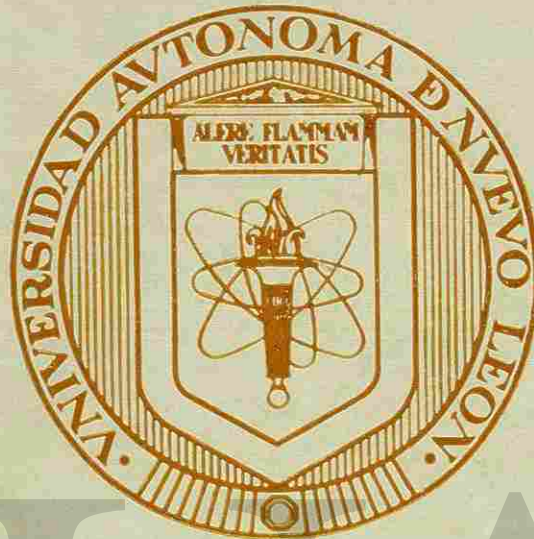


UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON

MONTERREY-LINARES, N. L.



**FUNCIONAMIENTO DE MOTORES
DE COMBUSTION INTERNA
MANUAL UNIVERSITARIO**

Wladyslaw Roman Pawlak

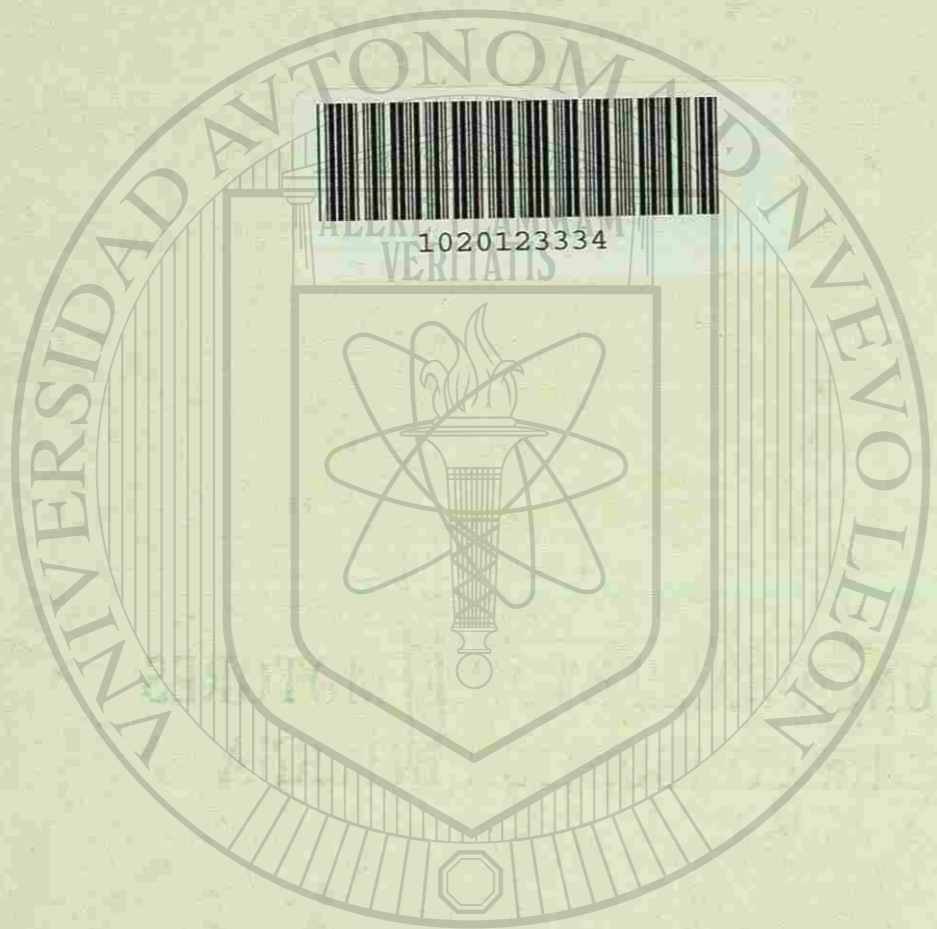
INSTITUTO DE TECNICAS DE PRODUCCION, UNIDAD LINARES

UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON 1984

85

TJ7

P3



1020123334

UJANIL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
MONTERRREY - LINARES, N. L. MEXICO
SEPTIEMBRE - 1980



H. P.

12782
53

F U N C I O N A M I E N T O
D E M O T O R E S D E C O M B U S T I O N I N T E R N A

ELABORADO POR:

DR. ING. WLADYSLAW R. PAWLAK

MANUAL UNIVERSITARIO
PARA ESTUDIANTES

UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON
MONTERREY - LINARES, N. L.

UNIDAD LINARES
INSTITUTO DE TECNICAS DE PRODUCCION
LINARES, N. L. MEXICO
1984

EDITORIAL DE LA UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS
MONTERREY - LINARES, N. L. MEXICO
SEPTIEMBRE - 1984

ELABORADO PARA LA ENSEÑANZA Y DIDACTICA
Y LOS USOS PROPIOS INTERNOS DE LA
UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON



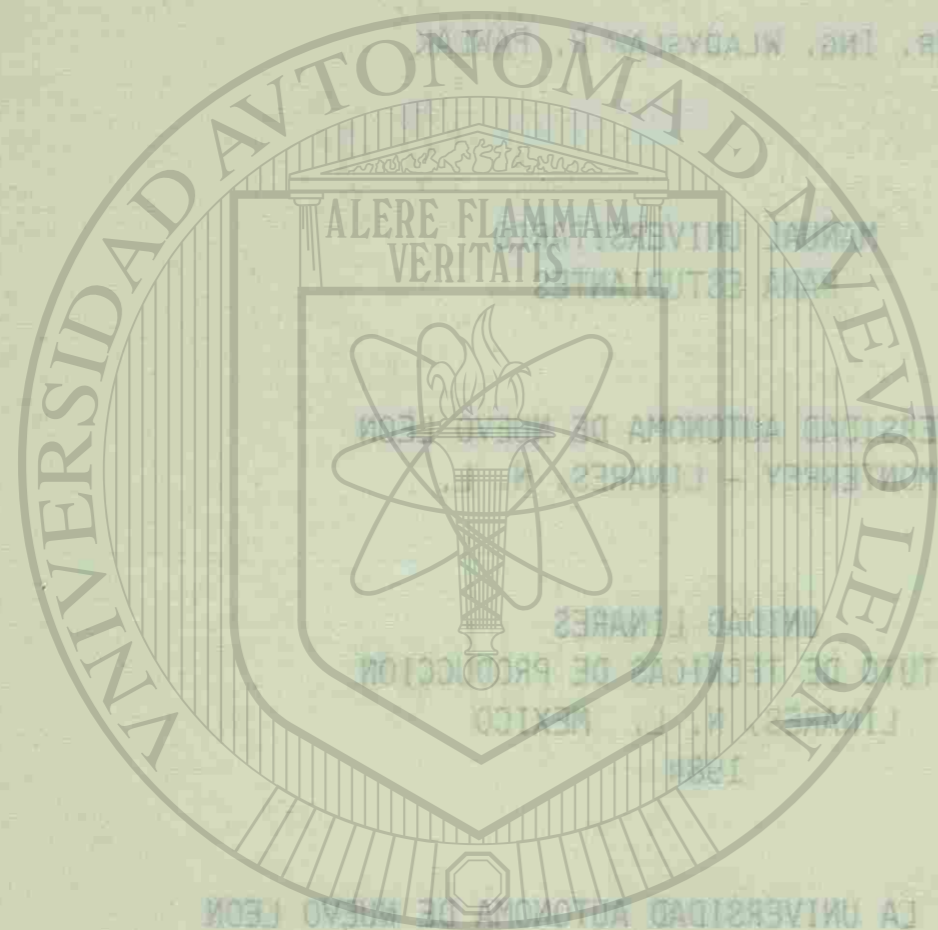
TJ785
P3

0131-57160

FUNCIÓN AMIENTO
DE MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA

ELABORADO POR:

DR. ING. WLADYSLAW ROMAN PAWLAK



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

DR. ING. WLADYSLAW ROMAN PAWLAK

INSTITUTO DE MAQUINARIA PESADA

FACULTAD DE VEHÍCULOS Y MAQUINARIA PESADA

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE VARSOVIA, POLONIA

PROFESOR VISITANTE

EN LA

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

UNIDAD LINARES

INSTITUTO DE TÉCNICAS DE PRODUCCIÓN

MONTERREY - LINARES

NUEVO LEÓN

MEXICO

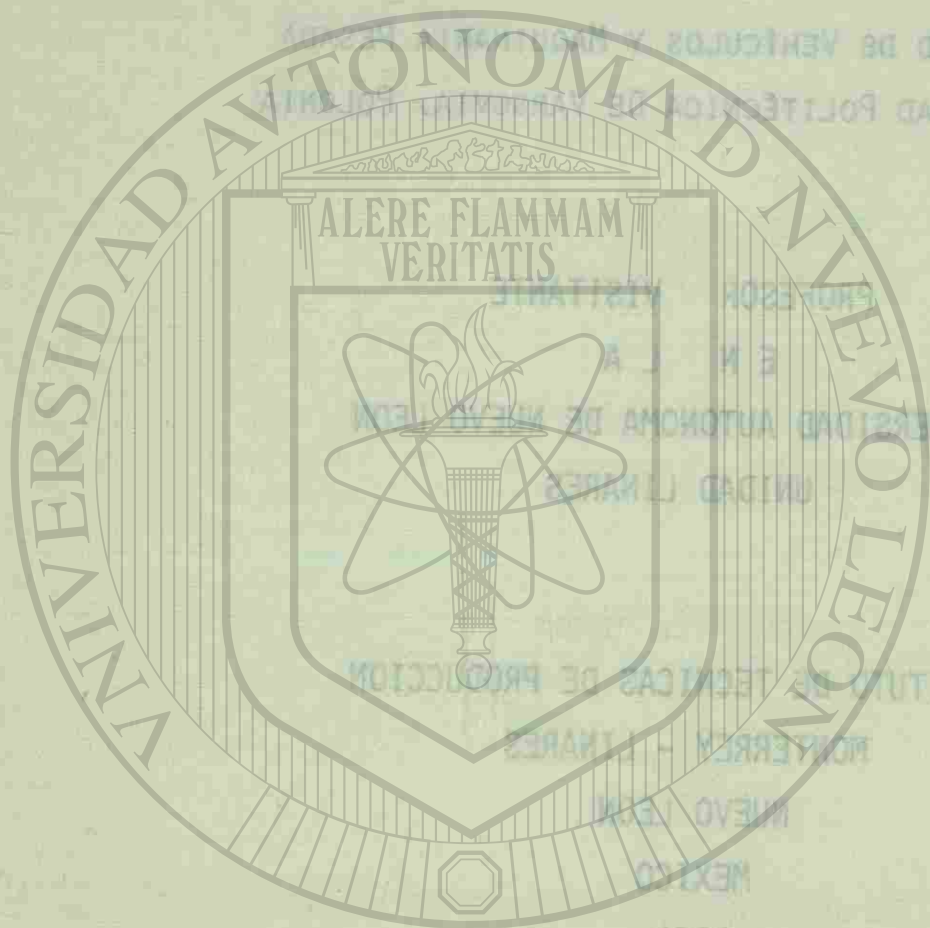
1984

DEDICADO A MI HIJITO, WITOLD RADOMIR,
FUTURO INGENIERO Y CONSTRUCTOR DE MÁQUINAS

"LA REALIZACIÓN DE LAS IDEAS DEPENDE
SOLAMENTE DEL HOMBRE Y DE LA ÉPOCA"

W. R. P.

Universidad Autónoma de Nuevo León
Instituto de Técnicas de Producción, Unidad Linares, N. L.
Septiembre 22 de 1984.



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Wladyslaw Roman PAWLAK

Universidad Autónoma de Nuevo León/Monterrey-Linares.
Instituto de Técnicas de Producción, Unidad Linares, N. L.
Septiembre 21 de 1984.

PROLOGO

Este manuscrito sobre "FUNCIONAMIENTO DE MOTORES DE COMBUSTION INTERNA" fue elaborado después de la experiencia propia didáctica y también de la que recibió el autor laborando como profesor en las Escuelas Superiores en México. Basándose sobre lo anterior, este manuscrito resultó como adaptación a las necesidades de enseñanza y demandas didácticas de la Universidad Autónoma de Nuevo León, Monterrey-Linares, N. L.

El orden de los temas y la profundidad con que se tratan, han sido seleccionados pensando en los conocimientos que sobre esta materia debe tener un Ingeniero en general; por lo tanto se tratan en forma particular y específica las bases teóricas y también se hace un énfasis más profundo a la construcción de varios elementos de los motores Otto y Diesel.

En algunas partes se refiere a los libros indicados en la última página, los cuales han correspondido muy bien al concepto de la obra. Sobre este concepto escribe el Sr. Ing. E. Zorrilla Martínez, del Instituto Tecnológico y de Estudios Superiores de Monterrey, Unidad Irapuato: "...con sus 160 páginas dé una idea perfecta de como funcionan los motores de combustión interna". También el Sr. Ing. R. Rodríguez Sotelo, de la FIMEE de la Universidad de Guanajuato dice en su opinión: "Realmente nunca había leído un trabajo con tanto material en tan pocas páginas". Entonces el autor pretende que la forma compacta y de relativa simplicidad con que ha sido elaborado dicho manual sea de la máxima utilidad para los estudiantes y otros posibles usuarios de la Universidad Autónoma de Nuevo León.

Las unidades empleadas en el texto son las Unidades Internacionales, siguiendo las indicaciones de la International Standards Organisation (ISO); sin embargo, considerando los usos y costumbres existentes en México, se utilizan en subplanos las unidades inglesas o técnicas para ayudar en la familiarización del Sistema Internacional de unidades, llamado SI o IS.

En la parte final de la elaboración se presentan los principios de funcionamiento de los motores modernos de aviación y los motores cohéticos, para que ante la vista de un avion con motor de chorro o un cohete espacial o militar, no nos asombre o extrañe su manera de desplazarse en el aire o en el cosmos (universo).

Debido a la falta del conocimiento pleno del idioma español, el autor desea agradecer la ayuda que recibió de varias personas en la revisión y corrección del idioma y de los términos técnicos más utilizados en México y sobre todo del Lic. J. Hernández Guerrero, Maestro del Taller de Lectura y Redacción y de la M. en Ing. Malgorzata T. Pawlak, que dibujó la gran mayoría de los diagramas y figuras incluidas en este manuscrito. También muchas gracias a la Sra. Irma Fernández Herrera, que se esforzó y contribuyó con su experiencia mecanográfica para lograr una buena presentación de esta obra.

CONTENIDO.

	<u>Página</u>
PROLOGO.	3.
1. Introducción.	7.
2. Principios de funcionamiento de los motores.	9.
2.1. Motor de cuatro tiempos.	9.
2.1.1. Motor de émbolo rotativo (Wankel).	10.
2.2. Motor de dos tiempos.	11.
2.3. Turbinas de gas.	13.
2.4. Partes y detalles del motor de émbolo.	14.
3. Parámetros técnicos básicos de los motores.	16.
4. Ciclos ideales y reales de los motores.	20.
4.1. Ciclo Duplex (de Sabathe o de Seiliger).	21.
4.2. Ciclo Otto.	21.
4.3. Ciclo Diesel.	23.
4.4. Ciclos reales de los motores.	26.
4.4.1. Ciclo real del motor de 4 tiempos.	26.
4.4.2. Ciclo real del motor de 2 tiempos.	27.
4.5. Ciclo de Carnot como el ciclo más eficiente térmicamente.	28.
5. Análisis de procesos que suceden en los motores	31.
5.1. Análisis de procesos en el motor de 4 tiempos.	31.
5.1.1. Proceso de admisión.	32.
5.1.2. Proceso de compresión.	33.
5.1.3. Proceso de combustión.	34.
5.1.4. Proceso de expansión.	35.
5.1.5. Proceso de escape.	36.
5.2. Análisis de procesos en motor de 2 tiempos.	36.
5.2.1. Proceso del cambio de carga.	37.
6. Balance térmico del motor.	38.
6.1. Balance térmico exterior.	39.
6.2. Balance térmico interior.	41.
7. Determinación de parámetros del trabajo del motor.	41.
7.1. Medición de presiones.	42.
7.2. Medición de potencia.	44.
7.3. Velocidad angular en RPM del motor.	46.
7.4. Momento de rotación del motor.	47.

	<u>Página</u>
7.5. Rendimientos del motor.	49.
7.5.1. Rendimiento térmico.	49.
7.5.2. Rendimiento indicado.	49.
7.5.3. Grado de llenado del diagrama del indicador.	50.
7.5.4. Rendimiento mecánico.	50.
7.5.5. Rendimiento efectivo.	51.
7.6. Mediciones de consumo de combustible.	52.
8. Sobrealimentación de motores.	54.
8.1. Sobrealimentación por compresor común.	54.
8.2. Sobrealimentación por turbocompresor.	58.
9. Combustibles para motores.	62.
9.1. Gasolinas.	64.
9.1.1. Poderes caloríficos de combustibles.	68.
9.2. Aceites combustibles diesel.	70.
9.2.1. Algunas especificaciones para aceite combustible.	72.
10. Combustión en motores.	74.
10.1. Combustión normal en motores ECH (Otto).	74.
10.2. Combustión de golpeteo y con encendido superficial.	76.
10.2.1. Influencia de varios elementos sobre el proceso de combustión en motores ECH (Otto).	77.
10.3. Combustión en motores EC (Diesel).	80.
10.3.1. Combustión de golpeteo en motores EC (Diesel).	82.
10.4. Influencia de varios elementos sobre el proceso de combustión en motores EC (Diesel).	82.
10.5. Constituciones de cámaras de combustión en motores Diesel.	84.
10.5.1. Cámaras de combustión con inyección directa.	85.
10.5.2. Cámaras divididas de combustión.	88.
10.5.3. Comparación de las cámaras de combustión.	92.
11. Sistema de carburación en motores ECH (Otto).	93.
11.1. Funcionamiento del carburador real.	94.
11.2. Carburación e inyección en motores ECH.	96.
11.3. Aparatos auxiliares en sistema de carburación.	98.
12. Sistema de alimentación en motores EC (Diesel).	99.
12.1. El sistema de bomba individual.	101.
12.2. El sistema de distribuidor.	104.
12.3. El sistema de conducto común.	106.
12.4. Inyectores.	109.
12.5. Sistemas de inyección para los motores Otto.	110.

	<u>Página</u>
13. Sistemas de encendido.	112.
13.1. Encendido con acumulador.	114.
13.2. Encendido mediante magneto.	118.
13.3. Bujías automotrices.	118.
13.4. Elementos de arranque.	119.
14. Sistema de distribución y regulación de válvulas.....	122.
14.1. Cinemática del sistema de levas.	123.
14.2. Dinámica del sistema de distribución.	126.
14.3. Constituciones de elementos básicos.	128.
14.4. Regulación del sistema de distribución.	131.
15. Mecanismo de manivela.	131.
15.1. Funcionamiento cinemático.	131.
15.2. Las fuerzas dinámicas.	133.
15.3. Irregularidades de la marcha del motor.	134.
15.4. Constituciones de elementos básicos.	137.
15.4.1. Los émbolos.	138.
15.4.2. Bielas.	140.
15.4.3. Cigüeñales con manivelas.	141.
16. Refrigeración de los motores.	142.
16.1. Refrigeración indirecta.	143.
16.2. Refrigeración directa.	145.
17. Lubricación de los motores.	146.
17.1. Viscosidad de lubricantes.	148.
17.1.1. Viscosidades relativas de los aceites.	150.
17.2. Influencia de lubricación sobre el rendimiento del motor...	152.
18. Características-diagramas básicos del funcionamiento de motores..	153.
19. Motores de reacción.	156.
19.1. Principios de funcionamiento de los motores de chorro.....	156.
19.2. Principios de funcionamiento de los motores cohéticos.....	157.
Referencias	160.

1.-INTRODUCCION.

La gran mayoría de la maquinaria de transporte es movida por motores de combustión interna. Actualmente, la construcción de esos motores para vehículos, lanchas, aeroplanos, trenes, máquinas pesadas, excavadoras y barcos, lo mismo que para pequeñas plantas de energía, constituye una de las más grandes industrias en el mundo. Solo una pequeña parte de la maquinaria mencionada es accionada por otro tipo de motores, tales como motores eléctricos y de combustión externa (por ejemplo motores de vapor o de gas).

Lo anterior justifica la gran importancia que tiene el desarrollo de los motores de combustión interna, mismo que se manifiesta en el aumento de coeficientes de rendimiento, de la vida útil, potencias, seguridad de funcionamiento en diversas condiciones de trabajo (clima tropical, clima seco en desiertos, clima frío) etc. En este manual se da mayor importancia tanto al conocimiento de los procesos de combustión, como al funcionamiento de los motores mencionados.

Generalmente se distinguen tres tipos principales de motores de combustión interna:

1. Motores de cuatro tiempos.
2. Motores de dos tiempos.
3. Turbinas de gas.

En los motores de cuatro y dos tiempos se distingue:

1. Motores encendidos por chispa producida por bujía (conocidos como motores ECH).
2. Motores encendidos por compresión o por autoencendido del combustible (conocidos como motores EC).

