico" (ver diagrama de ruta crítica, *fig. 2.1*) indispensable para que el proyecto fuera viable, es decir, pasar primero por los sistemas vitales, sin el funcionamiento de los cuales, resultaría muy difícil continuar con el proyecto, dadas tanto la limitación económica como la de existencia de partes de reemplazo.

III.3.1 Del sistema de arranque.

Para comprobar el estado de la marcha, (*foto 3.1*) se desmontó del motor y se le realizaron las pruebas siguientes:

- 1) Inspección visual.
- 2) Revisión de corto circuito.
- 3) Prueba de funcionamiento.

En la inspección visual se revisó que no se presentaran: arrastre de la armadura, mal estado de las bobinas de campo, del barniz de las bobinas, del conmutador, del solenoide, del bendix, de los contactores, y de los bujes.

La siguiente foto muestra la marcha desarmada y algunas de sus partes.

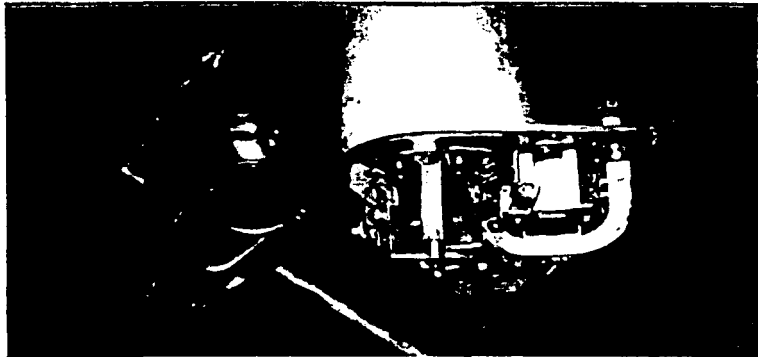


Foto 3.1 Marcha desarmada

En la revisión de corto circuito se verificó que las bobinas de campo y las de armadura no presentaran corto circuito con las partes de hierro que forman la marcha.

Para la última prueba fue necesaria una fuente de energía con las siguientes características: 32 volts en ac y 50 amperios; como no se contaba con un acumulador de estas características ni con los recursos económicos, se decidió utilizar una planta de soldar (misma que fue adquirida dentro de los laboratorios de mecánica) y un puente de diodos (*foto 3.2*) que proporcionarían las características

mencionadas, no sin antes hacer los cálculos necesarios para dicho fin. Al probar la marcha con estos elementos el rotor giró pero no con la velocidad de trabajo, esto fue debido al desfaseamiento que existe entre la corriente y el voltaje generados en la planta de soldar, esto se trató de resolver colocando un capacitor electrolítico, realizándose para esto cálculos que indicarian su tamaño, pero desafortunadamente resultó un capacitor de valor muy grande, poco comercial y de costo elevado. Hasta estos momentos fue posible confirmar que la marcha funcionaba, aunque no se tenía la seguridad de su correcto funcionamiento.

Posteriormente se consiguieron tres baterías de 12 volts a 50 amperios cada una para armar un banco de baterías las cuales las fueron conectadas en serie para tener un voltaje de 36 volts y poder realizar la prueba de funcionamiento. Después de montar la marcha en el motor fue posible observar el correcto funcionamiento de la marcha, ya que el torque y la velocidad que desarrollaba eran los adecuados para la puesta en funcionamiento del motor.



Foto 3.2 Puente de diodos

Cabe mencionar que el costo económico de una marcha de este tipo es de alrededor de US\$1300 (\$ 12,000.00 M.N.), aproximadamente.

III.3.2 Del sistema de Enfriamiento.

Para poder acondicionar el sistema de enfriamiento se realizaron las siguientes actividades:

1) Revisión de bomba de agua dulce: se revisó que no presentara juego longitudinal que excediera los límites de tolerancia especificados, dicho juego lo determina el desgaste del balero, para el cual se dedujo que se encontraba en condiciones de seguir trabajando, por el casi imperceptible juego (radial y axial) que la flecha presentó (ver mediciones). Asimismo se revisó que la bomba no presentara goteo por los sellos que trae para evitar que el agua se fugue hacia las partes lubricadas; resultando en buen estado.

2) Revisión de la bomba de agua salada: aquí se encontraron los alabes completamente deteriorados, así como algunos rotos. Como de esta bomba no depende el funcionamiento del

motor, se decidió dejarla en el estado que se encontró e idear y proponer una alternativa para completar el sistema de enfriamiento, dicha propuesta se puede consultar en las recomendaciones del apéndice. La siguiente foto muestra las condiciones en las que se encontró la bomba.



Foto 33 Bomba de agua salada

3) Limpieza de conductos del motor: Se eliminó el sarro que contenían los conductos en su interior y se lavó el interior del motor con agua a presión, con jabón y con cresol, se logró eliminar bastante óxido y algunas lascas de sarro de tamaño relativamente grande.

4) Revisión del termostato: Se desmontó, se limpió, y se probó su funcionamiento; se encontró que estaba operando dentro del rango correcto, según las especificaciones que marca el manual (ver manual). Los resultados de tales mediciones se encuentran en la tabla 3.5.