Dependiendo de la posición de los cilindros en los motores, estos se clasifican en 5 tipos, como muestra la fig. 1.

	<u>Página</u>
13. Sistemas de encendido.	112.
13.1. Encendido con acumulador.	114.
13.2. Encendido mediante magneto.	118.
13.3. Bujías automotrices.	118.
13.4. Elementos de arranque.	119.
14. Sistema de distribución y regulación de válvulas.	122.
14.1. Cinemática del sistema de levas.	123.
14.2. Dinámica del sistema de distribución.	126.
14.3. Constituciones de elementos básicos.	128.
14.4. Regulación del sistema de distribución.	131.
15. Mecanismo de manivela.	131.
15.1. Funcionamiento cinemático.	131.
15.2. Las fuerzas dinámicas.	133.
15.3. Irregularidades de la marcha del motor.	134.
15.4. Constituciones de elementos básicos.	137.
15.4.1. Los émbolos.	138.
15.4.2. Bielas.	140.
15.4.3. Cigüeñales con manivelas.	141.
16. Refrigeración de los motores.	142.
16.1. Refrigeración indirecta.	143.
16.2. Refrigeración directa.	145.
17. Lubricación de los motores.	146.
17.1. Viscosidad de lubricantes.	148.
17.1.1. Viscosidades relativas de los aceites.	150.
17.2. Influencia de lubricación sobre el rendimiento del motor.	152.
18. Características-diagramas básicos del funcionamiento de motores.	153.
19. Motores de reacción.	156.
19.1. Principios de funcionamiento de los motores de chorro.	156.
19.2. Principios de funcionamiento de los motores cohéticos.	157.
Referencias	160.

1.-INTRODUCCION.

La gran mayoría de la maquinaria de transporte es movida por motores de combustión interna. Actualmente, la construcción de esos motores para vehículos, lanchas, aeroplanos, trenes, máquinas pesadas, excavadoras y barcos, lo mismo que para pequeñas plantas de energía, constituye una de las más grandes industrias en el mundo. Solo una pequeña parte de la maquinaria mencionada es accionada por otro tipo de motores, tales como motores eléctricos y de combustión externa (por ejemplo motores de vapor o de gas).

Lo anterior justifica la gran importancia que tiene el desarrollo de los motores de combustión interna, mismo que se manifiesta en el aumento de coeficientes de rendimiento, de la vida útil, potencias, seguridad de funcionamiento en diversas condiciones de trabajo (clima tropical, clima seco en desiertos, clima frío) etc. En este manual se da mayor importancia tanto al conocimiento de los procesos de combustión, como al funcionamiento de los motores mencionados.

Generalmente se distinguen tres tipos principales de motores de combustión interna:

1. Motores de cuatro tiempos.
2. Motores de dos tiempos.
3. Turbinas de gas.

En los motores de cuatro y dos tiempos se distingue:

1. Motores encendidos por chispa producida por bujía (conocidos como motores ECH).
2. Motores encendidos por compresión o por autoencendido del combustible (conocidos como motores EC).

Dependiendo de la posición de los cilindros en los motores, estos se clasifican en 5 tipos, como muestra la fig. 1.

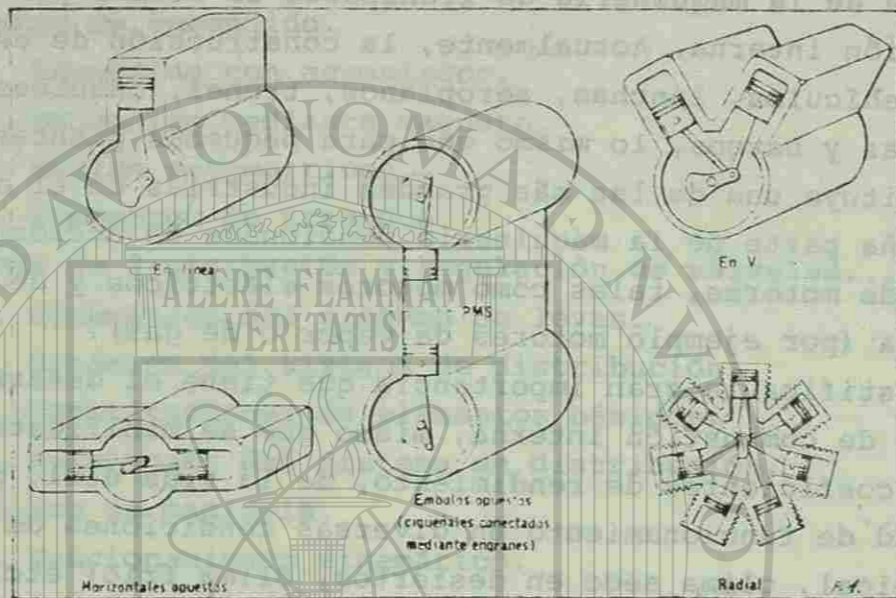


Fig. 1. Clasificación de los motores por la disposición de los cilindros.

Otra clasificación considera la posición de las válvulas en los cilindros de los motores, como se muestra en la fig.2.

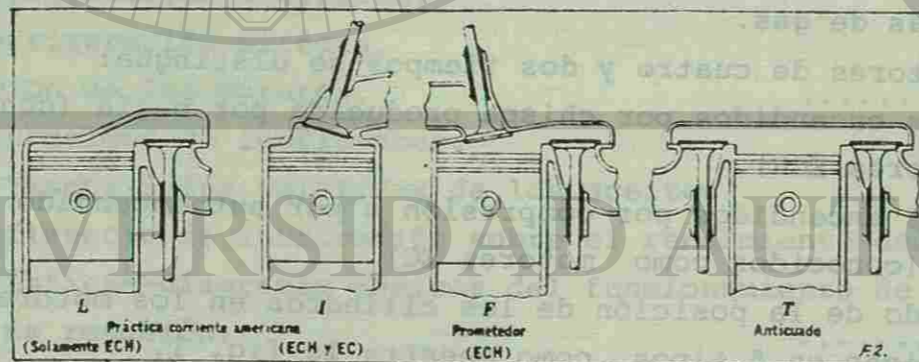


Fig. 2. Clasificación de los motores por la posición de las válvulas en sus cilindros.

2. PRINCIPIOS DE FUNCIONAMIENTO DE LOS MOTORES.

Cada uno de los distintos tipos de motores tienen su modo propio de funcionamiento y ha recibido el nombre de los ingenieros que le dieron forma y aplicación práctica industrial a los principios de funcionamiento. Así, los motores encendidos por chispa (ECH) reciben el nombre " Motores de Otto ", mientras que los motores encendidos por compresión (EC) son más conocidos como " Motores Diesel ", sin hacer diferencias según el número de tiempos.

2.1. MOTOR DE CUATRO TIEMPOS.

En ingeniería se ha dado una mayor aplicación a los motores de cuatro tiempos.

Las carreras (o tiempos) de esos motores son los siguientes :

1. Carrera de admisión.
2. Carrera de compresión.
3. Carrera de expansión (de potencia o trabajo).
4. Carrera de escape.

Los esquemas de funcionamiento de los motores de 4 tiempos se muestra en la fig. 3.

En la fig. 3. se muestra un motor ECH (del tipo Otto), pero para el motor EC (del tipo Diesel) el principio de funcionamiento es similar, solamente hay diferencia en la forma del encendido del combustible.

En cada motor de 4 tiempos una carrera causa que el cigüeñal gire π radianes (180° grados), pues todo el ciclo (4 carreras) causa dos giros ($4 \times 180^\circ = 720^\circ$, $\frac{720^\circ}{360^\circ} = 2$) del cigüeñal. De esas 4 carreras solo una sirve para el trabajo (o para producir la potencia), las otras tres son auxiliares. El ciclo de trabajo se repite continuamente proporcionando en consecuencia una potencia en el cigüeñal (eje de cilindros) que es aplicable al movimiento de vehículos, o bien, elementos, aparatos y dispositivos acoplados al motor.

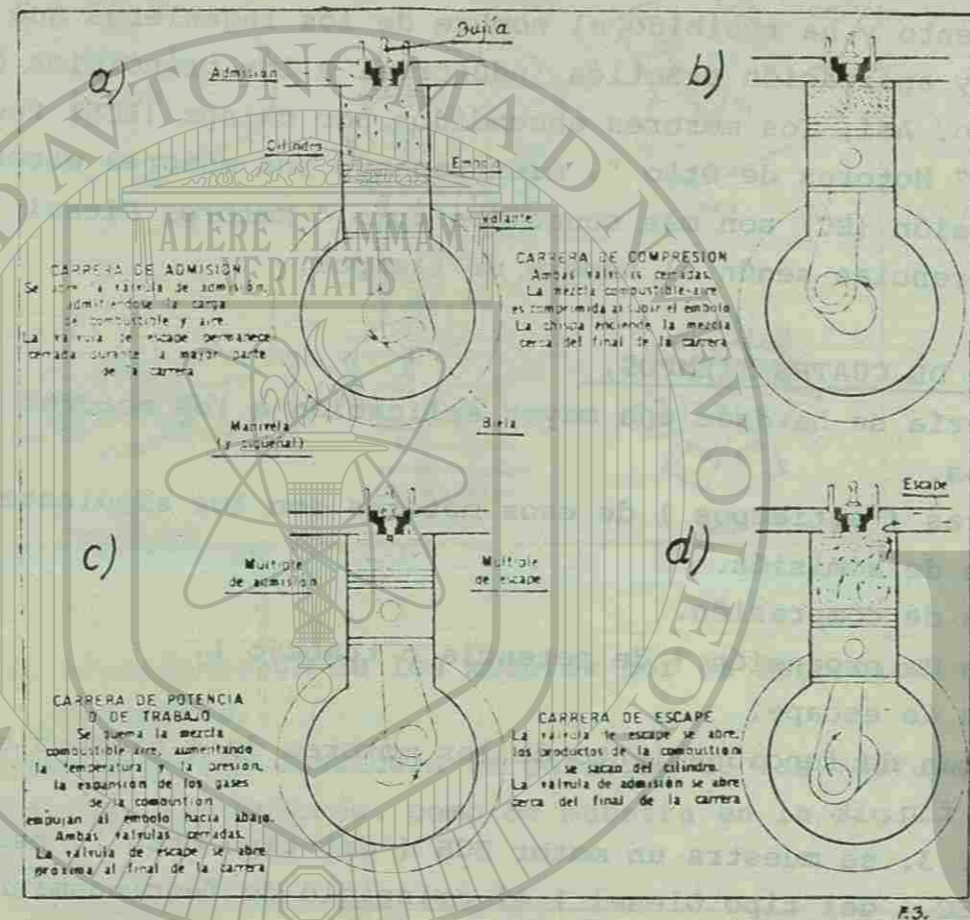


Fig. 3. Funcionamiento esquemático del motor de 4 tiempos.

2.1.1. MOTOR DE EMBOLO ROTATIVO (WANKEL)

En el motor de émbolo rotativo, llamado también motor Wankel, aparece el mismo ciclo de carreras que en el motor clásico de 4 tiempos. La diferencia principal es que el émbolo en el motor Wankel no tiene movimiento alternativo; solo gira sobre el cigüeñal. Su funcionamiento está mostrado en la fig. 4.

El émbolo (o pistón) triangular forma tres cámaras de trabajo: A, B y C (vease fig. 4.) En la primera posición tiene lugar la admisión de mezcla, luego compresión, combustión (explosión) y escape

de gases. En el motor Wankel los 3 lados (o cámaras) del émbolo - realizan, desfasados uno con respecto al otro, el ciclo de trabajo completo, usando solo un elemento de ignición y sin necesidad de contar con un sistema de válvulas de admisión y escape. De esta forma el motor Wankel reúne las cualidades de los clásicos motores de cuatro y dos tiempos.

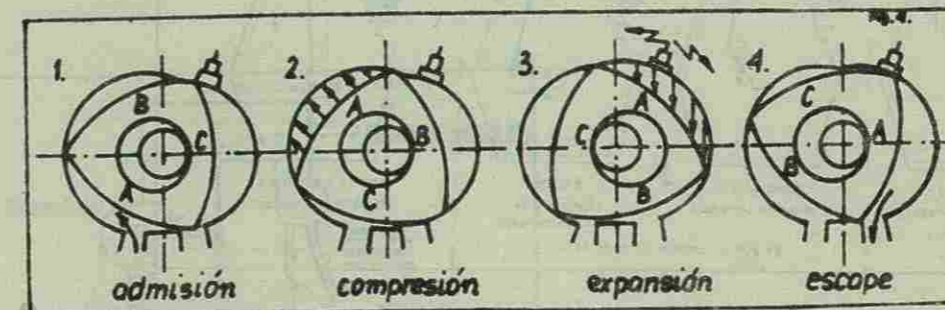


Fig. 4. Esquema de funcionamiento del motor Wankel.

Las desventajas del motor Wankel son las siguientes:

1. Grandes dificultades de empaqueo del émbolo en el cilindro (empaques entre las cámaras en las puntas del triángulo).
2. Alto consumo de combustible, comparado con motores de 4 ó 2 tiempos de la misma potencia.

2.2. MOTOR DE DOS TIEMPOS.

El funcionamiento del motor de 2 tiempos se muestra en la fig. 5. En la constitución de esos motores (de los tipos Otto y Diesel) no aparecen válvulas sino lumbreras.

Los motores de dos tiempos se producen en cantidades mucho menores que los motores de cuatro tiempos. Eso es causado generalmente por dos razones:

1. Pérdidas relativamente grandes de combustible en motores ECH durante el proceso de escape, cuando la mezcla fresca sale parcialmente con los gases de escape.
2. Contaminación del ambiente por los gases de escape principalmente en las grandes ciudades, lo cual actualmente ya está sujeto a reglamentos y leyes en varios países.

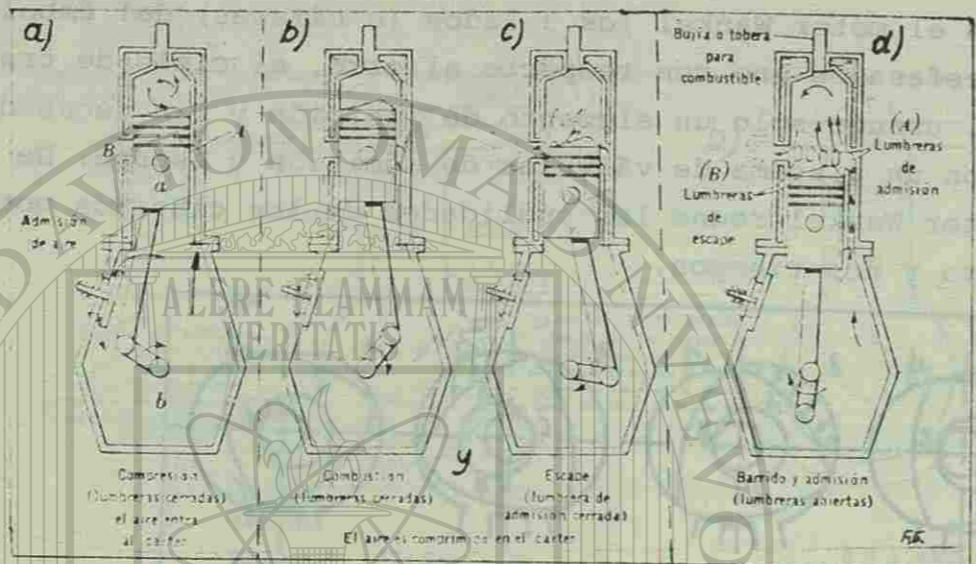


Fig. 5. Esquema de funcionamiento del motor de dos tiempos:
 a) y d), una carrera de compresión con barrido y admisión.
 b) y c), segunda carrera de expansión (combustión) y escape.

Se debe tomar en consideración como una práctica recomendable, el que un motor de gran tamaño sea limitado a trabajar en un régimen bajo de velocidades. Esto es, un motor con émbolos pesados no deberá trabajar a velocidades altas, debido a que se producirían grandes fuerzas de inercia al acelerar y desacelerar el conjunto de émbolos durante su movimiento recíprocante. Debido a esto, puede usarse ventajosamente el ciclo de dos tiempos para aumentar la producción de potencia. Por otra parte, la tendencia de un motor a fallar por esfuerzos térmicos está directamente relacionada con el número de carreras de potencia que se verifican en un intervalo de tiempo definido.

El motor de cuatro tiempos puede trabajarse a altas velocidades sin que experimente temperaturas excesivas que ocasionan discontinuidad en la lubricación y consecuentemente fricción y desgaste o rotura de las partes metálicas.

Lo anterior es causa de disminución en la aplicación de motores de 2 tiempos.

2.3. TURBINAS DE GAS.

La turbina de gas de combustión continua es una de las formas más antiguas entre los motores de combustión en general. Su funcionamiento está mostrado en la fig. 6.

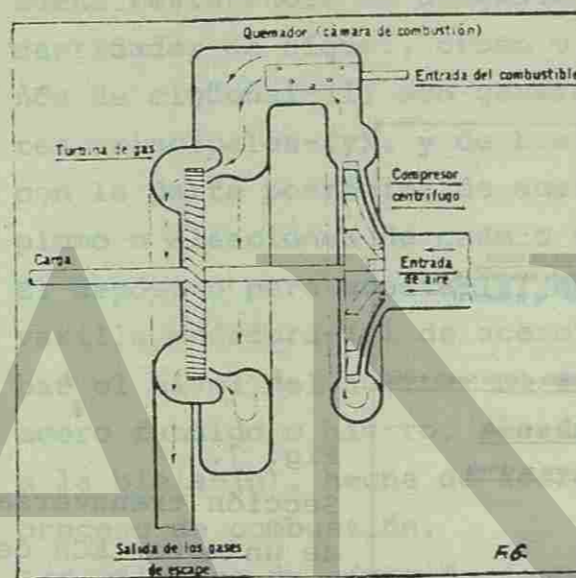


Fig. 6. Funcionamiento esquemático de una turbina de gas con sus partes principales.

El aire es comprimido por el compresor centrífugo y pasado en parte a la cámara de combustión. Los gases a alta temperatura que produce la cámara de combustión se mezclan con el volumen principal de aire que fluye alrededor de ella. Estos gases calientes cuyo volumen ha sido aumentado considerablemente son dirigidos a la tobera en forma de anillo donde disminuye la presión y consecuentemente aumenta la velocidad. El gas a alta velocidad es dirigido contra la rueda de la turbina, siendo utilizada la energía cinética del gas en hacer girar la flecha motriz, que a su vez mueve al compresor de aire. Por eso la turbina puede trabajar continuamente, pero el motor de émbolo recíprocante tiene una ventaja que no ha sido superable hasta ahora; la temperatura y la presión de la com-

bustión pueden ser extremadamente elevadas porque se experimentan solo durante un pequeño intervalo de tiempo. La temperatura máxima en el sistema de la turbina de gas queda limitada a valores entre $540 \div 815^\circ \text{C}$ ($1000 \div 1500^\circ \text{F}$) y en motores de émbolo ECH se alcanzan momentáneamente 2760°C (5000°F).

2.4. PARTES Y DETALLES DEL MOTOR DE EMBOLO.

El corte de un motor se muestra en la fig. 7.

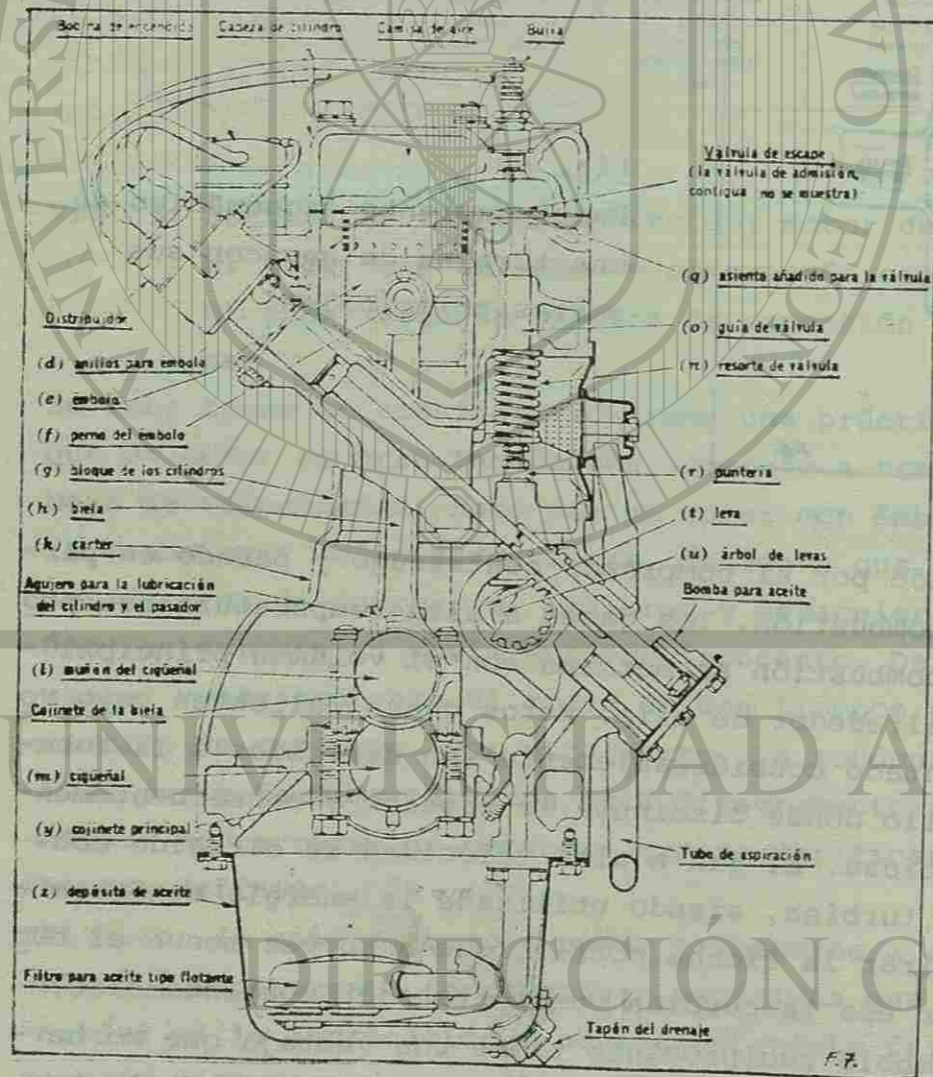


Fig. 7.
Sección transversal de un motor ECH de 4 tiempos con válvulas en la cabeza.

El bloque de cilindro (monoblock)-(g) y la caja del cigüeñal llamada cárter-(k) se fabrican generalmente de fierro fundido y solo en algunos casos se forman mediante placas de acero soldadas. Los conductos para el aceite-(j) se hacen mediante corazones en el bloque al fundirlo y sirven para distribuir la lubricación a presión hasta los cojinetes principales-(y). Las camisas-(w) y bloques de los cilindros-(g) se producen de fundición gris, por su buena resistencia al desgaste, mejorada por la acción de pequeñas cantidades de níquel, cromo y molibdeno. El cigüeñal-(m) y el muñón de cigüeñal-(l) son generalmente de acero forjado; los cojinetes principales-(y), y de biela-(x) son suplementos reemplazables, con la parte posterior de acero o de bronce y con babbit, cobre, plomo o aleaciones de cadmio usados como materiales antifricción. El depósito para aceite-(z) está hecho de acero estampado y una varilla medidora-(s) de acero, resulta un buen recurso para comprobar el nivel del aceite. El émbolo-(e) se construye de aluminio, acero fundido o hierro, siendo su función principal el transmitir a la biela-(h), hecha de acero forjado, la fuerza originada en el proceso de combustión.

Las válvulas de admisión se hacen de una aleación de acero al cromo-níquel, y las válvulas de escape de aleaciones de cromosilicio (sílcrome). La guía de válvulas-(o), es de fierro fundido y las varillas-(p) y punterías-(r), de acero para herramientas. Los resortes de válvulas-(n), levas-(t) y árbol de levas-(u), se fabrican de aceros de aleaciones especiales. El asiento de válvula añadido-(q) es de un material refractario y termoresistente llamado stellita, que es una aleación de cobalto. Los anillos del émbolo-(d) se fabrican de aceros termoresistentes y para facilitar el proceso de asentamiento en motores nuevos, se les recubre superficialmente con estaño, cadmio o cromo. El taladro largo-(i) en biela-(h) sirve para conducir el aceite lubricante desde el cojinete-(x) hasta el pasador del émbolo-(f) hecho de acero forjado. Los múltiples de admisión-(a) y de escape-(b) y también las camisas de agua-(v) se construyen de fundición gris o de láminas de acero. Por otra parte la bujía que da la chispa en el momento correcto, está gobernada por el distribuidor que se en-

cuentra en el circuito eléctrico de encendido para automóviles - (véase cap. 13.)

3. PARAMETROS TECNICOS BASICOS DE LOS MOTORES.

En todos los motores de émbolo recíprocante, éste llega necesariamente a una completa inmovilidad en dos posiciones particulares -- del cigüeñal antes de invertir la dirección de su movimiento. Estas posiciones se llaman :

- * punto muerto inferior (PMI)
- * punto muerto superior (PMS)

y se muestran en la fig. 8.

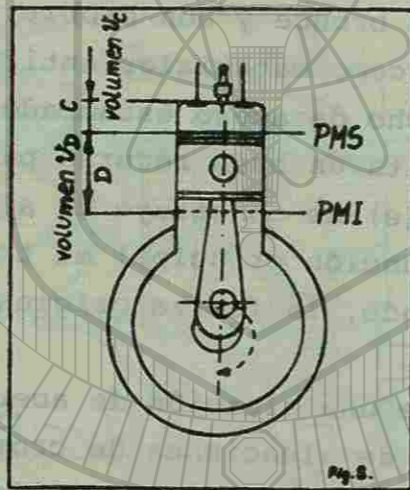


Fig. 8.
Parámetros básicos de un motor de émbolo recíprocante.

Hay otros parámetros empleados en la ingeniería de motores de émbolo recíprocante. Ellos son los siguientes:

- I. Desplazamiento D; es el volúmen barrido por el émbolo en una carrera. Cuando un motor tiene n cilindros se dice que la capacidad cúbica del motor es igual a $n \cdot D$ (cm^3).
- II. Volúmen de compresión C ; es el volúmen de la cámara de combustión o el volúmen de los gases comprimidos en (cm^3).
- III. La relación de compresión (o de expansión); está dada por la ecuación $r_v = \frac{c+D}{C}$ y se escribe en la forma 7:1, 8.5:1, 9.8:1 etc. La mayoría de los motores ECH tiene esta relación entre 7.5:1 y 9.0:1.

Además existen factores mecánicos y térmicos de funcionamiento de los motores que son :

1. Potencia indicada (ihp); es la potencia total desarrollada por el motor sobre los émbolos, en (CF), (HP) o (kW).
2. Potencia de la fricción (fhp); es la potencia perdida en todas las partes móviles del motor, usada para vencer la fricción de émbolos en cilindros, en todos los cojinetes del motor, etc.
3. Potencia en la flecha (bhp); es la potencia obtenida en la salida de la flecha del motor, se expresa en caballos de fuerza y se mide comunmente por un freno especial de medición de potencia. Finalmente, se puede mostrar que la potencia indicada es la suma de las potencias en la flecha y de la fricción :
$$ihp = bhp + fhp.$$

4. Rendimiento mecánico (η_m); es la relación entre la potencia en la flecha (bhp) producida por motor y la potencia total desarrollada dentro de él (ihp) :

$$\eta_m = \frac{bhp}{ihp} = \frac{ihp - fhp}{ihp} = 1 - \frac{fhp}{ihp} < 1$$

5. Presión media efectiva indicada (p_i o imep); es la presión teórica constante que supuestamente se ejerce durante cada carrera de potencia del motor (después del encendido de mezcla combustible), para producir una potencia igual a la indicada. Se le determina en (kg/cm^2) y es :

$$p_i (\text{imep}) = ihp \frac{4500 \times 100}{A \cdot L \cdot N} \cdot \left(\frac{n}{x}\right) \quad (\text{kg}/\text{cm}^2) \text{ donde}$$

ihp(CFm)-potencia indicada o número de CFm desarrollados en el motor.,

CFm-Caballos de fuerza métricos.

CF=HP-Caballos de fuerza ingleses.

$$1 \text{ CFm} = 75 \text{ kgm/seg} = 4500 \text{ kgm/min.} = 4500 \times 100 \text{ kgcm/min.}$$

$$1 \text{ CF} = 1 \text{ HP} = 1 \text{ hp} = 550 \text{ pie-lb/seg} = 33000 \text{ pie-lb/min} = 4561.5 \text{ kgm/min.} = 1.014 \text{ CFm.}$$

$A \times L = D$ (cm^3)- Desplazamiento del émbolo (volúmen barrido).

A (cm^2)- Area de la cara del émbolo.

L (cm)- Longitud de la carrera.

N (min)- Revoluciones por minuto (rpm) del motor.

n (-)- Número de cilindros (émbolos) en el motor.

x (-)- Número de revoluciones necesarias por cada carrera de potencia producida por cilindro : $x=2$ para un motor de 4 tiempos y

x=1 para un motor de 2 tiempos.

6. Presión media efectiva al freno (p_b o b_{mep}); es la presión teórica constante que imaginariamente se ejerce durante cada carrera de potencia del motor, para producir una potencia igual a la del freno (en la flecha) b_{hp} y es:

$$p_b \text{ (} b_{mep}\text{)} = b_{hp} \frac{4500 \times 100}{D \cdot N} \left(\frac{n}{x}\right) \text{ (kg/cm}^2\text{)} \text{ donde todos los elementos son iguales al punto 5.}$$

El rendimiento mecánico η_m se puede escribir como sigue:

$$\eta_m = \frac{b_{hp}}{i_{hp}} \text{ y } b_{hp} = p_b \frac{4500 \times 100}{D \cdot N} \left(\frac{x}{n}\right) \text{ (CFm),}$$

$$\eta_m = \frac{b_{hp}}{i_{hp}} = \frac{p_b}{p_i} = \frac{b_{mep}}{i_{mep}} \text{ (CFm); Pues el es:}$$

7. Consumo específico de combustible (F); es un parámetro comparativo que muestra con cuanta eficiencia convierte un motor el combustible en trabajo y se le determina por:

$$F = \frac{60m}{(CF) \cdot t} \left(\frac{\text{kg}}{\text{CF-h}}\right) \text{ o } \left(\frac{\text{lb}}{\text{CF-h}}\right) \text{ donde}$$

CF - Número de caballos de fuerza del motor; pueden ser en el sistema métrico, inglés o en kilowatts (kW).

t(min) - Tiempo de medición del consumo de combustible en el motor investigado, $\frac{t(\text{min})}{60(\text{min/h})} = t(\text{h})$, se puede usar segundos, minutos y horas.

m(kg) ó (lb) - Masa del combustible consumida durante el tiempo t de investigación.

8. Rendimiento térmico (η_t); es el rendimiento de la conversión del calor producido en un proceso de combustión en trabajo, obtenido para un ciclo del motor:

$$\eta_t = \frac{\text{trabajo obtenido } W}{\text{calor suministrado } Q_A}$$

En esta ecuación es necesario valorizar el calor de combustión del carburante, que puede entrañar dudas y por ello reportarse muchos valores diferentes del rendimiento térmico para una prueba. En la práctica se prefiere usar el consumo específico de combustible que es un parámetro con todos los elementos medidos en

unidades físicas normales y aceptadas como son: caballos de fuerza, el peso y el tiempo.

9. Rendimiento volumétrico (η_v); es la relación del peso real de aire inducido por el motor en la carrera de admisión entre el peso teórico de aire que debiera inducirse llenado el volumen de desplazamiento del émbolo con aire a la temperatura y presión atmosféricas, y es:

$$\eta_v = \frac{m_a}{m_t} \text{ donde}$$

$m_a \left(\frac{\text{kg}}{\text{h} \cdot n_c}\right)$ peso real de aire inducido por carrera de admisión (kg/horas x número de carreras de admisión).

$m_t \left(\frac{\text{kg}}{\text{h} \cdot n_c}\right)$ peso teórico de aire para llenar el volumen de desplazamiento bajo condiciones atmosféricas.

En este caso se necesita explicar que el nombre de rendimiento volumétrico para η_v es equivocado porque realmente se trata de una relación de pesos y no de volúmenes, pero desafortunadamente esa es la costumbre y no puede fácilmente cambiarse.

10. Relaciones aire-combustible y combustible-aire; se les define como:

$$AF \left(\frac{\text{kg}}{\text{kg}}\right) = \frac{\text{kg de aire en el tiempo } t}{\text{kg de combustible en el tiempo } t}; \text{ (relación aire combustible)}$$

$$FA \left(\frac{\text{kg}}{\text{kg}}\right) = \frac{\text{kg de combustible en el tiempo } t}{\text{kg de aire en el tiempo } t}; \text{ (relación combustible-aire)}$$

Para comparar los rendimientos de los motores se emplea cierto número de normas de comparación:

1. Consumo específico de combustible F, en (kg/bhp-h).
2. Presión media efectiva al freno p_b , en (kg/cm²).
3. Peso específico del motor en (kg/bhp)-peso del motor/potencia al freno.
4. Potencia producida por unidad de desplazamiento, en (bhp/cm³)-potencia al freno/capacidad cúbica del motor.

La importancia de esos valores depende del empleo de los motores; por ejemplo, para unidades estacionarias, el primer valor es de importancia principal y para motores de aviación los valores tercero y luego primero son los más importantes. También es muy importante el indicar que todos los valores de los parámetros

técnicos de motores son medidos en condiciones normales y comparables que según la SAE (Society of Automotive Engineers) son:

1. Aire seco a 15.6°C (60°F) y
2. Presión de aire de

$$76 \text{ mm Hg o } 29.92 \text{ plg Hg} = 14.696 \frac{\text{lb}}{\text{pul}^2} \text{ abs} = 1.033 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \text{ abs,}$$

Los factores empíricos de corrección son:

$$CF_m = \frac{760}{p_a} \sqrt{\frac{T_a}{288.6}} \text{ (Sistema métrico); } CF = \frac{29.92}{p_a} \sqrt{\frac{T_a}{520}} \text{ (Sistema inglés);}$$

CF-número de caballos de fuerza para corrección de la potencia al freno.

p_a (cm Hg) o (plg Hg)-presión barométrica del aire seco en el lugar de medición (presión atmosférica).

T_a -temperatura absoluta del aire que entra al motor;
 $273 + ^\circ\text{C} = ^\circ\text{K}$ (Kelvin) ó $460 + ^\circ\text{F} = ^\circ\text{R}$ (Rankine).

4. CICLOS IDEALES Y REALES DE LOS MOTORES.

Los ciclos de motores se puede mostrar en los diagramas de presión p y volumen v (diagramas del trabajo) o en diagramas de temperatura absoluta T y de entropía s (diagramas de calor).

La propiedad de entropía "s" es el factor extensivo de la energía térmica definida por la ecuación:

$$\Delta S = \frac{\Delta Q}{T} \left[\frac{\text{cal}}{\text{kg}^\circ\text{K}} \right] \text{ ó } \left[\frac{\text{Btu}}{\text{Lb.}^\circ\text{R}} \right]$$

Pues se muestra el valor recíproco de la calidad del calor añadido a un sistema:

si Δs es mayor - el calor está añadido mal (hay defecto de calor),
 si Δs es menor - el calor está añadido ventajoso (hay exceso de calor), como por ejemplo:

Teniendo 100 litros de agua en la temp. 100°C y se añade 1 litro de agua a la misma temperatura se obtiene 101 litros del agua en 100°C con calor en valor total; pero el mismo litro añadido a 100 litros de agua fría (a la temp. ca. de 0°C) causa el aumento de temperatura de 1°C de toda la capacidad de 101 litros, pues ese calor de 1 litro está perdido en este caso, porque Δs es grande (ΔQ es igual, como anteriormente, pero T es pequeña). Esto

significa también que el calor se necesita conducir en las temperaturas más altas y en forma isotérmica.

4.1. CICLO DUPLEX (DE SABATHE O DE SEILIGER)

Los tres nombres que aparecen en el título de este capítulo se encuentran generalmente en la literatura para referirse a un mismo ciclo. Más aún en ocasiones se usa también el nombre de "ciclo mezclado".

Este ciclo es el más básico y general para describir el funcionamiento de los motores de émbolo recíprocante.

Se puede decir que otros ciclos como de Otto y de Diesel son sus casos fronteros. Este ciclo se conoce también como ciclo con conducción de calor a volumen y presión constante. Se le muestra en la fig. 9.

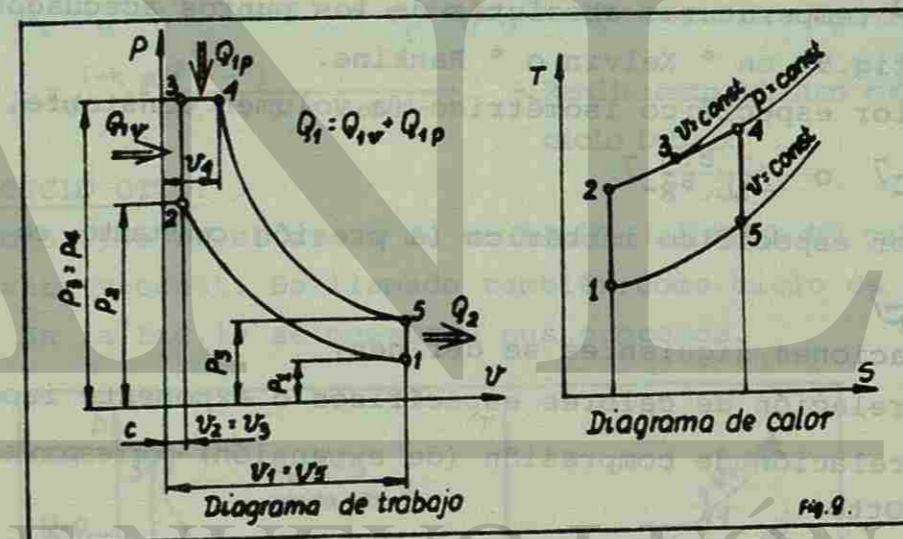


Fig. 9. Ciclo teórico Duplex con adición de calor a $v = \text{const.}$ y $p = \text{const.}$, llamado también ciclo de Sabathe, de Seiliger ó ciclo mezclado.

El ciclo Duplex es el que más se acerca a los procesos que suceden realmente en los motores de combustión interna y de alta velocidad, del tipo Otto y del tipo Diesel. Sus procesos son:

- Línea 1-2: Compresión isentrópica (a entropía constante y $\Delta s = 0$),
- Línea 2-3: Adición isométrica de calor a volumen constante y $\Delta v = 0$,
- Línea 3-4: Adición isobárica de calor (a presión constante y $\Delta p = 0$),

técnicos de motores son medidos en condiciones normales y comparables que según la SAE (Society of Automotive Engineers) son:

1. Aire seco a 15.6°C (60°F) y
2. Presión de aire de

$$76 \text{ mm Hg o } 29.92 \text{ plg Hg} = 14.696 \frac{\text{lb}}{\text{pul}^2} \text{ abs} = 1.033 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \text{ abs,}$$

Los factores empíricos de corrección son:

$$CF_m = \frac{760}{p_a} \sqrt{\frac{T_a}{288.6}} \text{ (Sistema métrico); } CF = \frac{29.92}{p_a} \sqrt{\frac{T_a}{520}} \text{ (Sistema inglés);}$$

CF-número de caballos de fuerza para corrección de la potencia al freno.

p_a (cm Hg) o (plg Hg)-presión barométrica del aire seco en el lugar de medición (presión atmosférica).

T_a -temperatura absoluta del aire que entra al motor;
 $273 + ^\circ\text{C} = ^\circ\text{K}$ (Kelvin) ó $460 + ^\circ\text{F} = ^\circ\text{R}$ (Rankine).

4. CICLOS IDEALES Y REALES DE LOS MOTORES.

Los ciclos de motores se puede mostrar en los diagramas de presión p y volumen v (diagramas del trabajo) o en diagramas de temperatura absoluta T y de entropía s (diagramas de calor).

La propiedad de entropía "s" es el factor extensivo de la energía térmica definida por la ecuación:

$$\Delta S = \frac{\Delta Q}{T} \left[\frac{\text{cal}}{\text{kg}^\circ\text{K}} \right] \text{ ó } \left[\frac{\text{Btu}}{\text{Lb.}^\circ\text{R}} \right]$$

Pues se muestra el valor recíproco de la calidad del calor añadido a un sistema:

si Δs es mayor - el calor está añadido mal (hay defecto de calor),
 si Δs es menor - el calor está añadido ventajoso (hay exceso de calor), como por ejemplo:

Teniendo 100 litros de agua en la temp. 100°C y se añade 1 litro de agua a la misma temperatura se obtiene 101 litros del agua en 100°C con calor en valor total; pero el mismo litro añadido a 100 litros de agua fría (a la temp. ca. de 0°C) causa el aumento de temperatura de 1°C de toda la capacidad de 101 litros, pues ese calor de 1 litro está perdido en este caso, porque Δs es grande (ΔQ es igual, como anteriormente, pero T es pequeña). Esto

significa también que el calor se necesita conducir en las temperaturas más altas y en forma isotérmica.

4.1. CICLO DUPLEX (DE SABATHE O DE SEILIGER)

Los tres nombres que aparecen en el título de este capítulo se encuentran generalmente en la literatura para referirse a un mismo ciclo. Más aún en ocasiones se usa también el nombre de "ciclo mezclado".

Este ciclo es el más básico y general para describir el funcionamiento de los motores de émbolo recíprocante.

Se puede decir que otros ciclos como de Otto y de Diesel son sus casos fronteros. Este ciclo se conoce también como ciclo con conducción de calor a volumen y presión constante. Se le muestra en la fig. 9.