Limpieza del intercambiador de calor: Se procedió a desarmar el intercambiador y se observó que se corría el riesgo de dañar la coraza si se retiraba el haz de tubos de la misma; esto era debido al alto grado de corrosión que presentaba la misma, por lo que se decidió lavar hasta eliminar el máximo de sarro que fuera posible y destapar los tubos que tenían suciedad; finalmente se lavó con agua a presión y con jabón.

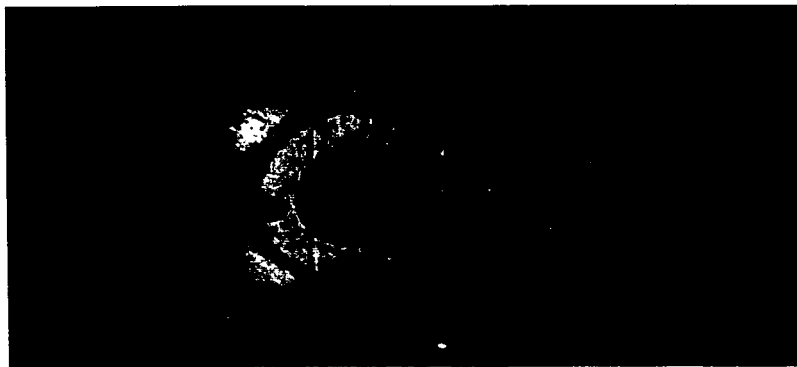


Foto 34 Intercambiador de calor dejando ver su haz de tubos y su mirilla

TESIS CON
PALA DE ORIGEN

6) Armado del circuito de enfriamiento: Ya teniendo limpios y preparados los elementos del sistema se procedió a formarles una junta de silicón tanto a la bomba de agua dulce como al termostato y se armó todo el conjunto para después revisar que no existieran fugas de aire o de refrigerante.

III.3.3 Del sistema de Inyección de combustible.

1) Revisión de los filtros de combustible: Esta fue la primera actividad que se realizó para este sistema; en ellos se encontraron partículas ajenas al combustible, por lo que fueron limpiados con diesel, sin embargo, uno de ellos presentó un alto grado de desgaste, por lo que se decidió sustituirlo; sin embargo, por el costo elevado del elemento esto no pudo realizarse.

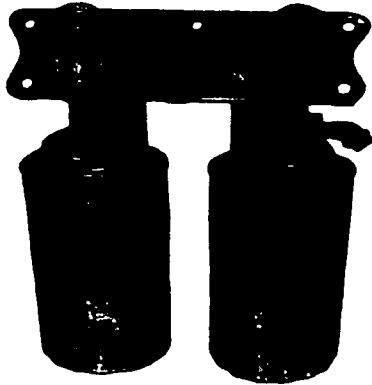


Foto 3 5 Filtros de combustible Reemplazables

2) Verificación de la Inyección: Después de esto, y aprovechando que los inyectores ya habían sido desmontados, se procedió a verificar la inyección de los mismos, para lo cual se volvieron a instalar pero con las toberas apuntando hacia el exterior de las cámaras de combustión para poder observar la inyección y la atomización.

Manualmente se procedió a dar vuelta al cigüeñal para hacer que sucediera la inyección y se pudo observar la correcta inyección de siete de los inyectores, pero el restante presentó problemas, ya que fue posible observar que tenía dañada la tobera, por esta razón fue necesario llevarlo al laboratorio para su reparación.

- 1) **Montaje de los inyectores:** Una vez reparada la tobera se procedió a montar los inyectores en su lugar, antes de esto fue necesario preparar las roldanas que servirían de asiento a las toberas, por lo que se recocieron con el objetivo de suavizarlas y pudieran sellar perfectamente la unión. De la misma manera se colocaron arandelas de cobre en el asiento de los inyectores, y garantizar que no existieran fugas.
- 2) **Revisión de las bombas de alimentación:** Mediante el accionamiento manual de la palanca de ambas bombas, se pudo comprobar su funcionamiento al observar que el manómetro indicaba un aumento de presión. En esta forma fue posible encontrar que una de las bombas estaba dañada ya que al bombear el combustible no se percibía avance de la aguja del manómetro.
- 3) **Tanque de almacenamiento del combustible:** Como no se contaba con éste, se pensó en solucionar la necesidad con un tanque de plástico con una capacidad de 20 litros, suficiente para las necesidades del proyecto; se utilizó conectado al mismo una válvula de sifón de plástico, así como una manguera del mismo material para unir esta salida a la entrada de las bombas de alimentación.



Foto 3.6 Tanque de almacenamiento de combustible

III.3.4 Del sistema de Lubricación.

Para este sistema se revisaron las siguientes partes

- 1) **Filtros gemelos:** Así llamados porque son iguales y son dos, sin embargo sólo uno trabaja a la vez. Se encontró que uno de ellos tenía impurezas y el otro estaba en buen estado, sólo se utilizó el que se encontraba en buen estado para el arranque del motor (ver foto 3.7).