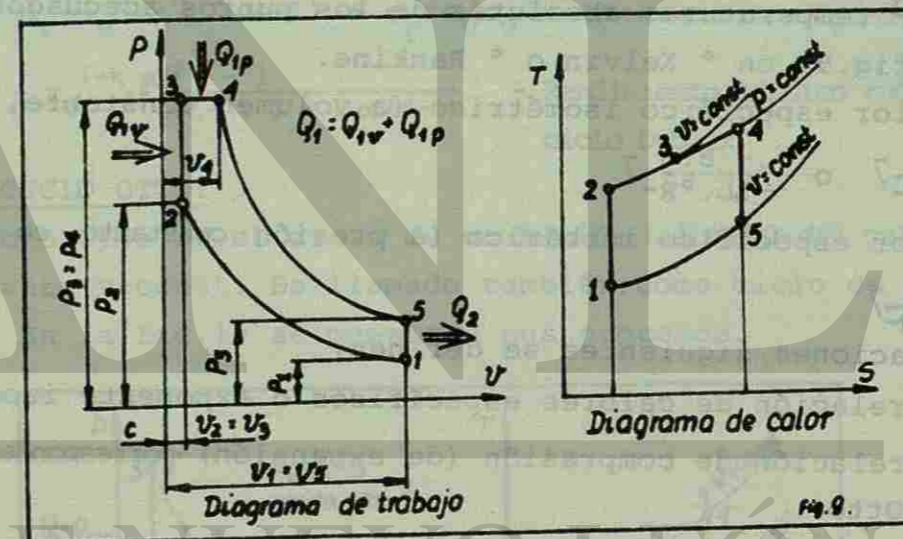


Fig. 9. Ciclo teórico Duplex con adición de calor a $v = \text{const.}$ y $p = \text{const.}$, llamado también ciclo de Sabathe, de Seiliger ó ciclo mezclado.

El ciclo Duplex es el que más se acerca a los procesos que suceden realmente en los motores de combustión interna y de alta velocidad, del tipo Otto y del tipo Diesel. Sus procesos son:

- Línea 1-2: Compresión isentrópica (a entropía constante y $\Delta s = 0$),
- Línea 2-3: Adición isométrica de calor a volumen constante y $\Delta v = 0$,
- Línea 3-4: Adición isobárica de calor (a presión constante y $\Delta p = 0$),

Línea 4-5: Expansión isoentrópica (entropía constante y $\Delta s=0$),
 Línea 5-1: Descarga isométrica de calor (a volumen constante y $\Delta v=0$),

El rendimiento térmico del ciclo se calcula en la forma siguiente:

$$\eta_t = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{(Q_{1v} + Q_{1p}) - Q_2}{Q_{1v} + Q_{1p}} = 1 - \frac{Q_2}{Q_{1v} + Q_{1p}} \quad \text{donde}$$

Q_1 - calor añadido al sistema.

Q_{1v} - calor añadido a volumen constante.

Q_{1p} - calor añadido a presión constante.

Q_2 - rechazo del calor

$Q_1 - Q_2$ - calor transferido al trabajo.

De "Transferencia de Calor" (o de "Termodinámica") es conocido

que: $Q_{1v} = c_v \cdot (T_3 - T_2)$ y $Q_{1p} = c_p \cdot (T_4 - T_3)$

$Q_1 = Q_{1v} + Q_{1p} = c_v \cdot (T_3 - T_2) + c_p \cdot (T_4 - T_3)$

$Q_2 = c_v \cdot (T_5 - T_1)$ donde

$T_{1...5}$ - temperaturas absolutas de los puntos adecuados en diagrama (fig.9) en ° Kelvin o ° Rankine.

c_v - calor específico isométrico (a volumen constante, en

$$\left[\frac{\text{Kcal}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{K}} \right] \quad \text{o} \quad \left[\frac{\text{Btu}}{\text{Lb} \cdot ^\circ\text{R}} \right]$$

c_p - calor específico isobárico (a presión constante, en $\left[\frac{\text{Kcal}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{K}} \right]$

$$\text{o} \quad \left[\frac{\text{Btu}}{\text{Lb} \cdot ^\circ\text{R}} \right]$$

Las relaciones siguientes se definen:

$k = \frac{c_p}{c_v}$ relación de calores específicos o exponente isoentrópico,

$r_v = \frac{v_1}{v_2}$ relación de compresión (de expansión) -corresponde al ciclo Otto

$\alpha = \frac{p_3}{p_2}$ grado de crecimiento de presión.

$\psi = \frac{v_4}{v_3}$ grado de crecimiento de volumen.

Finalmente se obtiene el valor del rendimiento térmico:

$$\eta_t = 1 - \frac{c_v(T_5 - T_1)}{c_v(T_3 - T_2) + c_p(T_4 - T_3)}$$

* de la ecuación de condición isoentrópica $Tv^{k-1} = \text{const.}$, para la línea 1-2 es:

$$T_1 v_1^{k-1} = T_2 v_2^{k-1} \quad T_2 = T_1 \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} = T_1 r_v^{k-1}$$

* de la ecuación de condición isométrica $T/p = \text{const.}$, para la línea 2-3 es:

$$\frac{T_2}{p_2} = \frac{T_3}{p_3}; \quad \frac{T_2}{T_3} = \frac{p_2}{p_3} = \frac{1}{\alpha} \quad T_3 = T_2 \alpha = T_1 r_v^{k-1} \alpha$$

* de la ecuación de condición isobárica $T/v = \text{const.}$, para la línea 3-4 es:

$$\frac{T_4}{v_4} = \frac{T_3}{v_3} \quad \frac{T_4}{T_3} = \frac{v_4}{v_3} = \psi \rightarrow T_4 = \psi T_3 = \psi \alpha T_2 = \psi \alpha T_1 r_v^{k-1}$$

* de la ecuación de condición isoentrópica $Tv^{k-1} = \text{const.}$, para la línea 4-5 es:

$$T_4 v_4^{k-1} = T_5 v_5^{k-1} \quad T_5 = T_4 \left(\frac{v_4}{v_5} \right)^{k-1}, \text{ pero}$$

$$\frac{v_4}{v_5} = \frac{v_4/v_3}{v_5/v_3} = \frac{v_4/v_3}{v_5/v_2} = \frac{\psi}{r_v} \quad \text{porque } v_3 = v_2,$$

$$T_5 = T_4 \left(\frac{\psi}{r_v} \right)^{k-1} = \psi \alpha T_1 r_v^{k-1} \cdot \left(\frac{\psi}{r_v} \right)^{k-1} = \psi^k \alpha T_1$$

Sustituyendo todas las temperaturas $T_{1...5}$ en η_t , resulta:

$$\eta_t = 1 - \frac{c_v(\psi^k \alpha T_1 - T_1)}{c_v(\alpha T_1 r_v^{k-1} - T_1 r_v^{k-1}) + c_p(\psi \alpha T_1 r_v^{k-1} - \alpha T_1 r_v^{k-1})} = 1 - \frac{c_v/c_v (\psi^k \alpha - 1)}{c_v/c_v r_v^{k-1} (\alpha - 1) + c_p/c_v r_v^{k-1} (\psi - 1)} = 1 - \frac{\psi^k \alpha - 1}{r_v^{k-1} [(\alpha - 1) + k\alpha(\psi - 1)]}$$

$$\eta_t = 1 - r_v^{1-k} \frac{\alpha \psi^k - 1}{(\alpha - 1) + k\alpha(\psi - 1)} \quad \text{- Rendimiento térmico teórico en el ciclo Duplex.}$$

4.2. CICLO OTTO.

El ciclo Otto es el ciclo de conducción (adición) del calor a volumen constante $v = \text{const.}$ Es llamado también como ciclo de Beau de Rochas. En la fig.10 se muestran sus procesos.

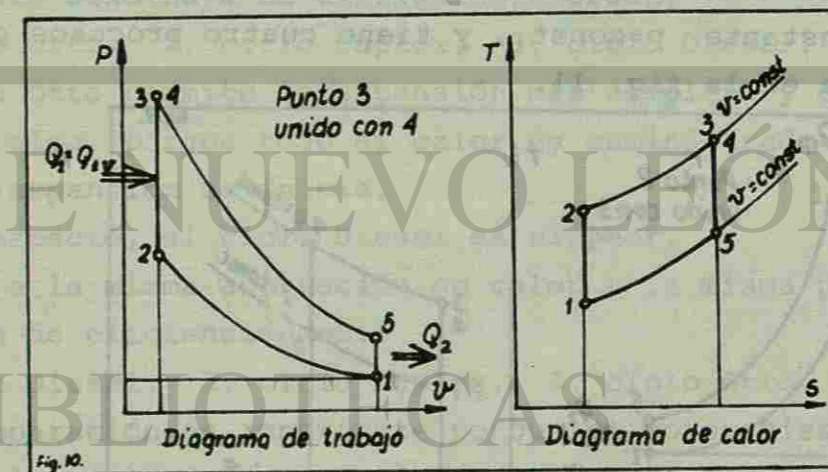


Fig.10. Ciclo teórico Otto con conducción (adición) del calor a volumen constante, $v = \text{const.}$ Las líneas significan:

Linea 1-2: Compresión isoentrópica (a entropía constante y $\Delta s=0$),
 Linea 2-3,4: adición isométrica de calor (a volumen constante y $\Delta v=0$),
 Linea 3,4-5: expansión isoentrópica (a entropía constante y $\Delta s=0$),
 Linea 5-1: descarga isométrica de calor (a volumen constante y $\Delta v=0$)
 En este caso igual que en el anterior, el rendimiento térmico es:

$$\eta_t = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{Q_{1v} - Q_2}{Q_1} \text{ porque } Q_1 = Q_{1v}$$

pero el punto 4 se encuentra en el mismo lugar que el punto 3, entonces el grado de crecimiento de volumen es:
 $\varphi = \frac{v_4}{v_3} = 1$, sustituyendo este valor en el rendimiento térmico se obtiene:

$$\eta_t = 1 - r_v^{1-k} \frac{1^k - 1}{(\alpha - 1) + \alpha(1 - 1)} = 1 - r_v^{1-k} \frac{\alpha - 1}{\alpha - 1} = 1 - r_v^{1-k}$$

$$\eta_t = 1 - r_v^{1-k}; \text{ rendimiento térmico teórico en el ciclo Otto.}$$

Esa ecuación muestra la dependencia del rendimiento térmico (η_t) de la relación de compresión (r_v) y del exponente de isoentropía ($k=c_p/c_v$).

El rendimiento térmico no depende de la cantidad del calor añadido al sistema y tampoco del trabajo del sistema (del calor transferido al trabajo).

4.3. CICLO DIESEL.

El ciclo Diesel es el ciclo de conducción (adición) del calor a presión constante $p=\text{const.}$, y tiene cuatro procesos como se les muestra en la fig. 11.

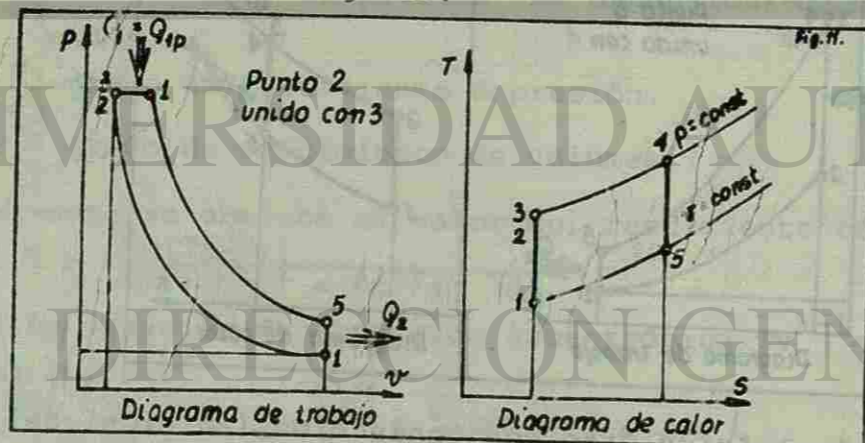


Fig. 11. El ciclo Diesel con conducción de calor a presión constante $p = \text{const.}$:

Linea 1-2,3: compresión isoentrópica (a entropía constante y $\Delta s=0$),
 Linea 2,3-4: adición isobárica de calor (a presión constante y $\Delta p=0$),
 Linea 4-5 : expansión isoentrópica (a entropía constante y $\Delta s=0$),
 Linea 5-1 : descarga isométrica de calor (a volumen constante y $\Delta v=0$).

En este caso, igual que en el anterior, el rendimiento térmico es:

$$\eta_t = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{Q_{1p} - Q_2}{Q_1} \text{ porque } Q_1 = Q_{1p},$$

pero el punto 2 se encuentra en el mismo lugar que el punto 3, entonces el grado de crecimiento de presión α es:

$\alpha = \frac{p_3}{p_2} = 1$, substituyendo este valor en el rendimiento térmico se obtiene:

$$\eta_t = 1 - r_v^{1-k} \frac{1 \cdot \varphi^k - 1}{(1-1) + k \cdot 1(\varphi - 1)} = 1 - r_v^{1-k} \frac{\varphi^k - 1}{k(\varphi - 1)}$$

$$\eta_t = 1 - r_v^{1-k} \frac{\varphi^k - 1}{k(\varphi - 1)}, \text{ rendimiento térmico teórico en el ciclo Diesel.}$$

La parte $\frac{\varphi^k - 1}{k(\varphi - 1)}$ es siempre mayor que la unidad. Por lo tanto el rendimiento (η_t) del ciclo Diesel es menor que el del ciclo Otto; cuando se hace la comparación con la misma relación de expansión (r_v) y para el mismo medio motriz:

$$\eta_t \text{ Diesel} < \eta_t \text{ Otto.}$$

Comparando todas las ecuaciones de rendimiento térmico de los ciclos, este disminuye en el siguiente orden:

1. ciclo Otto,
2. ciclo Duplex,
3. ciclo Diesel.

El ciclo Otto permite la expansión más completa y obtiene la eficiencia más alta, porque todo el calor es suministrado antes que el proceso de expansión se inicie.

A este respecto, el ciclo Diesel es el peor.

En base a la misma aportación de calor y la misma presión máxima, el orden de eficiencias es:

1. ciclo Diesel,
2. ciclo Duplex,
3. ciclo Otto.

Esta comparación es importante porque el motor Diesel real emplea altas relaciones de compresión ($r_v = 13 \div 22$), en tanto que el motor Otto está limitado a relaciones relativamente bajas ($r_v = 7.5 \div 9$),

por las restricciones impuestas por la detonación.

4.4. CICLOS REALES DE LOS MOTORES.

Los ciclos reales de los motores se distinguen en mucho de los ideales por las siguientes razones:

1. en los ciclos reales se usa mezcla gaseosa que no es gas perfecto.
2. en carreras de admisión y de escape hay pérdidas de flujo en los múltiples y en las válvulas.
3. los cilindros no se llenan completamente de mezcla (comparando con lo posible teóricamente) por la estrangulación de flujo en múltiples, válvulas, etc., y también por falta de hermeticidad de anillos de émbolo.
4. una gran cantidad de calor se pierde durante los ciclos de trabajo, por las paredes de los cilindros y en las camisas de agua.
5. la combustión real de la mezcla aire-combustible no es ideal, -- pueden aparecer varias irregularidades que dependen de la composición de la mezcla, del tiempo de encendido por chispa o por inyección del combustible (gobernados por otras partes del motor) y otras causas.

Por lo anterior existen diferencias relativamente grandes entre los motores ideales teóricos y los motores reales que se usan en ingeniería. Para fines de comparación, se pueden hacer los diagramas del indicador en las mismas coordenadas p y v (presión y volumen), -- tomando los datos directamente de los motores reales sujetos a investigación.

4.4.1. CICLO REAL DEL MOTOR DE 4 TIEMPOS.

Los ciclos reales de los motores del tipo Otto (ECH) y Diesel (EC) -- se muestran en la fig. 12 y 13.

La línea interrumpida, en ambos casos, muestra los ciclos ideales teóricos. El área total de cada diagrama consiste de dos regiones -- llamadas región de baja presión y región de alta presión.

La región alta (mayor) muestra el trabajo hecho por gases de combustión en el motor y tiene el signo (+).

La región baja (menor) muestra el trabajo gastado por el motor para cambio de la carga de combustible en el cilindro (carreras de admisión y de escape) y tiene el signo (-). El trabajo total obtenido del motor es entonces la diferencia entre región alta y región baja (el producto p.v muestra el trabajo; si p está en $[kg/cm^2]$ y v está en $[cm^3]$ resulta que p.v $[kg/cm^2 \cdot cm^3] = kg \cdot cm$, $1kg \cdot cm = 0.1$ Julio del trabajo).

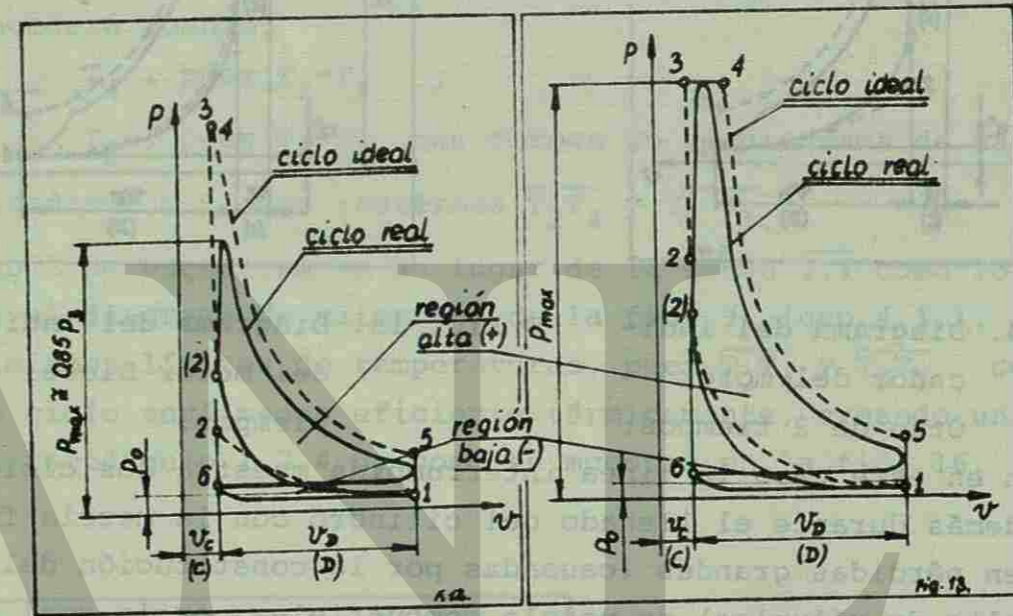


Fig. 12. Diagrama del indicador del motor Otto de 4 tiempos.

Fig. 13. Diagrama del indicador del motor Diesel de 4 tiempos.

4.4.2. CICLO REAL DEL MOTOR DE 2 TIEMPOS.

En los cilindros de los motores de 2 tiempos suceden los mismos procesos que en los de 4. La diferencia principal es que en los motores de 2 tiempos no hay carreras separadas de admisión y de escape. Esto causa que los diagramas del indicador de ambos tipos de motores difieran grandemente (4 tiempos de 2 tiempos). Sobre todo los diagramas del indicador de motores de 2 tiempos no contienen regiones bajas, como los ejemplos del capítulo anterior, y el trabajo total está mostrado solamente por la área de la región alta.

Esos diagramas se muestran en las fig. 14 y 15.

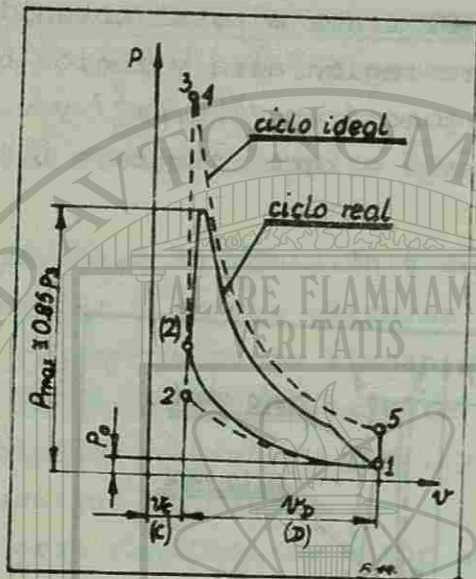


Fig. 14. Diagrama del indicador del motor Otto de 2 tiempos.

También en este caso la línea interrumpida muestra los ciclos ideales. Además durante el llenado del cilindro con la mezcla fresca aparecen pérdidas grandes (causadas por la constitución del motor y la falta de válvulas) de mezcla combustible, por lo cual existen diferencias mayores entre ciclos ideales y reales de motores de 2-tiempos.

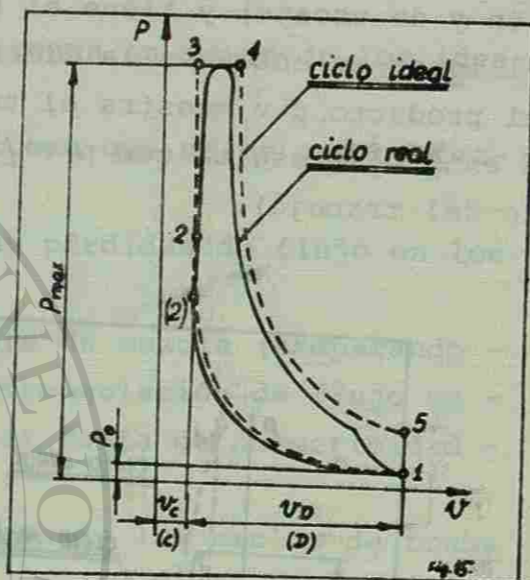


Fig. 15. Diagrama del indicador del motor Diesel de 2 tiempos.