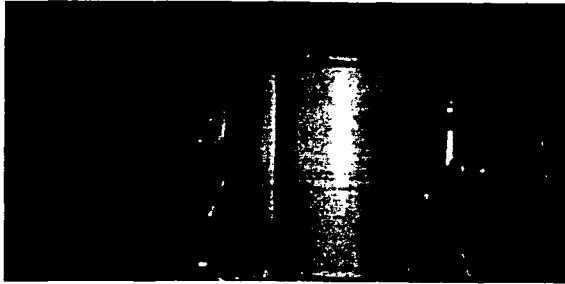


Foto 3.7 Filtros de Aceite y enfriadores de aire a su izquierda

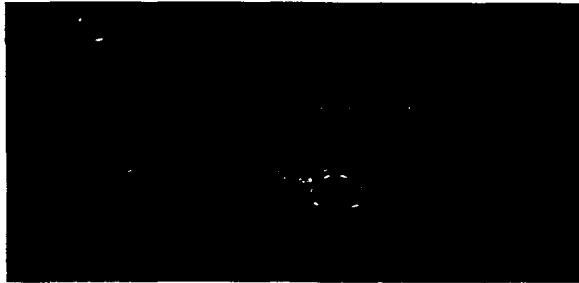


Foto 3.8 Filtros de aceite desarmados

- 2) Mangueras: Algunas partes de las mismas se encontraron cristalizadas, razón por la cual se pueden notar pequeñas fugas después del funcionamiento de la máquina de aproximadamente 10 minutos, por lo que se recomienda cambiarlas.
- 3) Bomba de aceite: La presión que indicó el manómetro de la bomba de aceite se encontró dentro del rango de trabajo, esto se comprobó al poner en funcionamiento la máquina y al observar que la aguja se mantenía en la zona marcada en color verde, la cual es la zona permitida para la presión correcta de trabajo, determinando así que el motor se encontraba en buenas condiciones de funcionamiento para el sistema en estudio.
- 4) Se revisó que el enfriador de aceite no estuviera tapado en sus conductos y que no presentara fugas, comprobando que en efecto no las presentó.
- 5) Se revisó que la limpieza del aceite fuera la adecuada, es decir, que no tuviera partículas ajenas, que no estuviera quemado o muy turbio, así también se revisó que la cantidad del mismo fuera la necesaria para el funcionamiento.

III.3.5 Del sistema de Admisión de aire

- 1) Filtro de aire: Se desarmó, se limpió y se revisó que estuviera en buen estado. Dicho elemento se muestra en la siguiente foto.

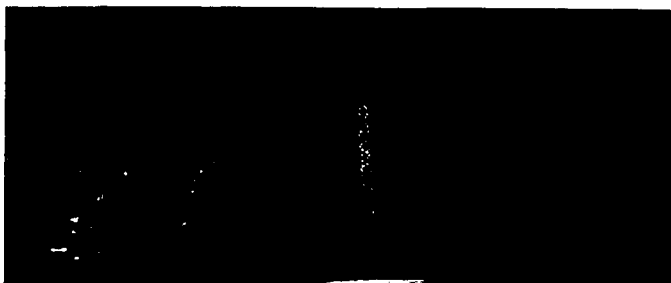


Foto 3 9 Filtro de aire

- 2) Turbocargador: Se midió tanto el juego axial como el radial del rotor. Asimismo se revisó que los álabes no estuvieran dañados, que no rozaran con la carcasa del turbo, que no hubiera fugas de aceite y que los conductos del mismo estuvieran libres de suciedad o basura; asimismo fue posible notar que el giro del mismo no emitía sonidos característicos que delataran el desgaste de los rodamientos. Las mediciones para este elemento se muestran en la foto 3.10, y más adelante aparecen las mediciones obtenidas.



Foto 3 10 Medicion del juego axial del turbocargador

3) Enfriadores del aire: Se encuentran en un arreglo paralelo (tándem) y pueden observarse en el lado izquierdo de la siguiente foto, así como en la *foto 3.7*. Se realizó una revisión visual, que no presentara fugas, que no estuvieran sucias u obstruidas las aletas que disipan el calor. Solamente fue necesario enderezar algunas aletas.

Así también se completaron las tuberías faltantes en la alimentación de aire, esto se hizo con adaptaciones de tubo de PVC.

Para realizar dichas adaptaciones fue necesario calentar los tubos para obligarlos a tomar la medida y formas requeridas, para terminar sellándolos con silicón (*ver fotos 3.11 y 3.12*).



Foto 3.11 Bifurcación de PVC para el sistema de admisión y enfriadores del aire en tándem

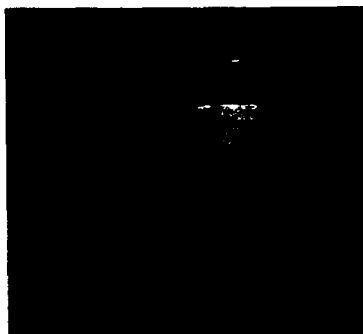


Foto 3.12 Codo de PVC para la admisión

III.4 MEDICIONES TOMADAS

MEDICION DE LA COMPRESIÓN.

Para realizar esta actividad existen en el mercado aparatos de medición cuyo costo es elevado USS200 (\$1,900.00 M.N.) aproximadamente, variando según los accesorios que contenga, debido a que no se contaba con los recursos necesarios para alcanzar dicho fin, fue necesario diseñar y construir uno.

Medidor de compresión

Dentro de algunas opciones se realizó un estudio de costos, resultando la solución más viable el uso de un manómetro conectado al cuerpo vacío de un inyector por medio de una manguera de alta presión. El inyector es de la marca Lucas Cav, y se utilizó una roldana de cobre para sellar herméticamente la unión entre el medidor y el asiento del inyector, además, para asegurar la unión entre el inyector y la manguera se utilizó una abrazadera. La siguiente foto muestra el medidor de presión. Cabe mencionar que el costo final de este equipo fue de nueve veces menor al existente en el mercado, por lo que fue una solución muy conveniente.

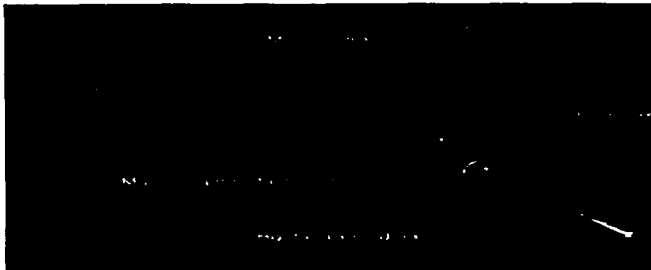


Foto 3.13 Solución para el medidor de la compresión

Toma de mediciones

Se procedió a medir la compresión dando vuelta manualmente al volante del motor, pero sólo se llegaba a medir una presión máxima de 5 kg/cm², ya que después de esta medida no se lograba mover más el cigüeñal debido a la gran fuerza de oposición que actuaba por la compresión; con estos resultados comprobamos el buen estado de las cámaras de combustión.

Se sabía que para tener una medida confiable de la compresión era necesario accionar el motor con la marcha, por lo que se hizo uso del sistema de arranque, el cual ya había sido preparado. Gracias a esto se logró medir la compresión real en los cilindros, obteniéndose los siguientes resultados:

TABLA 3.1
COMPRESIÓN EN LAS CÁMARAS DE COMBUSTIÓN

PISTÓN	1	2	3	4	5	6	7	8
Presión Kg/cm ²	9.5	11	11.7	3	12	11.5	9	12

Las lecturas más altas fueron poco cercanas a las obtenidos mediante cálculos (*ver cálculos en el apéndice II*), más aún, como puede notarse, la compresión del cilindro # 4 fue muy baja y, la de algunos otros relativamente baja, por lo tanto, se determinó que se debía revisar y corregir la calibración de las válvulas de admisión y escape para eliminar las pérdidas de presión que pudiera haber por el cierre imperfecto de las mismas.

Se procedió entonces a revisar la calibración de válvulas y se encontró que las correspondientes al cilindro número 4 no cerraban bien en el tiempo que debían hacerlo y que algunas de las demás debían de ser corregidas (*ver tabla 3.3*), por lo tanto se procedió a calibrarlas según marca el manual (*ver manual de mantenimiento*). Una vez hecho esto se procedió nuevamente a tomar las mediciones de la compresión obteniéndose las siguientes medidas:

TABLA 3.2
COMPRESIÓN EN LAS CÁMARAS DE COMBUSTIÓN

PISTÓN	1	2	3	4	5	6	7	8
Presión Kg/cm ²	10.5	11	11.7	10	12.1	11.6	10.3	12.2



Foto 3.14 Colocacion del medidor de la compresión

TABLA 3.3
MEDICIÓN DE LA CALIBRACIÓN DE LAS VÁLVULAS

No. de Pistón	1	2	3	4	5	6	7	8
Válvula de Admisión (pulgadas)	0.008	0.012	0.012	Sin holgura	0.010	0.006	0.004	0.012
Válvula de escape (pulgadas)	0.020	0.018	0.019	Sin Holgura	0.020	0.022	0.016	0.020

TABLA 3.4
MEDICIÓN DEL JUEGO AXIAL Y RADIAL DEL TURBOCARGADOR:

Mediciones	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	Promedio
Juego Axial (milésimas de pulg.)	2.3	2.5	2.6	3	2.4	3	2.7	2.5	2.6	2.7	2.33
Juego Radial (milésimas de pulg.)	5.3	5.2	5.5	5.6	5.7	5.5	5.6	5.4	5.2	5.4	5.44

TABLA 3.5
MEDICIÓN DE TEMPERATURAS Y TIEMPOS PARA EL TERMOSTATO:

	Temperatura a la que empieza a abrir (°C)	Tiempo de apertura en agua hirviendo (seg)	Tiempo de cierre en agua fría (seg)
Válvula principal	79	18	5
Válvula intermedia	83	22	6
Válvula restante	94	71	6

Con fines de pronóstico del estado del motor, se tomaron las mediciones del juego axial, las cuales fueron las siguientes:

TABLA 3.6
MEDICIÓN DEL JUEGO AXIAL DEL CIGÜEÑAL DEL MOTOR

Mediciones	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	Promedio
Juego Axial (milésimas de pulg.)	4.9	4.3	4.6	5.0	4.5	5.7	4.6	6.9	5.3	5.2	5.1

III.5 PREPARACIÓN Y PUESTA EN MARCHA DEL MOTOR

Para ayudar al arranque del motor se procedió a "precalentarlo", esto se logró a través de calentar el agua del sistema de enfriamiento con una resistencia de 1000 watts, la cual fue enrollada en parte de la tubería del mismo sistema y cubierto el conjunto con yeso para evitar así pérdidas de calor (ver foto 3.15) y alcanzar en poco tiempo dicho fin.