4.5. CICLO DE CARNOT COMO EL CICLO MAS EFICIENTE TERMICAMENTE.

El rendimiento térmico para ciclos de motores se calcula en forma:

$$\eta_t = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} \quad (\text{vease cap. 4.1.}) \text{ donde:}$$

Q_1 , - calor añadido al sistema.

Q_2 , - rechazo al sistema.

$Q_1 - Q_2$, - calor transferido al trabajo.

Del cap. 4. se ve que entropía: $\Delta s = \Delta Q/T$ ó $\Delta Q = T \cdot \Delta s$,

realmente en lugar de ΔQ se puede escribir Q y en lugar de T , T_m - (temperatura absoluta media). De acuerdo a los procesos que aparecen en los ciclos de los motores, entonces:

$$Q_1 = T_{1m} \cdot \Delta s \quad \text{y} \quad Q_2 = T_{2m} \cdot \Delta s,$$

$$\eta_t = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{T_{2m} \cdot \Delta s}{T_{1m} \cdot \Delta s} = 1 - \frac{T_{2m}}{T_{1m}}$$

Para el ciclo Duplex, e igual para otros ciclos ideales es:

$$T_{1m} = \int_2^4 \frac{T ds}{\Delta s}, \quad \text{ó en aproximación es } T_{1m} = \frac{T_2 + T_4}{2}$$

$$T_{2m} = \int_5^1 \frac{T ds}{\Delta s}, \quad \text{ó en aproximación es } T_{2m} = \frac{T_5 + T_1}{2}$$

Considerando la ecuación: $\eta_t = 1 - \frac{T_{2m}}{T_{1m}}$, se ve que el rendimiento térmico será mayor cuando la temperatura media del rechazo de calor (T_{2m}) sea menor y la temperatura media de adición (conducción) de calor sea mayor.

Esto sucederá cuando:

$$T_{1m} \longrightarrow T_4, \quad \text{pues } T_2 = T_4 \quad \text{y}$$

$$T_{2m} \longrightarrow T_1, \quad \text{pues } T_5 = T_1 \quad \text{que forman en el diagrama de calor (coordenadas T y S) dos isotermas } \overline{T_2 T_4} \text{ y } \overline{T_5 T_1}.$$

El punto 3 se encuentra en un lugar de la línea 2,4 como lo muestra por ej. el diagrama de calor T-s de la fig. 9. (cap.4.1.).

En los mismos límites de temperaturas, pues $\overline{T_2 T_4}$ y $\overline{T_5 T_1}$, cualquiera otro ciclo será menos eficiente térmicamente, creando un área menor del rectángulo 1,2,4,5, como se muestra en la fig. 16.

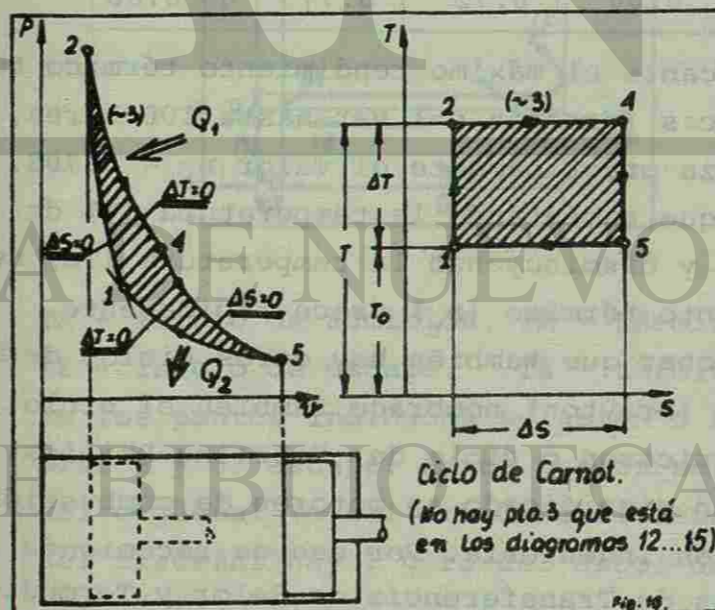
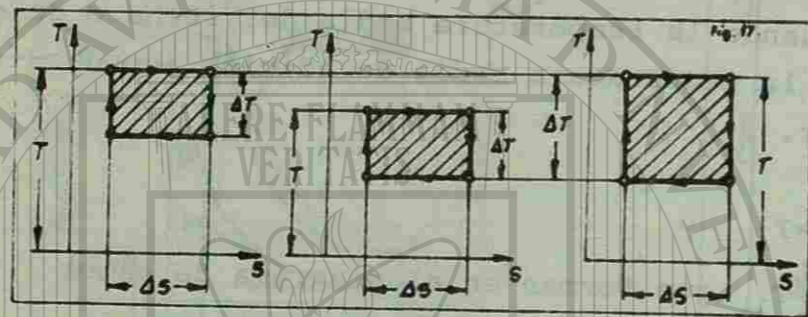


Fig.16. El más eficiente ciclo de calor llamado: Ciclo de Carnot.

$$\eta_t = 1 - \frac{T_{2m}}{T_{1m}} = 1 - \frac{T_1}{T_4}$$

Ciclo de Carnot.
(No hay pta.3 que está en los diagramas 12...15).

El ciclo Carnot es un ciclo teórico y no existe un motor real que cumpla sus condiciones teóricas. Sus rendimientos térmicos dependen solo de las temperaturas y se les muestra en la fig. 17.



$$\eta_t = 1 - \frac{T_1}{T_2} = \frac{T_2 - T_1}{T_2} = \frac{\Delta T}{T_2}$$

T_2 - temperatura de inducción de calor,

T_1 - temperatura de rechazo de calor y

$$\eta_t = \frac{T_2 - T_1}{T_2} = \frac{\Delta T}{T_2} \text{ en general.}$$

Fig. 17. La eficiencia del ciclo Carnot depende de los valores ΔT y T_2 .
Tabla de eficiencias térmicas del ciclo Carnot a temperatura inicial $T_1 = 298^\circ K (25^\circ C; 77^\circ F; 537^\circ R)$.

ΔT	75°	175°	375°	575°	775°	975°	1175°
$T_2 / ^\circ K$	373°	473°	673°	873°	1073°	1273°	1473°
η_t	0.20	0.37	0.56	0.66	0.72	0.77	0.80

En un motor de émbolo reciprocante el máximo rendimiento térmico teórico en condiciones atmosféricas (presión $p=1$ bar hasta 100 bares, - pues $1 \text{ kg/cm}^2 \approx 100 \text{ kg/cm}^2$) alcanza prácticamente el valor $\eta_t = 0.708$.

De la tabla se ve claramente que aumentando la temperatura (T_2) de inducción de calor al sistema y disminuyendo la temperatura (T_1) del rechazo de calor, el rendimiento térmico (η_t) crece rápidamente.

En la discusión se debe mencionar que también hay otros ciclos de motores, como el ciclo de Joule (Brayton) nombrado también el ciclo del motor de aire, ciclo de Ericsson o ciclo de Stirling-Philips, - que sin embargo no tienen gran significado en motores de combustión interna aplicados comunmente en ingeniería. Por eso se recomienda al lector interesado las materias de Transferencia de Calor y Termodinámica, donde son descritos todos los ciclos en forma más exacta y correcta.

5. ANALISIS DE PROCESOS QUE SUCEDEN EN LOS MOTORES.

Los procesos que suceden durante la admisión, compresión, expansión y escape, en los motores de 4 tiempos o admisión con compresión y expansión con escape en los motores de dos tiempos, son naturalmente diferentes. También en los motores Otto y Diesel las diferencias son juntadas con las formas de constitución de los motores o con métodos de formación de mezcla combustible. Pues es necesario analizar esos procesos en el modo separado.

5.1. ANALISIS DE PROCESOS EN EL MOTOR DE 4 TIEMPOS.

Realmente los procesos de admisión, compresión, expansión y escape no concuerdan exactamente con las carreras de émbolo. Esos procesos se inician un poco antes y terminan un poco después que las correspondientes carreras de émbolo. Esto está causado por el arreglo del sistema de distribución de válvulas, que se abren y cierran según se muestra en la fig. 18.

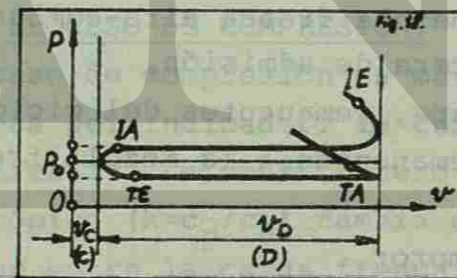


Fig. 18.

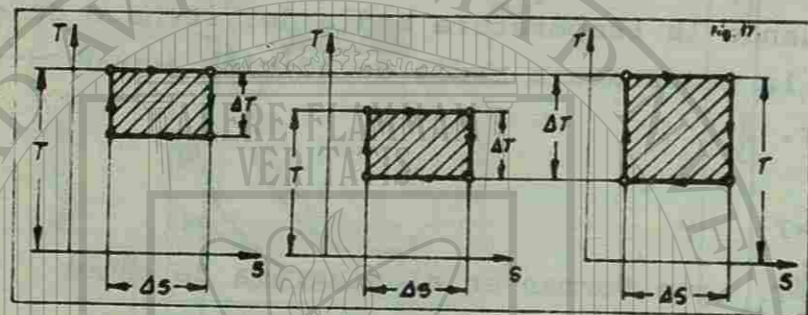
Diagrama de los cambios de presiones en un cilindro de un motor de 4 tiempos, en las carreras de admisión y de escape.

IA - inicio de admisión, TA - término de admisión.

IE - inicio de escape, TE - término de escape.

En los puntos indicados se abren o se cierran las válvulas de admisión y de escape. Estos puntos se determinan en grados de giro del cigüeñal (o del árbol de sistema de distribución); para 2 giros del cigüeñal hay 1 giro del árbol de levas.

El ciclo Carnot es un ciclo teórico y no existe un motor real que cumpla sus condiciones teóricas. Sus rendimientos térmicos dependen solo de las temperaturas y se les muestra en la fig. 17.



$$\eta_t = 1 - \frac{T_1}{T_4} = \frac{T_4 - T_1}{T_4} = \frac{\Delta T}{T}$$

T_0 - temperatura de inducción de calor,

T - temperatura de rechazo de calor y

$$\eta_t = \frac{T - T_0}{T} = \frac{\Delta T}{T} \text{ en general.}$$

Fig. 17. La eficiencia del ciclo Carnot depende de los valores ΔT y T .
Tabla de eficiencias térmicas del ciclo Carnot a temperatura inicial $T_0 = 298^\circ K (25^\circ C; 77^\circ F; 537^\circ R)$.

ΔT	75°	175°	375°	575°	775°	975°	1175°
$T / ^\circ K$	373°	473°	673°	873°	1073°	1273°	1473°
η_t	0.20	0.37	0.56	0.66	0.72	0.77	0.80

En un motor de émbolo reciprocante el máximo rendimiento térmico teórico en condiciones atmosféricas (presión $p=1$ bar hasta 100 bares, - pues $1 \text{ kg/cm}^2 \doteq 100 \text{ kg/cm}^2$) alcanza prácticamente el valor $\eta_t = 0.708$.

De la tabla se ve claramente que aumentando la temperatura (T) de inducción de calor al sistema y disminuyendo la temperatura (T_0) del rechazo de calor, el rendimiento térmico (η_t) crece rápidamente.

En la discusión se debe mencionar que también hay otros ciclos de motores, como el ciclo de Joule (Brayton) nombrado también el ciclo del motor de aire, ciclo de Ericsson o ciclo de Stirling-Philips, - que sin embargo no tienen gran significado en motores de combustión interna aplicados comunmente en ingeniería. Por eso se recomienda al lector interesado las materias de Transferencia de Calor y Termodinámica, donde son descritos todos los ciclos en forma más exacta y correcta.

5. ANALISIS DE PROCESOS QUE SUCEDEN EN LOS MOTORES.

Los procesos que suceden durante la admisión, compresión, expansión y escape, en los motores de 4 tiempos o admisión con compresión y expansión con escape en los motores de dos tiempos, son naturalmente diferentes. También en los motores Otto y Diesel las diferencias son juntadas con las formas de constitución de los motores o con métodos de formación de mezcla combustible. Pues es necesario analizar esos procesos en el modo separado.

5.1. ANALISIS DE PROCESOS EN EL MOTOR DE 4 TIEMPOS.

Realmente los procesos de admisión, compresión, expansión y escape no concuerdan exactamente con las carreras de émbolo. Esos procesos se inician un poco antes y terminan un poco después que las correspondientes carreras de émbolo. Esto está causado por el arreglo del sistema de distribución de válvulas, que se abren y cierran según se muestra en la fig. 18.

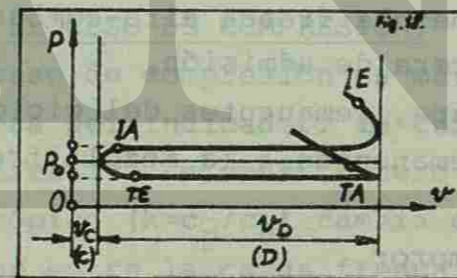


Fig. 18.

Diagrama de los cambios de presiones en un cilindro de un motor de 4 tiempos, en las carreras de admisión y de escape.

IA - inicio de admisión, TA - término de admisión.

IE - inicio de escape, TE - término de escape.

En los puntos indicados se abren o se cierran las válvulas de admisión y de escape. Estos puntos se determinan en grados de giro del cigüeñal (o del árbol de sistema de distribución); para 2 giros del cigüeñal hay 1 giro del árbol de levas.

5.1.1. PROCESO DE ADMISION.

El proceso de admisión dura a partir del momento en que se abre la válvula de admisión (pto. IA en la fig.18) hasta el punto en que se cierra esa válvula (pto. TA). Prácticamente este proceso se inicia antes de que termine la carrera de escape, y termina en el principio de la carrera de compresión. Según las fig. 12 y 13, la presión p6 en el principio de admisión es un poco mayor que la atmosférica (existencia gases de escape) y logra el valor:

p6 = 100 a 104 kPa (1.02-1.06 kg/cm²)*- para los motores de velocidad pequeña, del tipo ECH (Otto) y EC (Diesel).

p6 = 103 a 110 kPa (1.05-1.12 kg/cm²) - para los motores rápidos, sobre todo del tipo ECH (Otto) pero también de EC (Diesel).

Las temperaturas adecuadas son:

T6 = 900° a 1200°K para motores ECH (otto) y

T6 = 700° a 1000°K para motores EC (Diesel)

En este caso es muy importante el rendimiento volumétrico (ηv) del proceso de admisión, que es ηv = ma/mt (vease cap. 3.). Ese rendimiento depende de varias magnitudes como son:

1. temperatura T1 de la carga de mezcla fresca aire-combustible,
2. presión p1 al final de la carrera de admisión,
3. presión p6 de los gases de escape, remanentes del ciclo anterior,
4. relación de gases de escape, remanentes a la mezcla fresca (en masas),
5. relación de compresión rv del motor.

El rendimiento volumétrico depende también de las revoluciones (rpm) del cigüeñal, pero normalmente es:

ηv = 0.65 a 0.85 para motores Otto (ECH) y

ηv = 0.80 a 0.90 para motores Diesel (EC).

* De acuerdo con el Sistema Internacional SI, la unidad básica de presión es 1Pa (1 pascal) = 1N/m², 1kPa=10³ Pa, 1MPa=10⁶ Pa=1N/mm², también 1MPa= 145 lb/pul² y 1kPa= 0.145 lb/pul²=0.0102 kg/cm².

La temperatura T1 de la mezcla fresca depende sobre todo del calentamiento de ella en múltiple de admisión, que muy frecuentemente se calienta especialmente con gases de escape para igualar las composiciones de la mezcla que entra a todos los cilindros del motor (eso aumenta la potencia del motor y su eficiencia). Por otro lado, la mezcla caliente tiene un peso específico menor, disminuyendo el rendimiento volumétrico. Se debe encontrar un punto óptimo para ambos procesos. En motores EC en lugar de mezcla combustible entra el aire al cilindro y ese aire no se calienta previamente. Normalmente al final de la admisión, en el punto 1 (fig. 12 y 13) aparecen las temperaturas y presiones siguientes:

Motores ECH: T1=350° a 400°K, p1=74 a 88 kPa(0.75 a 0.90 kg/cm²).

Motores EC : T1=320° a 360°K, p1=78 a 93 kPa (0.80a 0.95 kg/cm²).

Prácticamente se puede decir que cuando la presión p1 es mayor, el rendimiento volumétrico es mejor. Esa presión depende de resistencia al flujo en el múltiple de admisión (longitudes de tubo y sus formas, tersura de las paredes) y también de la resistencia al flujo en los filtros de aire, carburadores (en motores ECH) y en las válvulas.

5.1.2. PROCESO DE COMPRESION.

El proceso de compresión es más complicado de lo que se muestra en diagramas del indicador. La curva isoentrópica tiene por ecuación matemática Tv^{k-1}= const., pero durante la compresión del exponente isoentrópico (k=c_p/c_v) cambia continuamente, porque el intercambio de calor entre la carga fresca y las paredes del cilindro y de la cara del émbolo sucede con intensidad variable.

Por eso se habla de un exponente isoentrópico medio de compresión que generalmente es:

k = 1.30 a 1.38 para motores Otto (ECH) y

k = 1.27 a 1.38 para motores Diesel (EC).

Muy frecuentemente se toma para cálculos el valor aproximado k=c_p/c_v= 1.4. Una magnitud que influye mucho sobre el proceso de compresión es la relación de compresión (rv). Para obtener potencias grandes y consumo de combustible pequeño sería necesario aplicar relaciones de compresión grandes. Pero hay limitaciones causadas por la calidad del combustible (el número octano o cetano, cap. 9.), la calidad de los

materiales de cabezas de émbolos en cilindros, y también de la constitución de las cámaras de combustión. Normalmente esas relaciones toman valores de $r_v=7.5$ a 9.0 (a veces 10) para autos; y para camiones, dependiendo del tipo de motores $r_v=6.0$ a 7.5 (motores ECH) y $r_v=13$ a 22 (motores EC).

Una relación de compresión (r_v) demasiado grande causa desafortunadamente el aumento de pérdidas mecánicas (por crecimiento de presiones máximas) y empeora el proceso de combustión, por la posibilidad de golpeteo en la combustión.

Los parámetros finales de compresión alcanzan los valores siguientes:

Motores ECH : $T_2=400^\circ$ a 750°K , $p_2 = 1000$ a 2000 kPa (10.2 a 20.4kg/cm^2)

Motores EC : $T_2=750^\circ$ a 950°K , $p_2=2940$ a 4400 kPa (30.0 a 44.9 kg/cm²).

5.1.3. PROCESO DE COMBUSTION.

En ciclos ideales, el calor fué añadido (conducido) al sistema a volumen constante $v=\text{const}$ ó a presión constante $p=\text{const}$. Prácticamente la combustión de la mezcla combustible dura un tiempo cierto porque la velocidad de combustión es limitada y no se logra condiciones mencionadas ideales. Por eso las líneas 2-3 y 3-4 (fig. 12 y 13) son curvas y no rectas en los diagramas reales del indicador. Tampoco la combustión es completa, y dependiendo del tipo de combustible tiene lugar la combustión incompleta (pues se presentan los monóxidos de carbono-CO en los gases de escape) o no total (presencia de moléculas residuales de combustible en los gases de escape).

Esas formas de combustión pueden ser debidas a los factores siguientes:

1. falta de oxígeno en la mezcla combustible,
2. mezclado incorrecto del combustible con el aire,
3. falta local de oxígeno en un lugar de la mezcla combustible,
4. tiempo demasiado corto para quemar toda la mezcla cuando se usa combustible de mala calidad o de mala composición.

Además en el caso de combustión completa o total de la mezcla-aire-combustible, aparecen pérdidas del calor que son causadas por:

1. evacuación parcial del calor por medio refrigerador,
2. evacuación parcial del calor por los gases de escape.

Realmente la combustión completa o total en el cilindro del motor no

aparece (además se emplea parcialmente el proceso de combustión retardada), y por eso hay pérdidas de calor causadas por esta razón. Y en este caso se habla de un coeficiente de utilización de calor (ξ) que es:

para motores ECH (Otto) : $\xi = 0.85$ a 0.95

para motores EC (Diesel) : $\xi = 0.70$ a 0.90

Este coeficiente es menor para los motores Diesel porque no hay mucho tiempo para una buena mezcla después de la inyección de combustible en el cilindro en donde hay aire (en motores ECH la mezcla se produce antes de entrar al cilindro, en el carburador y múltiple de admisión). Realmente el proceso de combustión en los motores ECH y EC es un fenómeno muy complicado y todavía no muy bien conocido.

Las temperaturas y presiones finales de combustión son aproximadamente:

Para motores ECH: $T_3 = 2500^\circ$ a 2900°K , $p_3=3000$ a 5000kPa (30.6 a 51.0 kg/cm²).

Para motores EC : $T_4 = 1900^\circ$ a 2300°K , $p_4=4900$ a 11800kPa (49.9 a 120.3 kg/cm²).

Los valores de p_4 se encuentran en un gran intervalo porque dependen de las constituciones del émbolo mismo que presenta una gran variedad en los motores EC (Diesel).

5.1.4. PROCESO DE EXPANSION.

El proceso de expansión es todavía más complicado que el proceso de compresión. Aparece el intercambio de calor con las paredes del cilindro y de la cara de émbolo, como anteriormente, pero también suceden los fenómenos de barrido de gases (falta de hermeticidad perfecta) por anillos de émbolo y válvulas y la postcombustión del combustible. Las curvas 3-5 y 4-5 (fig. 12 y 13) no son exactamente isoentrópicas y el exponente isoentrópico $k=c_p/c_v$ cambia durante el proceso; por eso se usa el exponente isoentrópico medio de expansión que toma los valores siguientes:

Para motores ECH (Otto); $k= 1.26$ a 1.34 .

Para motores EC (Diesel); $k= 1.18$ a 1.32 .

Los valores finales del proceso de expansión en el pto. 5 de los diagramas del indicador (Fig. 12 y 13) son:

Para motores ECH: $T_5 = 1400^\circ$ a 1800°K , $p_5 = 300$ a 500kPa (3.1 a 5.1kg/cm^2)
 Para motores EC: $T_5 = 900^\circ$ a 1200°K , $p_5 = 250$ a 600kPa (2.5 a 6.1kg/cm^2)
 Para la expansión se usa en los cálculos la relación de descompresión (o expansión) que es $r_{ve} = v_5/v_4$, cuando la relación de compresión es $r_v = v_5/v_3 = v_1/v_2$, que da la diferencia para motores de 4 tiempos del tipo Diesel relativamente grande.

5.1.5. PROCESO DE ESCAPE.

El proceso de escape empieza en el punto IE (fig.18) y termina en el pto. TE, es más largo que la carrera de escape. Generalmente ese proceso tiene 3 períodos:

1. escape libre de gases después de la combustión.
2. expulsión de gases por émbolo durante su desplazamiento.
3. escape inerte de gases que ocurre al final de la carrera de escape.

Las temperaturas y presiones de escape en el pto.6 (fig.12 y 13) son aproximadamente:

Para motores ECH (Otto); $T_6 = 900^\circ$ a 1200°K , $p_6 = 100$ a 110kPa (1.02 a 1.12kg/cm^2).

Para motores EC (Diesel); $T_6 = 700^\circ$ a 1000°K , $p_6 = 100$ a 110kPa (1.02 a 1.12kg/cm^2).
 Estos valores son iguales que al principio de la carrera de admisión (véase cap.5.1.1) y bajan durante esa carrera logrando valores de presión menores que la presión atmosférica normal $p_{atm} = 98.1\text{kPa} = 1\text{kg/cm}^2$.

La presión p_6 es mayor que la atmosférica p_{atm} al final de la carrera de escape, esto es causado sobre todo por la resistencia al flujo en los tubos de escape y del silenciador.

5.2. ANALISIS DE PROCESOS EN MOTOR DE 2 TIEMPOS.

En motor de 2 tiempos no hay 2 carreras separadas de admisión y de escape, por eso los diagramas del indicador se diferencian en mucho de los correspondientes a motores de 4 tiempos. Además en el caso de los motores de 2 tiempos, el llenado con carga fresca al cilindro es peor que en motores anteriores y eso causa muchas pérdidas térmicas y mecánicas y también las diferencias grandes entre ciclos ideales y reales. En lugar de válvulas aparecen lumbreras de admisión y de escape (fig.5). Y esos procesos suceden prácticamente en el período inicial de la carrera de expansión, es decir en un intervalo cerca del PMI (punto muerto inferior) del émbolo. El cambio de la carga fresca dura por eso menos tiempo que en motores de 4 tiempos e influye sobre las pérdidas mencionadas.

Los procesos de compresión, de combustión y de expansión se desarrollan igual que en motores de 4 tiempos como fué escrito en cap.5.1.2 (3 y 4). La diferencia principal ocurre en el cambio de carga fresca en los procesos de admisión y de escape.

Generalmente dependiendo del lugar de precompresión de la carga fresca de la mezcla combustible se pueden distinguir:

1. motores con precompresión en la caja del cigüeñal (cárter)
2. motores con precompresión en un compresor separado o en un soplador cargador (véase fig. 19).

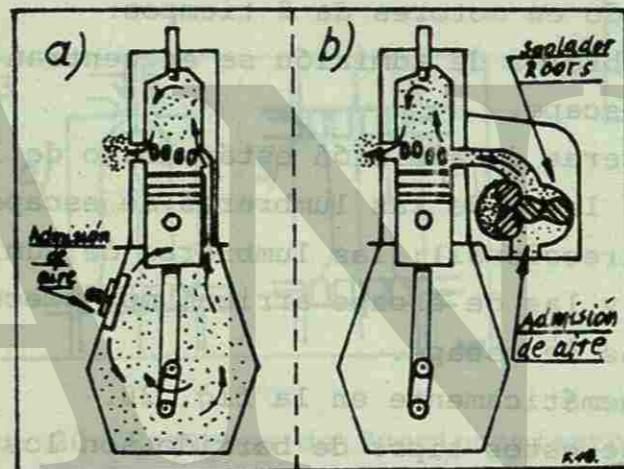


Fig. 19.

Formas de precompresión de carga fresca en motores de 2 tiempos:

- a) precompresión en la caja del cigüeñal (cárter).
- b) precompresión por soplador tipo Roots.

5.2.1. PROCESO DEL CAMBIO DE CARGA.

En el período final de la carrera de expansión, el émbolo del cilindro descubre primero las lumbreras de escape; debido a la gran presión salen los gases de escape a la velocidad máxima $v_e = 500$ a 600 m/s (1800 a 2160km/h) a una temperatura $T_e = 1000^\circ\text{K}$ que baja muy rápidamente (fig.5). Luego se descubren las lumbreras de admisión y empieza el barrido de la cámara de combustión. En la primer fase salen solo gases de escape, después mezclados con combustible que tiene una presión mayor que la de los gases quemados. La presión de barrido medida en la salida de las lumbreras de admisión alcanza los va-

lores siguientes:

$P_{bar}=110$ a 140kPa (1.12 a 1.43kg/cm^2) para motores con velocidad pequeña y media.

$P_{bar}=12.5$ a 1600kPa (1.27 a 1.63kg/cm^2) para motores rápidos.

La carga fresca entrando, se mezcla parcialmente con gases quemados anteriormente. Entonces en la cámara de combustión hay la mezcla de la carga fresca con una pequeña cantidad de gases de escape. Para conducir un buen barrido, es necesario inducir al cilindro la mayor cantidad del medio barredor (mezcla aire-combustible). El método y la calidad del barrido de cilindro influye mucho sobre el rendimiento del motor y su potencia. El sistema deseado de filetes fluídos (corrientes), para obtener un barrido correcto, se realiza por la colocación adecuada de ambos tipos de lumbreras, de admisión y de escape. Hay 3 sistemas de barrido en motores de 2 tiempos:

1. sistema transversal; las lumbreras de admisión se encuentran en contra a las lumbreras de escape.
2. sistema recíproco; las lumbreras de admisión están abajo de las lumbreras de escape ó a los lados de las lumbreras de escape.
3. sistema longitudinal (monodireccional); las lumbreras de admisión están alrededor del émbolo y las de escape arriba, muy frecuentemente en forma de válvulas de escape.

Estos sistemas se muestran esquemáticamente en la fig. 20.

Se necesita también explicar que estos tipos de barrido son los básicos y en las soluciones de construcción se encuentran sistemas mixtos que por ej. tienen las cualidades del sistema transversal y longitudinal etc.

Estos sistemas dependiendo de las magnitudes de los motores, sus potencias y aplicaciones aumentan sus rendimientos adecuadamente disminuyendo las pérdidas que aparecen durante el cambio de carga combustible en los cilindros.

6. BALANCE TERMICO DEL MOTOR.

En cualquier motor no es posible aprovechar todo el calor producido durante la combustión de la mezcla combustible, solamente una parte de este calor se transforma en trabajo mecánico. Con el fin de conocer la distribución del calor producido se hacen los balances térmicos de los motores. Generalmente hay dos tipos de balances:

1. balance térmico exterior del motor.

2. balance térmico interior del motor.

Prácticamente solo del 25 al 40% del calor producido se transforma en trabajo efectivo y del 60 al 75% se pierde por varias razones.

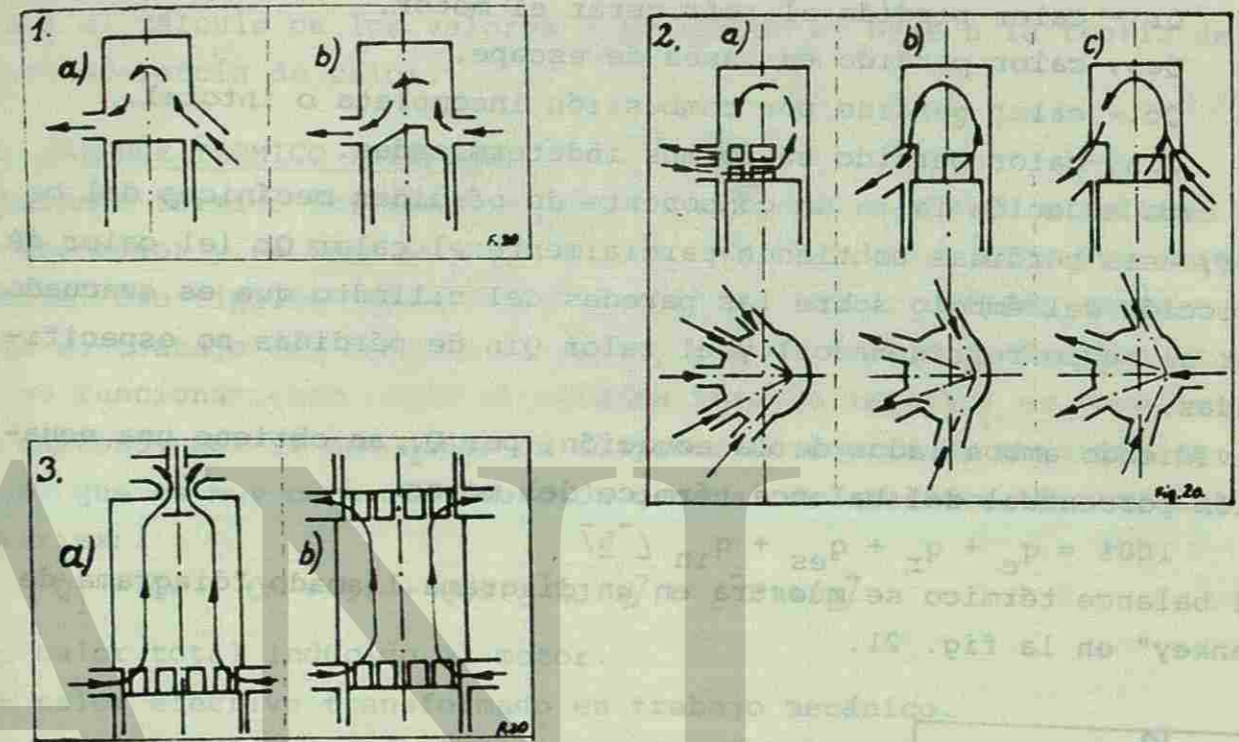


Fig. 20. Esquemas de funcionamiento de varios tipos de sistemas de barrido en motores de 2 tiempos:

1. sistema transversal:

- a) con tubo de admisión inclinado.
- b) con forma especial de la cara del émbolo.

2. sistema recíproco:

- a) del tipo MAN (firma alemana).
- b) y c) de los tipos Schnürte.

3. sistema longitudinal (monodireccional):

- a) con válvula de escape.
- b) en motor con émbolos opuestos.

6.1. BALANCE TERMICO EXTERIOR.

Este balance se basa en las mediciones de energía mecánica y térmica restituida por el motor al exterior. Por la facilidad de obtención de este balance se usa muy frecuentemente para determinar un-

lores siguientes:

$P_{bar}=110$ a 140kPa (1.12 a 1.43kg/cm^2) para motores con velocidad pequeña y media.

$P_{bar}=12.5$ a 1600kPa (1.27 a 1.63kg/cm^2) para motores rápidos.

La carga fresca entrando, se mezcla parcialmente con gases quemados anteriormente. Entonces en la cámara de combustión hay la mezcla de la carga fresca con una pequeña cantidad de gases de escape. Para conducir un buen barrido, es necesario inducir al cilindro la mayor cantidad del medio barredor (mezcla aire-combustible). El método y la calidad del barrido de cilindro influye mucho sobre el rendimiento del motor y su potencia. El sistema deseado de filetes fluídos (corrientes), para obtener un barrido correcto, se realiza por la colocación adecuada de ambos tipos de lumbreras, de admisión y de escape. Hay 3 sistemas de barrido en motores de 2 tiempos:

1. sistema transversal; las lumbreras de admisión se encuentran en contra a las lumbreras de escape.
2. sistema recíproco; las lumbreras de admisión están abajo de las lumbreras de escape ó a los lados de las lumbreras de escape.
3. sistema longitudinal (monodireccional); las lumbreras de admisión están alrededor del émbolo y las de escape arriba, muy frecuentemente en forma de válvulas de escape.

Estos sistemas se muestran esquemáticamente en la fig. 20.

Se necesita también explicar que estos tipos de barrido son los básicos y en las soluciones de construcción se encuentran sistemas mixtos que por ej. tienen las cualidades del sistema transversal y longitudinal etc.

Estos sistemas dependiendo de las magnitudes de los motores, sus potencias y aplicaciones aumentan sus rendimientos adecuadamente disminuyendo las pérdidas que aparecen durante el cambio de carga combustible en los cilindros.

6. BALANCE TERMICO DEL MOTOR.

En cualquier motor no es posible aprovechar todo el calor producido durante la combustión de la mezcla combustible, solamente una parte de este calor se transforma en trabajo mecánico. Con el fin de conocer la distribución del calor producido se hacen los balances térmicos de los motores. Generalmente hay dos tipos de balances:

1. balance térmico exterior del motor.

2. balance térmico interior del motor.

Prácticamente solo del 25 al 40% del calor producido se transforma en trabajo efectivo y del 60 al 75% se pierde por varias razones.

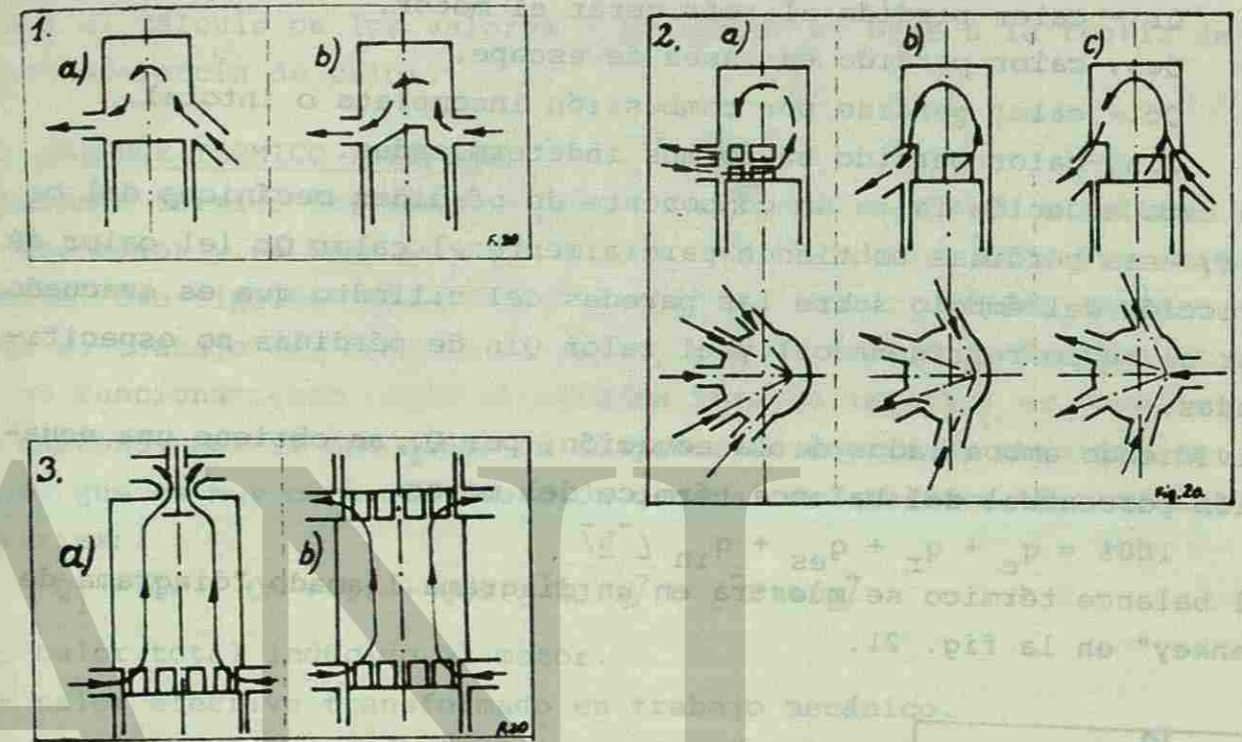


Fig. 20. Esquemas de funcionamiento de varios tipos de sistemas de barrido en motores de 2 tiempos:

1. sistema transversal:

- a) con tubo de admisión inclinado.
- b) con forma especial de la cara del émbolo.

2. sistema recíproco:

- a) del tipo MAN (firma alemana).
- b) y c) de los tipos Schnürte.

3. sistema longitudinal (monodireccional):

- a) con válvula de escape.
- b) en motor con émbolos opuestos.

6.1. BALANCE TERMICO EXTERIOR.

Este balance se basa en las mediciones de energía mecánica y térmica restituida por el motor al exterior. Por la facilidad de obtención de este balance se usa muy frecuentemente para determinar un-

equilibrio térmico del motor.

La ecuación general del balance térmico exterior es:

$$Q_1 = Q_e + Q_{es} + Q_c + Q_{in} \text{ [kJ/s] o [Btu/s]}, \text{ donde:}$$

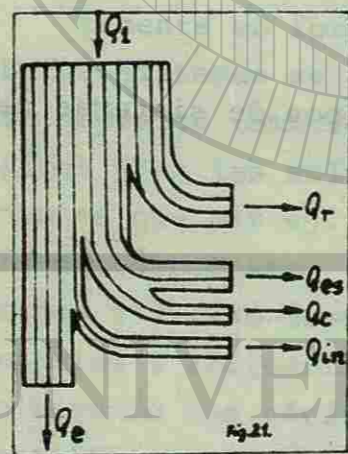
- Q_1 , - calor total inducido al motor.
- Q_e , - calor efectivo transformado en trabajo mecánico.
- Q_r , - calor perdido al refrigerar el motor.
- Q_{es} , - calor perdido en gases de escape.
- Q_c , - calor perdido por combustión incompleta o intotal.
- Q_{in} , - calor perdido en formas indeterminadas.

En esta ecuación falta un componente de pérdidas mecánicas del motor, esas pérdidas contienen parcialmente: el calor Q_r (el calor de fricción del émbolo sobre las paredes del cilindro que es evacuado por el medio refrigerador) y el calor Q_{in} de pérdidas no especificadas.

Dividiendo ambos lados de la ecuación, por Q_1 , se obtiene una ecuación porcentual del balance térmico del motor:

$$100\% = q_e + q_r + q_{es} + q_{in} \text{ [%]}$$

El balance térmico se muestra en un diagrama llamado "diagrama de Sankey" en la fig. 21.



Calor porcentual Tipo del Motor	q_e	q_r	$q_{es} + q_c$	q_{in}
Motores ECH (Otto)	24-28%	30-32%	36-40%	8-10%
Motores EC (Diesel)	32-40%	25-28%	27-30%	16-2%

Fig. 21. Esquema del diagrama de Sankey del balance térmico exterior con tabla de valores de pérdidas de calor.

El balance térmico se realiza e investiga en un equilibrio térmico del motor bajo condiciones determinadas de su trabajo. Para obtener la imagen llena de distribución del calor en motor, esos

balances se determinan en condiciones diferentes del trabajo (desde carga pequeña hasta plena). Hay dos métodos de determinación del balance térmico exterior:

1. por mediciones exactas de varios parámetros durante el trabajo de motor,
2. por el cálculo de los valores aproximados en base a la teoría de transferencia de calor.

6.2. BALANCE TERMICO INTERIOR.

El balance térmico interior se determina directamente en el cilindro del motor y se basa en el diagrama del indicador hecho muy exactamente. Ese tipo del balance da la posibilidad de conocer mucho mejor el trabajo del motor y la influencia de varios parámetros sobre su funcionamiento. Pero el balance térmico interior es mucho más costoso, por la necesidad de disponer de equipo de medición especial que es muy caro. La ecuación general del balance térmico interior es:

$$Q_1 = Q_e + Q_m + Q_r + Q_{es} \text{ [kJ/s] o [Btu/s]}$$

- Q_1 , - calor total inducido al motor.
- Q_e , - calor efectivo transformado en trabajo mecánico.
- Q_m , - calor perdido por el movimiento del émbolo (pérdidas de fricción.)
- Q_r , - calor perdido por refrigeración del motor (solo sus cilindros).
- Q_{es} , - calor perdido en gases de escape.