Foto 3.15 Calentamiento del agua del sistema de enfriamiento

Una vez acondicionados los sistemas ya citados, el procedimiento fue el siguiente:

- 1.- Con la resistencia se calentó el agua hasta una temperatura de 70 °C, esta actividad tomó un tiempo aproximado de 30 minutos.
- 2.- Se abasteció de agua al sistema de enfriamiento para su funcionamiento.
- 3.- Se verificó que no existieran fugas de refrigerante en el sistema de enfriamiento.
- 4.- Se verificó que las baterías estuvieran cargadas, se conectaron en serie y se prepararon los cables para la conexión a la marcha.
- 5.- Se verificó que estuviera listo el abastecimiento del combustible, se comprobó que el combustible fuera direccionado hacia el filtro que no presentaba daños y se revisaron posibles fugas en el sistema.
- 6.- Se cebó el sistema accionando manualmente las bombas de alimentación.
- 7.- Se revisó que el nivel de aceite fuera el adecuado.
- 8.- Por último, se revisó que encima del motor no hubiera nada suelto que estorbara su funcionamiento o que pudiera provocar algún accidente.

Una vez hecho todo lo anterior, se procedió a dar marcha al motor y a acelerarlo un poco. Después de dos intentos el motor giró por sí solo, pudiendo observar el funcionamiento del mismo. Se dejó trabajando aproximadamente diez minutos para con esto tener la certeza de que las partes internas del motor se encontraban ya en su temperatura de trabajo. Se procedió entonces a observar los gases de escape, a detectar ruidos extraños o molestos que de alguna manera delataran desgaste de piezas o malos ajustes entre ellas. Asimismo se revisó que el indicador de la presión del aceite marcara dentro del rango permitido, que no hubieran fugas tanto de lubricante, de combustible, así como de líquido refrigerante. Con estas observaciones tuvimos mayor información para emitir un diagnóstico del motor.

III.5.1 OBSERVACIONES DEL FUNCIONAMIENTO DEL MOTOR ROLLS & ROYCE

COLOR DE LOS GASES DE ESCAPE:	De tonalidad relativamente oscura.
FUGAS DE REFRIGERANTE EN EL SISTEMA:	Ninguna.
FUGAS DE COMBUSTIBLE EN EL SISTEMA:	Ninguna.
FUGAS EN EL SISTEMA DE LUBRICACIÓN:	Sí. Fuga localizada en la conexión del enfriador de aceite y los filtros de aceite.
RUIDOS EXTRAÑOS EN EL MOTOR:	No.
RUIDOS EXTRAÑOS EN EL TURBOCARGADOR:	No.
ESTABILIDAD EN EL FUNCIONAMIENTO:	Fue posible observar que el funcionamiento del motor no mantenía una buena estabilidad, ya que no se mantenían constantes sus revoluciones por minuto, aunque esta variación era poco perceptible.
PRESIÓN DE LA BOMBA DE ACEITE:	Dentro del rango establecido.
FACILIDAD PARA EL ARRANQUE:	Buena, sin embargo esto fue así una vez que se llevó el motor aproximadamente a la temperatura de trabajo, por lo que recomendamos la misma operación en cada arranque (ver recomendaciones).
DESBOCAMIENTO:	Sin problemas.

DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES

Los resultados de las pruebas mecánicas que se realizaron se encontraron dentro de los intervalos de las tolerancias que especifica el fabricante, además de que algunas de ellas fueron cercanas a los límites inferiores, esto se puede observar en la tablas de mediciones, lo cual es un indicador que permite afirmar que el motor se encuentra en buen estado mecánico.

Por otro lado, al analizar el aceite extraído del cárter fue posible determinar mediante la observación del mismo, que no habían residuos de rebabas en él que de alguna manera indicaran que las partes internas estuvieran muy desgastadas; dado lo anterior, y observando que la presión del aceite se encontraba dentro del rango permitido, fueron elementos indicativos de que los cojinetes de la bancada del cigüeñal, de las bielas, y del árbol de levas todavía se encuentra en buen estado (esto último fue determinado en base a que cuando los cojinetes tienen desgaste excesivo, la presión del aceite desciende). De lo anterior también fue posible deducir que el sistema de lubricación se encuentra en buen estado, principalmente la bomba y la válvula del aceite.

Observando el color de los gases de escape es posible deducir que la combustión en el motor es buena, aunque es necesaria una afinación, la cual a su vez también podrá corregir la irregularidad de las revoluciones en el cigüeñal, ya que este tipo de fallos se debe, principalmente, a desperfectos en el sistema de inyección, también se pudo observar que no está quemando aceite ya que no se detectó humo azul (de esto, a su vez, se desprende que los anillos todavía se encuentran en buenas condiciones de funcionamiento). Al realizar la afinación antes mencionada, la emisión de humo negro debe disminuir.

De acuerdo a los sonidos emitidos por el motor, se puede afirmar que no hay partes internas desajustadas, y que se encuentran adecuadamente lubricadas. De la misma manera, en el turbocargador no se escucharon sonidos que delataran desajustes de partes ni mala lubricación.

El sistema de refrigeración se encuentra en buen estado de funcionamiento dado el mantenimiento aplicado al mismo, sin embargo es necesario acondicionarlo según el uso que se le vaya a dar al motor. La marcha del sistema de arranque funciona correctamente, siendo necesario completar dicho sistema con el banco de baterías faltante.