En forma semejante al punto anterior se puede obtener la ecuación porcentual de distribución de calor que es:

$$100\% = q_e + q_m + q_r + q_{es} \text{ [%]}$$

En este caso se debe decir que los componentes Q_r y Q_{es} tienen otro significado que los mismos de la ecuación semejante en balance térmico exterior. En el balance térmico interior Q_r contiene pérdidas de refrigeración solamente por las paredes del cilindro y no de todo el motor; y Q_{es} contiene también las pérdidas de la combustión incompleta o no total y no solo de gases de escape, (porque se le mide en la salida de los gases de escape, pero en el cilindro y no en el motor).

7. DETERMINACION DE PARAMETROS DEL TRABAJO DEL MOTOR.

En el cap. 3 fueron descritos parámetros técnicos básicos del motor

equilibrio térmico del motor.

La ecuación general del balance térmico exterior es:

$$Q_1 = Q_e + Q_{es} + Q_c + Q_{in} \text{ [kJ/s] o [Btu/s]}, \text{ donde:}$$

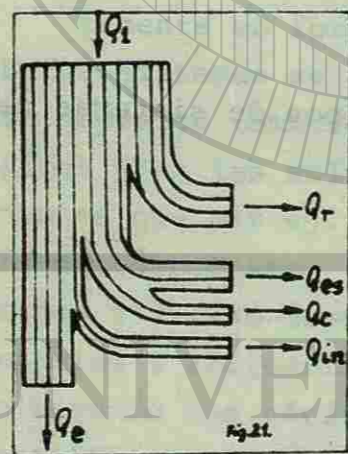
- Q_1 , - calor total inducido al motor.
- Q_e , - calor efectivo transformado en trabajo mecánico.
- Q_r , - calor perdido al refrigerar el motor.
- Q_{es} , - calor perdido en gases de escape.
- Q_c , - calor perdido por combustión incompleta o intotal.
- Q_{in} , - calor perdido en formas indeterminadas.

En esta ecuación falta un componente de pérdidas mecánicas del motor, esas pérdidas contienen parcialmente: el calor Q_r (el calor de fricción del émbolo sobre las paredes del cilindro que es evacuado por el medio refrigerador) y el calor Q_{in} de pérdidas no especificadas.

Dividiendo ambos lados de la ecuación, por Q_1 , se obtiene una ecuación porcentual del balance térmico del motor:

$$100\% = q_e + q_r + q_{es} + q_{in} \text{ [%]}$$

El balance térmico se muestra en un diagrama llamado "diagrama de Sankey" en la fig. 21.



Calor porcentual Tipo del Motor	q_e	q_r	$q_{es} + q_c$	q_{in}
Motores ECH (Otto)	24-28%	30-32%	36-40%	8-10%
Motores EC (Diesel)	32-40%	25-28%	27-30%	16-2%

Fig. 21. Esquema del diagrama de Sankey del balance térmico exterior con tabla de valores de pérdidas de calor.

El balance térmico se realiza e investiga en un equilibrio térmico del motor bajo condiciones determinadas de su trabajo. Para obtener la imagen llena de distribución del calor en motor, esos

balances se determinan en condiciones diferentes del trabajo (desde carga pequeña hasta plena). Hay dos métodos de determinación del balance térmico exterior:

1. por mediciones exactas de varios parámetros durante el trabajo de motor,
2. por el cálculo de los valores aproximados en base a la teoría de transferencia de calor.

6.2. BALANCE TERMICO INTERIOR.

El balance térmico interior se determina directamente en el cilindro del motor y se basa en el diagrama del indicador hecho muy exactamente. Ese tipo del balance da la posibilidad de conocer mucho mejor el trabajo del motor y la influencia de varios parámetros sobre su funcionamiento. Pero el balance térmico interior es mucho más costoso, por la necesidad de disponer de equipo de medición especial que es muy caro. La ecuación general del balance térmico interior es:

$$Q_1 = Q_e + Q_m + Q_r + Q_{es} \text{ [kJ/s] o [Btu/s]}$$

- Q_1 , - calor total inducido al motor.
- Q_e , - calor efectivo transformado en trabajo mecánico.
- Q_m , - calor perdido por el movimiento del émbolo (pérdidas de fricción.)
- Q_r , - calor perdido por refrigeración del motor (solo sus cilindros).
- Q_{es} , - calor perdido en gases de escape.

En forma semejante al punto anterior se puede obtener la ecuación porcentual de distribución de calor que es:

$$100\% = q_e + q_m + q_r + q_{es} \text{ [%]}$$

En este caso se debe decir que los componentes Q_r y Q_{es} tienen otro significado que los mismos de la ecuación semejante en balance térmico exterior. En el balance térmico interior Q_r contiene pérdidas de refrigeración solamente por las paredes del cilindro y no de todo el motor; y Q_{es} contiene también las pérdidas de la combustión incompleta o no total y no solo de gases de escape, (porque se le mide en la salida de los gases de escape, pero en el cilindro y no en el motor).

7. DETERMINACION DE PARAMETROS DEL TRABAJO DEL MOTOR.

En el cap. 3 fueron descritos parámetros técnicos básicos del motor

pero hay también otros parámetros que se determinan por pruebas e investigaciones del motor.

7.1. MEDICION DE PRESIONES.

Los diagramas que caracterizan el curso real de los cambios de presiones en el cilindro se hacen con ayuda de un aparato llamado indicador.

Constitución y el principio de funcionamiento de un indicador mecánico se muestra en la fig. 22, pero actualmente y con frecuencia para obtener los diagramas del indicador se les fotografía de las imágenes del osciloscopio que se encuentran como los componentes de los aparatos universales electrónicos llamados diagnosticadores.

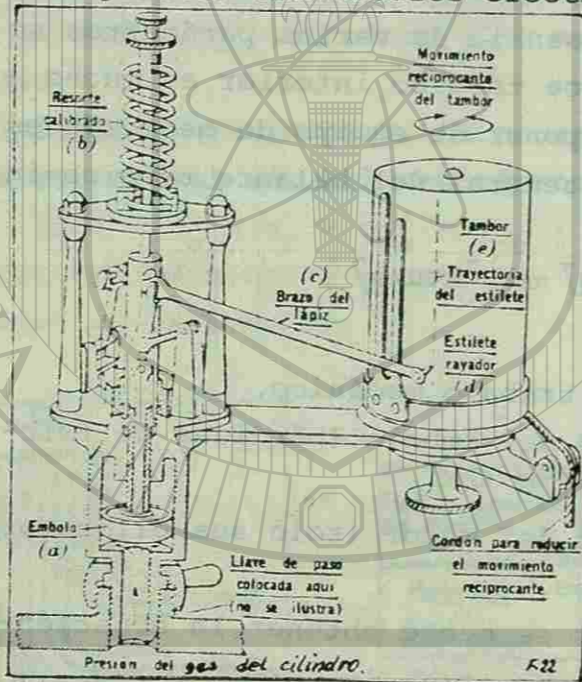


Fig. 22.

El principio de funcionamiento de un indicador mecánico para tomar los diagramas de los motores llamados diagramas del indicador.

Los diagramas del indicador pueden ser cerrados (como en las fig. 12.. 15) o abiertos (fig. 23) en los que se distinguen los simples y los múltiples.

Los diagramas abiertos simples sirven para determinación de parámetros de presión en todos los tiempos en un ciclo del motor. Los diagramas múltiples del indicador se utilizan para evaluación de la dispersión de los resultados en una cantidad de ciclos del mismo motor. Los diagramas más utilizados son los cerrados que dan la posibilidad de comparación con los ideales o calculados. Con su ayuda se calcula fácilmente la presión media efectiva indicada p_i (imep) :

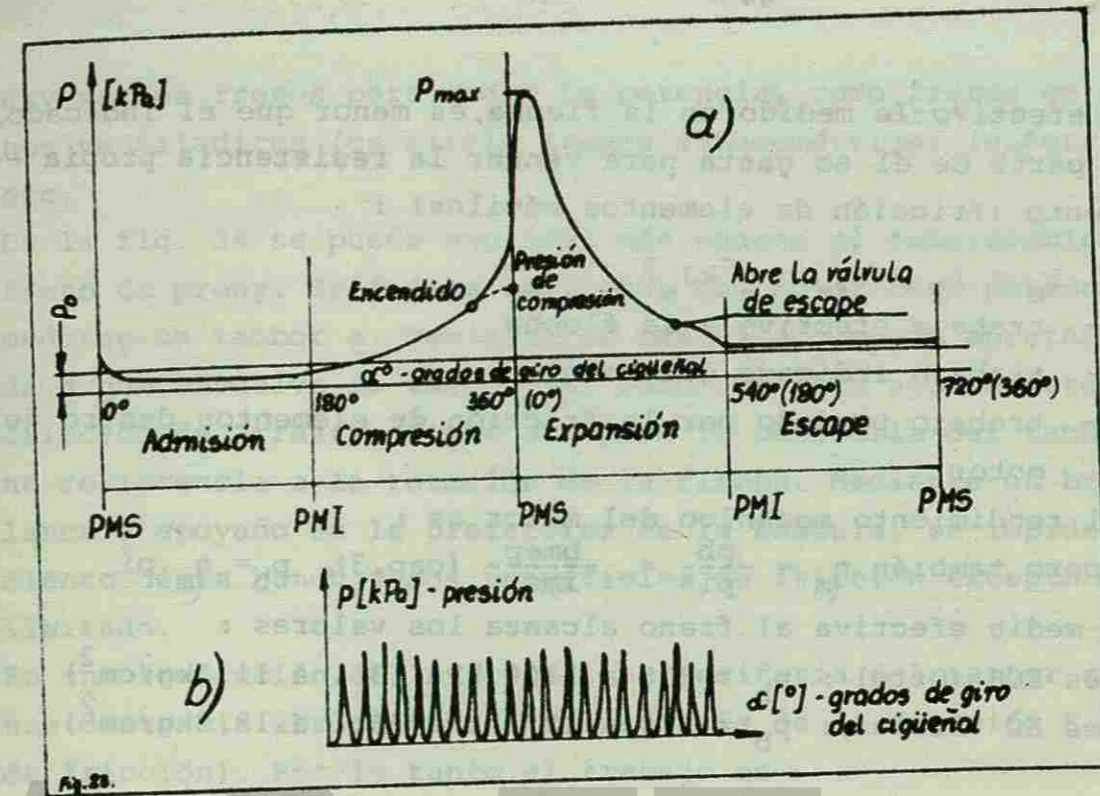


Fig. 23. Ejemplos de diagramas del indicador abierto, de tipo simple (a) y de tipo múltiple (b).

$p_i = \frac{F_c}{l_c} \times k$ [kPa], 1kPa = 0.145 lb/pul² donde, F_c [mm²] el área de trabajo en un ciclo tomado directamente del diagrama cerrado del indicador.

l_c [mm] longitud del diagrama (o de una carrera) tomada directamente del mismo diagrama del indicador.

k [kPa/mm], escala de presión en el diagrama mencionado.

El trabajo indicado hecho en un cilindro es:

$$L_{i1} = p_i \cdot A \cdot L = p_i \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot L = p_i \cdot D \text{ [kJ]}, 1kJ = 10^3 \text{ Nm.}$$

p_i [kPa], - presión media efectiva indicada

A [m²], - área de la cara del émbolo

d [m], - diámetro del émbolo (o de su cara).

L [m], - longitud de la carrera en el motor

D [m³], - desplazamiento total del émbolo (volumen de carrera).

El trabajo indicado total del motor es:

$$L_i = p_i \cdot D_t \text{ [kJ]}$$

$D_t = n \cdot D$ [m³], - capacidad cúbica total del motor

n [-], - número de los cilindros en el motor

El trabajo efectivo L_e medido en la flecha, es menor que el indicado, porque una parte de él se gasta para vencer la resistencia propia -- del movimiento (fricción de elementos móviles) :

$$L_e = L_i - L_{fr} \quad [kJ]$$

L_e [kJ], -- trabajo efectivo a la flecha.
 L_i [kJ], -- trabajo indicado del motor.
 L_{fr} [kJ], -- trabajo perdido por la fricción de elementos dentro del motor.

Entonces el rendimiento mecánico del motor es :

$$\eta_m = \frac{L_e}{L_i} \text{ pero también } \eta_m = \frac{p_b}{p_i} = \frac{b_{mep}}{i_{mep}} \text{ (cap.3), } p_b = \eta_m \cdot p_i.$$

La presión media efectiva al freno alcanza los valores :

- para motores ECH (Otto) : $p_b = 300$ a 1100 kPa (3.1 a 11.2 kg/cm²)
- para motores EC (Diesel) : $p_b = 300$ a 1800 kPa (3.1 a 18.3 kg/cm²)

7.2. MEDICION DE POTENCIA.

La medición de la potencia (trabajo realizado en la unidad de tiempo), es de importancia básica al determinar la capacidad de producción de un motor. A los aparatos empleados en mediciones de potencia se les nombra "frenos", los cuales el más común es el freno de prony que se muestra en la fig.24.

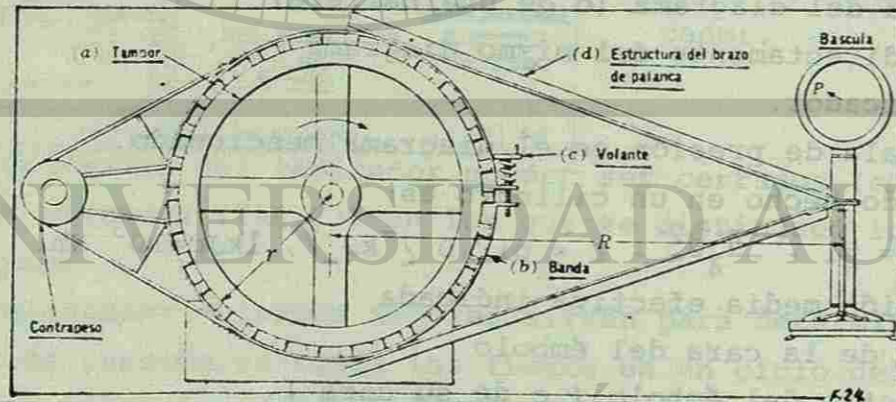


Fig. 24. Freno de prony y su funcionamiento.

Hay varios frenos para medir la potencia, como frenos de agua, frenos ventiladores (de aire), frenos dinamométricos (eléctricos), -- etc.

De la fig. 24 se puede explicar más exacto el funcionamiento del freno de prony. Se fija a la flecha del motor cuya potencia debe medirse un tambor a . Mediante la manivela c puede apretarse la banda b que envuelve al tambor; el valor de este ajuste determina la fricción de arrastre F que actúa en la periferia del tambor y opone resistencia a la rotación de la flecha. Mediante un brazo de palanca d apoyado en la plataforma de la báscula, se impide el movimiento de la banda y sus superficies de fricción excepto en un arco limitado.

En una revolución de la flecha, la periferia del tambor se mueve a una distancia $2\pi r$ contra la resistencia de la fricción F (fuerza de fricción). Por lo tanto el trabajo es :

$$L_e = 2\pi r \cdot F$$

El momento externo del freno, que es el producto de la lectura P de la báscula y el brazo R , deberá equivaler al momento de giro que es $r \cdot F$, pues :

$$r \times F = P \times R, \text{ y el trabajo } L_e = 2\pi P R.$$

Al producto PR se le llama par de torsión T (es un momento de torsión o de giro), y es una medida de la habilidad de un motor (o una máquina) para realizar trabajo, en tanto que la potencia es una medida de la razón a la cual se puede efectuar este trabajo. La potencia se define como la capacidad para realizar trabajo con respecto al tiempo.

Hay tres unidades para significar la potencia en los motores de combustión interna:

1. el caballo métrico (caballo de fuerza métrico) :
 $CF_m = 75 \text{ kgm/s} = 4500 \text{ kgm/min.}$
2. el caballo de fuerza (inglés) :
 $CF = \text{hp (HP)} = 550 \text{ pie-lb/s} = 3300 \text{ pie-lb/min.} = 4561.5 \text{ kgm/min} = 1.014 \text{ CFm.}$
3. el kilowatt, que deberá funcionar en el futuro como única unidad de potencia (según decisiones de International Standarts Organisation-ISO) :

1kW = 1000 Nm/s = 102 kgm/s = 6120 kgm/min = 1.36 CFm = 1.34 CF(HP)
 1CFm = 0.736 kW y 1 CF = 0.746 kW.

La potencia indicada i_{hp} o N_i (pto.1.cap.3.) se puede mostrar como:

$N_i = i_{hp} = L_i \cdot \frac{N}{X}$ donde
 N_i [CFm, HP o kW] = i_{hp} , - potencia indicada total del motor
 L_i [kgm, pie-lb, o Nm] - trabajo indicado total desarrollado por el motor.

N [min⁻¹] - revoluciones por minuto de la flecha del motor (cigüeñal)

x [-] - número de revoluciones necesarias por cada carrera de potencia producida por un cilindro,

$x = 2$ para motores de 4 tiempos

$x = 1$ para motores de 2 tiempos

porque $L_i = p_i \times D_t$ pues $N_i = i_{hp} = p_i \times D_t \times \frac{N}{X}$

En forma semejante se obtiene la potencia efectiva :

$N_e = b_{hp}$ (pto.3 cap.3) que es :

$N_e = b_{hp} = p_b \times D_t \times \frac{N}{X}$ donde

p_b, p_i son presiones efectiva e indicada aplicadas a las ecuaciones de arriba.

En forma análoga a lo anterior, el rendimiento mecánico se puede escribir como :

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} \rightarrow N_e = \eta_m \cdot N_i$$

usando el freno de prony se obtiene la potencia efectiva :

$$N_e = -\frac{2\pi PR}{4500} N = \frac{PR}{716.2} N = \frac{T}{716.2} N \text{ [CFm]}$$

El prony tiene sus lecturas de báscula en kilogramos, P [kg] y el largo del brazo en metros, R [m]. Por eso el resultado se obtiene en caballos de fuerza métricos que se puede cambiar a [CF (HP)] o [kW].

La diferencia entre la potencia indicada N_i (i_{hp}) y la potencia efectiva N_e (b_{hp}) es la potencia perdida para vencer la fricción en elementos móviles dentro del motor y se le llama la potencia de la fricción :

$$N_{fr} = f_{hp} \text{ (pto.2.cap.3.)}$$

7.3. VELOCIDAD ANGULAR EN RPM DEL MOTOR.

La frecuencia de giro del motor es igual al número de revoluciones del cigüeñal por segundo de tiempo, o más comunmente por minuto.

Se mide facilmente con un contador de vueltas o en un tubo estroboscópico. Normalmente un motor desarrolla una velocidad de rotación - hasta de 6,000 (8,000) rpm. Existen los motores Otto que desarrollan la velocidad de rotación mucho mayor, pero comunmente se la encuentra en este intervalo. Motores comparables Diesel desarrollan la velocidad mencionada menor que motores Otto. Dependiendo de las condiciones de trabajo se puede decir que las frecuencias de giro son las siguientes :

1. frecuencia de giro nominal- N_n ; es el número de rpm en que el motor desarrolla la potencia nominal,
2. frecuencia de giro máxima- N_{max} ; es el número máximo de rpm dado por el fabricante en que el motor puede trabajar por un momento determinado,
3. frecuencia de giro mínima de marcha en vacio- N_{mv} ; es el número mínimo de rpm en que el motor todavía trabaja no restituyendo la potencia efectiva N_e ,
4. frecuencia de giro de la potencia máxima- N_N ; es el número de rpm en que el motor desarrolla la potencia efectiva máxima N_{max} ,
5. frecuencia de giro del consumo específico mínimo de combustible - N_p ; es el número de rpm en que el motor logra el consumo específico mínimo de combustible F_{min} .
6. frecuencia de giro del momento de rotación máximo- N_m ; es el número de rpm en que el motor desarrolla el momento máximo de rotación M_{rmax} ,
7. frecuencia de giro permisible- N_p ; es el número de rpm permisibles para el trabajo del motor que no se puede sobrepasar porque ocasionaría fallas del motor,
8. frecuencia de giro de arranque- N_{ar} ; es el número de rpm en que el motor se arranca con ayuda de un arrancador eléctrico,

Se puede todavía encontrar otras denominaciones para frecuencias de giro del motor, pero aqui se mostraron las de mayor importancia.

7.4. MOMENTO DE ROTACION DEL MOTOR.

El momento de rotación (M_r) del motor es igual al par de torsión $PR=T$ determinado por el freno de prony.