De acuerdo al análisis anterior, podemos afirmar que el motor se encuentra en buenas condiciones de funcionamiento, sea cual fuere su aplicación que se le vaya a dar será de gran utilidad tanto para la universidad como para los estudiantes de la misma. Por último, podemos concluir que muchas veces los retos parecen inalcanzables, pero si se estudian y analizan con tiempo, es posible abordarlos inteligentemente y quitarles esa apariencia engañosa para llegar así a una exitosa solución. Tal es caso de la presente tesis, en la cual fue posible alcanzar el objetivo propuesto gracias al método utilizado, así como a la estrategia sistemática desarrollada, los cuales a su vez permitieron optimizar tiempo y recursos, puntos claves para el desarrollo de un proyecto.

APÉNDICE

Apéndice I: Recomendaciones

Apéndice II: Cálculos

Bibliografía

APÉNDICE I

RECOMENDACIONES

RECOMENDACIONES PARA PONER EL MOTOR ROLLS & ROYCE (C8TFLM) EN CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO.

- 1.- cambio de:
 - Mangueras de alta presión del enfriador de aceite
 - Repuesto de los filtros de aceite
 - Filtros de combustible.
 - Bomba de agua salada (en caso de que se utilice en aplicación marina).
- 2.- Afinación de bomba de inyección
- 3.- Acondicionamiento del sistema de enfriamiento para su operación (ver recomendación más adelante), o dotarlo del conjunto radiador y aspas, eliminando con éstos el intercambiador de calor.
- 4.- Servicio al turbocargador
- 5.- Restitución de los conductos del sistema de admisión
- 6.- Restitución del tanque de combustible del motor.

RECOMENDACIONES DE FUNCIONAMIENTO

- 1) Pre calentamiento del motor a 65° C (con la respectiva resistencia que incluimos en el motor) antes de ponerlo en marcha
- 2) Dejar el motor en marcha sin carga unos cinco minutos antes de pararlo
- 3) No haga funcionar el motor en marcha mínima por periodos excesivamente largos (no mayor de quince minutos)
- 4) En caso que el motor no este en uso, párelo.
- 6) El sistema de ventilación del cárter debe limpiarse periódicamente, de otro modo habrá fuga de aceite por los sellos.
- 7) Se recomienda usar un combustible destilado tal que el contenido de azufre no exceda del 1.3 % de su peso, y un numero de Cetano no mínimo de 45 para garantizar el máximo rendimiento y confiabilidad del motor (este es el comercial).

NOTA: Las especificaciones de combustible que cubren estas recomendaciones son:

- 1.- British Standard institutions BS-2869:1967 clase A1 ó A2
- 2.- ASTM diesel Fuel Classification D975 No 1D ó 2D

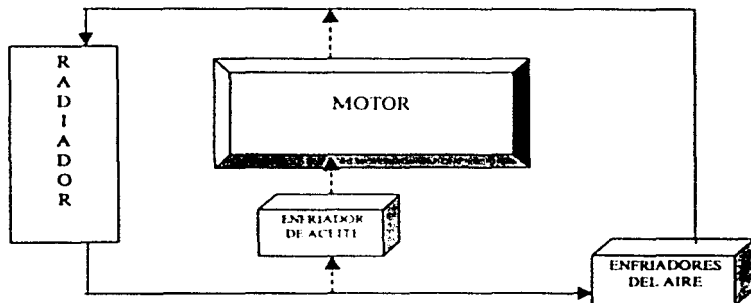
- 8) Temperatura del aceite de lubricación no mayor a 115 °C.
- 9) Hacer un buen programa de mantenimiento dependiendo de la aplicación del equipo

RECOMENDACIONES PARA SUSTITUIR LA BOMBA DE AGUA SALADA DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO

Para sustituir el elemento faltante se recomendamos una de las siguientes dos alternativas que en su momento pueden ser tomadas en cuenta, en el dado caso que no se utilice como aplicación marina.

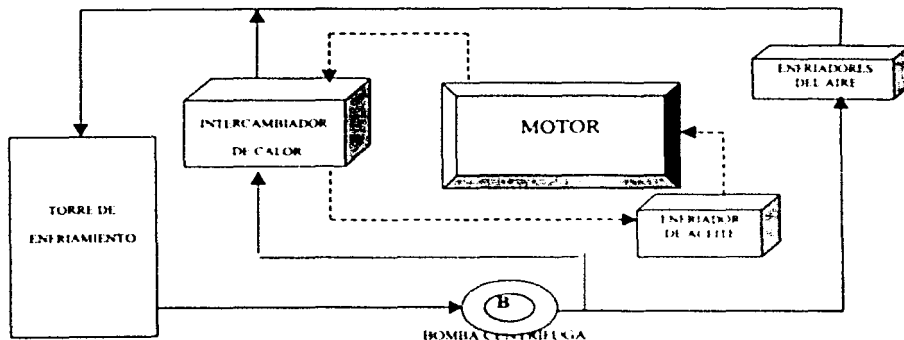
PRIMERA OPCIÓN

La primera de ellas es la de poner un radiador con su respectiva hélice, para lo cual sería necesario quitar el intercambiador de calor y adaptar los accesorios requeridos. Un cálculo aproximado del gasto que manejaría este radiador, así como el que manejaría la bomba centrífuga de la otra opción que se propone se presentan en la sección de los cálculos. En seguida se presenta un diagrama de bloques que representa al sistema de enfriamiento:



SEGUNDA OPCIÓN

Otra alternativa es sustituir la bomba de agua salada por una centrífuga. Junto con la bomba es necesario un elemento que disipe el calor remanente y que garantice, a la entrada del intercambiador de calor, líquido saturado a la temperatura ambiente. El siguiente diagrama de bloques muestra el arreglo:



La presente recomendación se hace con fundamento, en primer lugar, a la facilidad de adquirir una bomba centrífuga que se adapte a las necesidades del motor y, en segundo, que se observó que cerca de donde se trabajó con el motor se hallaba un elemento (al parecer sin uso) que podría hacer las veces de una torre de enfriamiento; quedando pendiente entonces, un análisis más detallado para su integración e instalación en el sistema de enfriamiento.

APÉNDICE II

CÁLCULOS

CALCULO DEL GASTO DE AGUA PARA LAS OPCIONES RECOMENDADAS

El cálculo que se realiza en seguida es para determinar aproximadamente de qué orden es el gasto de agua de la bomba del motor. Para determinar este requerimiento debemos conocer la cantidad de calor a extraer. De la práctica se sabe que aproximadamente del 25 al 30 % (ref. 4) de la energía liberada por la combustión es removida por el agua de enfriamiento; por cuestiones de seguridad tomamos el valor mayor.

Con la siguiente ecuación se puede calcular la cantidad de calor liberada durante la combustión:

$$Q = GM \cdot PC \dots \dots \dots (1),$$

donde GM es el gasto másico de combustible y PC es el poder calorífico del mismo.

De los datos de placa se tiene que el gasto de combustible es de $166 \text{ mm}^3/\text{golpe} = g_c$ a una velocidad de $600 \text{ rpm} = 10 \text{ rev/s} = w$. Por otro lado sabemos que en 2 vueltas del cigüeñal la bomba da 8 golpes, lo que significa que cada vuelta la bomba da 4 golpes = g_{pv} , por lo que el gasto de combustible es:

$$GM = g_c \cdot w \cdot v = 166 \cdot 10 \cdot 4 = 6.64 \times 10^3 \text{ [mm}^3/\text{s]}$$

Pasando este gasto a Kg por segundo, por lo que es necesario conocer la densidad del combustible, la cual es $\rho = 840 \text{ [Kg/m}^3]$, lo cual al sustituirlo en la ecuación anterior da:

$$GM = 5.5776 \times 10^{-3} \text{ [Kg/s]}$$

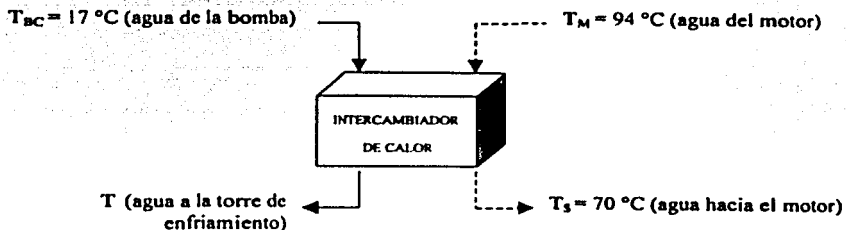
Por otro lado, para el poder calorífico se tomó el valor del correspondiente al alto, esto es $PC = 44\,000\,891.8 \text{ [J/Kg]}$, lo que sustituido en la ecuación 1 da:

$$Q = 245.4193 \text{ [KW]}$$

De esta cantidad el 30 % es calor removido por el agua de enfriamiento, lo cual da:

$$Q_n = 73.6258 \text{ [KW]}$$

Por otro lado, se tienen las siguientes características para el funcionamiento del intercambiador de calor:



La temperatura del agua de la bomba, T_{BC}, tendría la de las condiciones del medio ambiente, para la cual se estima un promedio de 17 °C para todas las estaciones del año; la del agua del motor, T_M, fue considerada de 94 °C porque es la temperatura a la cual todas las válvulas del termostato están abiertas; la del agua hacia el motor fue tomada en 70 °C porque es una temperatura en la que ninguna de las válvulas ha abierto, lo cual significa que el motor no necesita refrigeración, y que por lo tanto es una temperatura ideal de trabajo del motor.

Del balance de energía del intercambiador de calor tenemos:

$$m_{BC}(T - T_{BC})C_p = m_M(T_M - T_S)C_p \dots \dots \dots (2)$$

donde m_{BC} es el gasto de agua de la bomba centrífuga, y m_M es el gasto de la bomba del motor. El resultado de la ecuación anterior es a su vez igual al calor removido (considerando que no hay pérdidas de energía en el transcurso del agua hacia el intercambiador de calor) ya calculado, por lo tanto:

$$m_M(T_M - T_S)C_p = 73.6258 \text{ [KW]}$$

C_p se obtiene de tablas con la temperatura promedio de T_M y T_S, la cual es de 355 °K. Sustituyendo valores se tiene:

$$m_M = (73.625.8) / (24) * (4.199)$$

$$m_M = 0.7306 \text{ [Kg/s]}$$

Este es el gasto aproximado que da la bomba de agua del motor, es decir es, el agua a manejar por el radiador.

En seguida se muestra el calculo para la segunda opción, es decir, el gasto para la bomba centrífuga.

$$m_{BC}(T - T_{BC})C_p = 73.6258 \text{ [KW]}$$

$$m_{BC}(T - 17)C_p = 73.6258$$

de la ecuación anterior desconocemos el incremento de temperatura (y por lo tanto el valor de C_p), y el gasto de agua, sin embargo, podemos suponer para el agua un incremento de temperatura no mayor de 10 °C, el cual es un valor común para cambiadores de calor con aplicaciones de este tipo; para el caso decidimos tomar un incremento de 10 °C. Por lo que C_p se debe obtener a la temperatura promedio, es decir, a 295 °K, C_p es 4.1815 [KJ/Kg]. Sustituyendo valores:

$$m_{BC} = 73.6258 / (10) \cdot 4.1815$$

$$m_{BC} = 1.788 \text{ [Kg/s]}$$

Con los resultados obtenidos se tiene una aproximación del gasto a manejar y por lo tanto, se podría tener tanto la potencia de la bomba centrífuga, el tamaño de la torre de enfriamiento y, el tamaño del radiador a utilizar.

CALCULO DE LAS CONDICIONES DE PRESION Y TEMPERATURA AL FINAL DE LA COMPRESION

INICIO DE LA COMPRESION

Al inicio de la compresión se tomó una temperatura promedio, para las variaciones de todo el año, de 15 °C.

Para la presión se tiene que es una presión vacuométrica, con poca diferencia de la presión atmosférica, de la práctica común (ref. 4), esta se encuentra entre 0.65 y 0.70 bar. El valor considerado fue el promedio; con estos valores se fijaron las condiciones del primer punto, es decir:

$$\begin{aligned}T_1 &= 288 \text{ °K} \\P_1 &= 0.675 \text{ bar}\end{aligned}$$

Tomando como base las relaciones para un proceso politrópico (el cual es el más cercano al caso real), tenemos:

$$\begin{aligned}T_2 &= T_1 (r)^{n-1} \\P_2 &= P_1 (r)^n\end{aligned}$$

Donde "r" es la relación de compresión del motor en estudio, y "n" es el índice politrópico, el cual varía entre 1.30 y 1.32, para este se decidió tomar el valor inferior, para de esta manera tener un margen de seguridad al resultar una temperatura teórica menor que nos indicaría una señal de alarma en caso de que no se alcanzara, por lo menos, la temperatura mínima para la ignición del combustible. Se Tiene entonces:

FINAL DE LA COMPRESION

$$\begin{aligned}T_2 &= (288)(14)^{0.3} = 635.66 \text{ °K} \\T_2 &= 362.66 \text{ °C}\end{aligned}$$

Asimismo se tiene que la presión al final de la compresión es:

$$\begin{aligned}P_2 &= (0.675)(14)^{1.3} = 20.85 \text{ bar} \\P_2 &= 17.49 \text{ Kg/cm}^2\end{aligned}$$

Por otro lado, la temperatura media de ignición o inflamación del diesel es de aproximadamente 640 °F, es decir:

$$T_1 = 338 \text{ °C}$$

Comparando la temperatura al final de la compresión T_2 con T_1 , se puede observar que la primera es mayor, lo cual garantiza la inflamación del combustible y, por lo tanto, el giro del cigüeñal del motor. Además se puede ver que la presión al final de la compresión es mayor que la obtenida por medio de las mediciones, esto se debe a la fugas que existen en la cámara de combustión, ya sea por los anillos, por las válvulas, por la unión de la culata y el bolck de cilindros, lo cual es de esperarse por lo antiguo de la máquina. Asimismo es probable que existan fugas, aunque fueran mínimas, por el medidor de la presión que adaptamos.

BIBLIOGRAFIA

- 1) **TSD. Publicación 803**
"Manual de Mantenimiento para motores Rolls & Royce en línea c SF65C y EAGLE"
1ª edición 1970.
- 2) **Macián Martínez Vicente**
"Mantenimiento de Motores de Combustión Interna Alternativos"
Editorial Servicio de Publicaciones, Valencia España 1993.
- 3) **Lecciones Hemphill School**
"Técnico en Motores Diesel" "
Editorial Hemphill School, Los Angeles California, USA 1970-75.
- 4) **Dante Giacosa**
"Motores Endotérmicos"
Ediciones Omega, 1ª edición 1988.
- 5) **Editorial Cummins.**
"Motores Diesel Cummins"
Manual de operación y mantenimiento
- 6) **Agustín Montaña.**
"Iniciación al Método del Camino Crítico"
Editorial Trillas, 1ª edición 1972.
- 7) **Autor-editor. Prof. Enrique Franco Avila**
"Motores Diesel Rápidos y Laboratorio Diesel"
6ª edición, ediciones franco 1980.
- 8) **J.P. Holman**
"Transferencia de calor"
Editorial CECSA, 6ª edición 1986.
- 9) **John F. Doguel**
"Diesel Engine & Fuel System Repair"
Editorial John Wiley & Sons, Inc., 2ª edición 1988.
- 10) **John B. Heywood**
"Internal Combustion Engine Fundamentals"
Editorial Mc Graw Hill (Book Company), 1ª edición 1988.
- 11) **Orville Adams**
"Motores Diesel "
Editorial Gustavo Gili, 5ª edición 1989.

12) Edward F. Obert

"Motores de combustión Interna (Análisis y Aplicaciones)"

Editorial CECSA, 2ª edición 1992.

13) Pedro Miranda

"Construcción y Manejo de los Motores Diesel (marinos y estacionarios)"

Editorial Gustavo Gili, 6ª edición 1971.

14) Allen J. Johnson

"Fuel and combustion handbook"

McGraw-Hill book Company, 1ª edición 1951.