El par de torsión llamado también momento de torsión o momento de giro es la medida de la tendencia rotatoria de una fuerza. Se hace notar que a una velocidad rotatoria dada del motor, el producto PR de

freno de prony deberá ser constante. Cuando se alargue el brazo R, disminuye la magnitud P y cuando el brazo disminuye deberá aumentar P. Este momento es un parámetro característico del motor junto con el número de rpm y la potencia efectiva producida por el motor, que se escribe en la forma siguiente: $M_r = \frac{N_e}{\omega}$ [kNm] donde,

$N_e = \text{bhp}$ [kW], - potencia efectiva desarrollada por el motor
 ω [rad/s], - velocidad angular del cigüeñal de motor

pero $N_e = \text{pb} \cdot \text{Dt} \cdot \frac{N}{x}$ [kW] y $\omega = 2\pi \cdot N$ [rad/s], entonces

$$M_r = \frac{\text{pb} \cdot \text{Dt} \cdot \frac{N}{x}}{2\pi \cdot N} = \frac{\text{pb} \cdot \text{Dt}}{2\pi \cdot x} = \text{pb} \cdot \frac{\text{Dt}}{2\pi \cdot x} \text{ [k} \cdot \text{Nm]}$$

$$M_r = \text{pb} \cdot \frac{\text{Dt}}{2\pi \cdot x} \text{ [k} \cdot \text{Nm]}$$

Para un motor determinado la capacidad cúbica total del motor (Dt) es conocida y el número x también (x=1 para motores de 2 tiempos y x=2, para motores de 4 tiempos). Nombrando al componente $\text{Dt}/2\pi x = c$ [m³] como un valor constante del motor se obtiene el momento de rotación:

$$M_r = \text{pb} \cdot c \text{ [k} \cdot \text{Nm]}$$

El momento de rotación del motor (M_r) es directamente proporcional a la presión media efectiva (pb).

Sabemos de la primer ecuación de este capítulo que $M_r = N_e/\omega$ donde $\omega = 2\pi N$, y se puede escribir también:

$$M_r = \frac{N_e}{2\pi N} = 0.16 \frac{N_e}{N}$$

El momento de rotación (M_r) es directamente proporcional a la potencia efectiva $N_e = \text{bhp}$ (que depende de la presión efectiva pb) e inversamente proporcional al número de rpm del motor. Al disminuir N [rpm] aumenta M_r [kNm]. Normalmente se distingue:

1. momento de rotación nominal M_{rn} ; es el momento desarrollado por el motor a la potencia nominal con la frecuencia de revoluciones nominal.
2. momento de rotación máximo M_{rmax} ; es el momento máximo desarrollado por el motor en un estado fijo de ajuste, preparado para desarrollar la potencia nominal.
3. momento de rotación de arranque M_{rar} ; es el momento mayor del motor para causar la frecuencia de revoluciones de arranque en un estado térmico dado de ese motor.

7.5. RENDIMIENTOS DEL MOTOR.

En las evaluaciones de varios tipos de motores de sus cambios energéticos durante el trabajo, se utilizan los coeficientes de rendimiento que pueden ser:

- rendimiento térmico (teórico) η_t
- rendimiento indicado η_i
- grado de llenado del diagrama de indicador η_r
- rendimiento mecánico η_m
- rendimiento efectivo η_e

7.5.1. RENDIMIENTO TERMICO.

Según con el pto.8. cap.3, se puede decir que el rendimiento térmico llamado también rendimiento teórico es una relación entre el calor convertido en trabajo y el calor introducido al motor, que se escribe:

$$\eta_t = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{\Delta Q}{Q_1}$$

Q_1 [kcal/kg] o [Btu/lb], - calor añadido (introducido) al motor

Q_2 [kcal/kg] o [Btu/lb], - rechazo del calor del motor

$\Delta Q = Q_1 - Q_2$, - calor perdido por el motor.

En los capítulos 4.1-4.3 fué mostrado que el rendimiento térmico es:

para motores Otto: $\eta_t = 1 - r_v^{1-k} = 1 - \frac{1}{r_v^{k-1}}$

para motores Diesel: $\eta_t = 1 - r_v^{1-k} \cdot \frac{\psi^k - 1}{k(\psi - 1)} = 1 - \frac{\psi^k - 1}{r_v^{k-1}(\psi - 1)^k}$

$k = c_p/c_v$, - exponente isoentrópico (relación de calores específicos)

$\psi = v_4/v_3$, - grado de crecimiento de volúmenes.

Finalmente se puede decir que el rendimiento térmico (teórico) es la medida de la pérdida en el calor evacuado por los gases de escape.

7.5.2. RENDIMIENTO INDICADO.

El rendimiento indicado (η_i) se define como la relación entre el calor convertido en trabajo indicado L_i , en el ciclo real del trabajo, al calor introducido a este ciclo del motor:

$$\eta_i = \frac{Q_i}{Q_1 - Q_c} \text{ , cuando } Q_c = 0 \text{ es } \eta_i = \frac{Q_i}{Q_1}$$

Q_i [kcal] o [Btu-lb], - calor indicado convertido en trabajo indicado L_i .

Q_c [kcal/kg] o [Btu/lb], - calor perdido por combustión incompleta.
 Q_1 [kcal/kg] o [Btu/lb], - calor añadido (inducido) al motor.

En caso de combustión completa, las pérdidas de Q_c son cero, $Q_c=0$, y el divisor en la ecuación de η_i es igual a Q_1 .

El rendimiento indicado (η_i) determina las pérdidas que tienen lugar en el cilindro del motor, durante el ciclo real del trabajo. Estas pérdidas son causadas por las diferencias que existen entre las propiedades del gas perfecto y el real, durante la combustión incompleta, en la refrigeración y estrangulación del fluido, durante el cambio de carga nueva de combustible, etc.

7.5.3. GRADO DE LLENADO DEL DIAGRAMA DEL INDICADOR.

Este grado (η_r) se define como la relación entre el área del diagrama real del indicador al área del diagrama ideal del indicador; que es un rendimiento de los ciclos reales de trabajo de los motores y a veces se le llama factor de mérito del ciclo real. Se escribe :

$$\eta_r = \frac{S_r}{S_i} \text{ pero también } \eta_r = \frac{Q_i}{Q_1 - Q_2} = \frac{Q_i/Q_1}{(Q_1 - Q_2)/Q_1} = \frac{\eta_i}{\eta_t}$$

S_r [mm²] o [pul²], - área del diagrama real del indicador

S_i [mm²] o [pul²], - área del diagrama ideal del indicador

Q_i [kcal/kg] o [Btu/lb], - calor indicado convertido en trabajo indicado.

Q_1 [kcal/kg] o [Btu/lb], - calor inducido al motor

Q_2 [kcal/kg] o [Btu/lb], - rechazo de calor del motor

η_i [-], - rendimiento indicado

η_t [-], - rendimiento térmico (teórico).

Este factor de mérito del ciclo real (η_r) evalúa numéricamente la divergencia entre el ciclo real y el ideal, normalmente para las condiciones nominales es $\eta_r = 0.8-0.9$.

7.5.4. RENDIMIENTO MECANICO.

Rendimiento mecánico (η_m) es la relación entre el calor efectivo -- (transformado en trabajo mecánico) Q_e y el calor indicado (transformado en el trabajo indicado) Q_i , entonces :

$$\eta_m = \frac{Q_e}{Q_i} = \frac{L_e}{L_i} = \frac{N_e}{N_i} = \frac{bhp}{ihp} = \frac{pb}{pi} \quad (\text{vease pto.4 y 6, cap.3.})$$

Sobre el valor del rendimiento mecánico (η_m) influyen :

1020123334

1. frecuencia de revoluciones (rpm) del motor.
2. presión media efectiva (p_b) de combustión.
3. relación de compresión (r_v) en el motor.

Esas relaciones de dependencias se muestran en la fig.25.

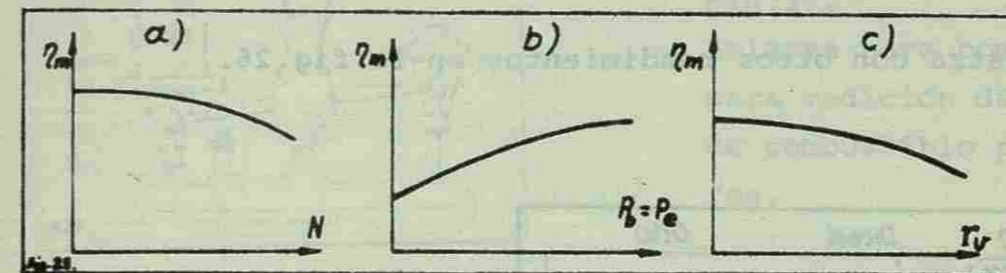


Fig.25. Rendimiento mecánico (η_m) en función de la :

- a) frecuencia de giro (revoluciones)
- b) presión media efectiva (p_b) y
- c) relación de compresión (r_v).

Para determinar el rendimiento mecánico se investiga el motor con cualquier tipo de freno obteniendo los diagramas real e ideal del indicador o los trabajos (potencias) efectivos e indicados; usando la ecuación para (η_m) de este capítulo se obtiene los valores del rendimiento mecánico.

El resultado para motores de velocidad pequeña es relativamente exacto pero los motores rápidos pueden contener en si un error muy significativo. La causa de lo anterior es la inexactitud en la medición del trabajo que se pierde en vencer la fricción de los elementos móviles en los motores rápidos.

En la marcha en vacío el rendimiento mecánico es igual a cero porque $N_e=0$, esto es $\eta_m = N_e/N_i=0$.

7.5.5. RENDIMIENTO EFECTIVO.

El rendimiento efectivo (η_e) se define como la relación entre el calor efectivo Q_e (transformado en trabajo mecánico) y el calor inducido al ciclo real de trabajo del motor, así :

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_1 - Q_c}; \text{ cuando } Q_c = 0, \text{ es } \eta_e = \frac{Q_e}{Q_1}$$

Q_e [kcal/kg] o [Btu/lb], - calor efectivo transformado en trabajo mecánico.

Q_c [kcal/kg] o [Btu/lb], - calor perdido por combustión incompleta del combustible.

Q_1 [kcal/kg] o [Btu/lb], - calor añadido (inducido) al motor.

En caso de combustión completa y total $Q_c=0$ y $Q_1-Q_c=Q_1$, y también:

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_1 - Q_c} = \frac{Q_i}{Q_1 - Q_c} \cdot \frac{Q_e}{Q_i} = \eta_i \cdot \eta_m$$

El rendimiento efectivo (η_e) determina todas las pérdidas indicadas y mecánicas en el motor y representa el factor de rendimiento real del motor.

Se le muestra con otros rendimientos en la fig.26.

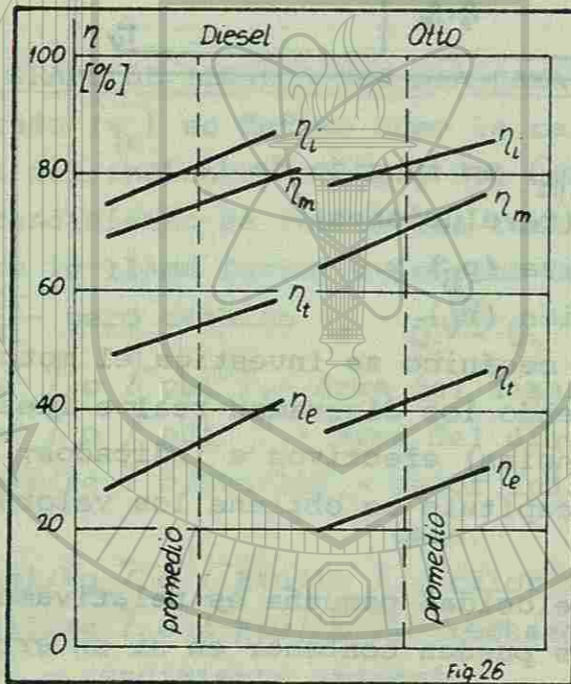


Fig.26.

Valores generales de todos los rendimientos del motor para motores ECH (Otto) y motores EC (Diesel).

7.6. MEDICION DE CONSUMO DE COMBUSTIBLE.

Un método aceptado para medir la cantidad de combustible gastado por un motor, es pesarlo mediante un equipo como el que se muestra en la fig.27.

La balanza se ajusta hasta que el depósito de combustible pesa ligeramente más que las pesas. Pasado un tiempo t que depende de la duración de la prueba, se ajusta nuevamente la báscula quitándole pesas hasta que el combustible resulte más pesado. La diferencia entre las dos pesadas es el peso de combustible consumido en el tiempo t .

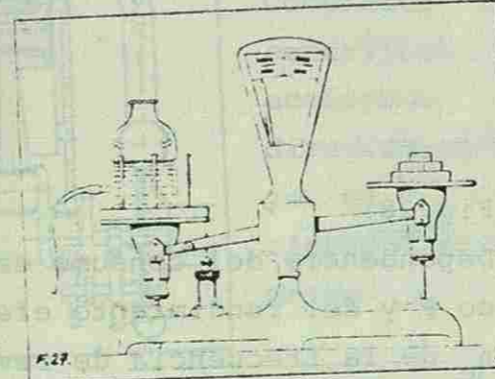


Fig.27.

Balanza para combustible para medición de consumo de combustible por motores.

El consumo de combustible se determina en:

$$F = \frac{m}{Ne \cdot t} \quad \left[\frac{\text{kg}}{\text{H} \cdot \text{h}} \right] \text{ o } \left[\frac{\text{lb}}{\text{KW} \cdot \text{h}} \right] \text{ o } \left[\frac{\text{kg}}{\text{CFm} \cdot \text{s}} \right]$$

El consumo específico de combustible determina el consumo de masa de combustible por unidad de potencia y unidad de tiempo, pues es:

$$F = \frac{m}{Ne \cdot t} \quad \left[\frac{\text{kg}}{\text{H} \cdot \text{h}} \right] \text{ o } \left[\frac{\text{kg}}{\text{KW} \cdot \text{h}} \right] \text{ o } \left[\frac{\text{kg}}{\text{CFm} \cdot \text{s}} \right] \text{ donde}$$

m [kg], - masa de combustible (frecuentemente también en gramos, - por ej. [g/CFm.s]),

Ne [CFm; HP; kW], - potencia efectiva del motor,

t [seg; hora], - unidad de tiempo, segundo u hora (raramente-minuto).

El consumo específico se puede expresar también como:

$$F = \frac{1}{\eta_e \cdot Q_{pc}} \quad \left[\frac{\text{kg}}{\text{KW} \cdot \text{s}} \right], \left[\frac{\text{kg}}{\text{HP} \cdot \text{h}} \right] \text{ o } \left[\frac{\text{kg}}{\text{CFm} \cdot \text{s}} \right] \text{ donde}$$

η_e [-], - rendimiento efectivo del motor.

Q_{pc} [kcal/kg], [kJ/kg], [Btu/lb] *- poder calorífico del combustible (vease cap.9.1.1.)

La dependencia entre F y η_e en función de N se muestra en la fig.28.

Del diagrama se ve, que las mejores condiciones de trabajo para motores de combustión interna se logran para un número de revoluciones del 65 al 75 % de rpm máximas que corresponde a un 70 a 85 % de la potencia nominal N_{nom} del motor.

* de 1 Kcal se obtiene 4,186.8 J de trabajo; 1 Kcal \approx 4.186.6 J \approx 4.2kJ \approx 4.2 kWs \approx 5.63 HP.s \approx 5.71 CFm.s, y 1Btu \approx 1.055J = 1.055J = 1.055KWs \approx 1.41 HP.s \approx 1.43 CFm.s, 1Kcal \approx 3.97 Btu y 1Kcal/kg \approx 1.80 Btu/lb.

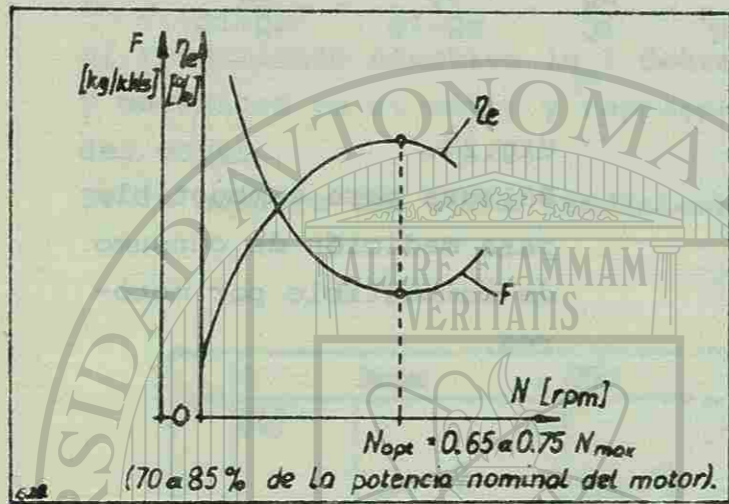


Fig. 28. Dependencia del consumo específico F y del rendimiento efectivo η_e de la frecuencia de revoluciones (rpm) de un motor.

8. SOBREALIMENTACION DE MOTORES.

La sobrealimentación de motores de émbolo recíprocante se hace para aumentar la potencia efectiva (N_e) obtenida de la capacidad cúbica total D_t del motor, y a fin de disminuir su peso específico (del motor) determinado en este caso como G [kg/kWh], [lb/HP] o [kg/CFm]. La sobrealimentación se logra por precompresión de la carga nueva de mezcla aire-combustible antes de la admisión al cilindro, en un compresor construido especialmente. En este caso se aumenta tanto el rendimiento volumétrico η_v (pto. 9 cap.3) que sobrepasa el número 1, así:

$$\eta_v = \frac{m_a}{m_t} > 1 \text{ para motores sobrealimentados.}$$

Se puede sobrealimentar un motor con dos métodos:

1. por compresor mecánico común o
2. por turbocompresor.

8.1. SOBREALIMENTACION POR COMPRESOR COMUN.

El método de sobrealimentación por compresor centrífugo accionado mecánicamente se muestra en la fig. 29. Muy frecuentemente en los motores se usan otros tipos de compresores aunque el más popular es del tipo Roots mostrado en la fig. 30. (vease también la fig. 19 b.).

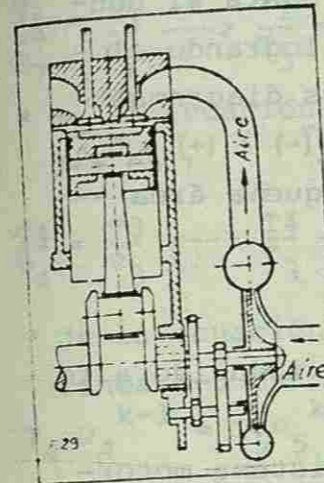


Fig. 29. Compresor centrífugo accionado directamente por el cigüeñal del motor.

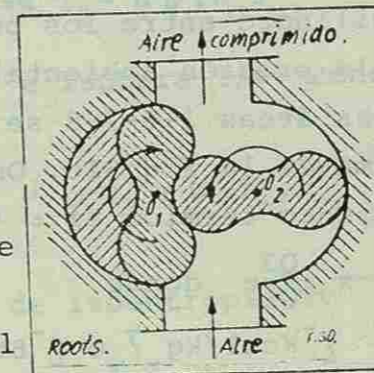


Fig. 30. El principio de funcionamiento de un compresor (soplador) del tipo Roots.

El ciclo de trabajo del compresor se puede mostrar junto con el ciclo Duplex de trabajo de un motor. Esto se muestra en la fig. 31.

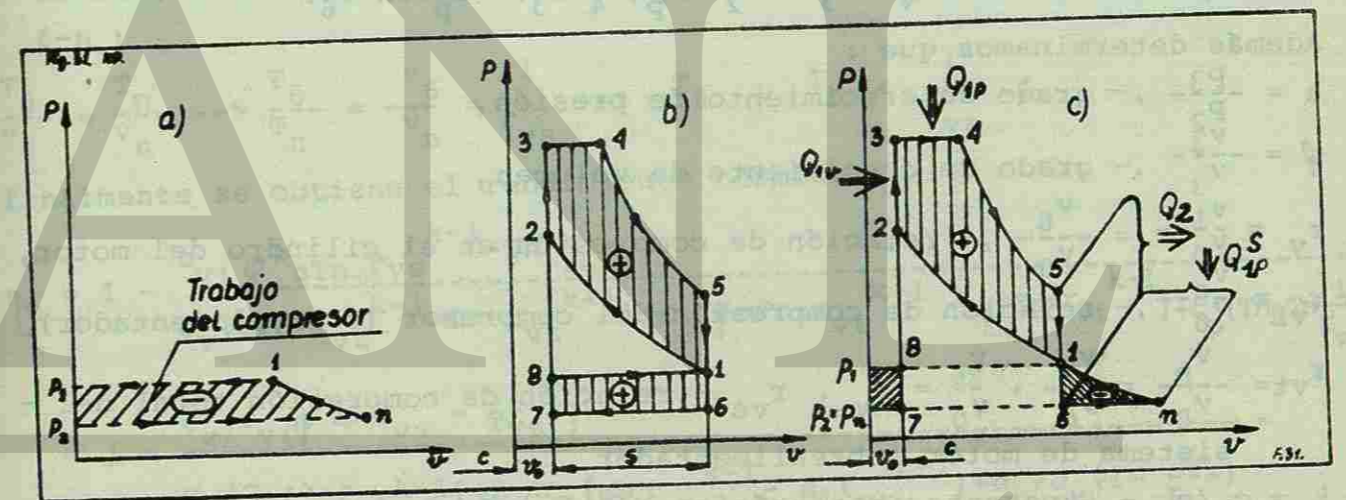


Fig. 31. El ciclo Duplex, con compresor mecánico de sobrealimentación.

- a) el ciclo del compresor sólo; el signo (-) determina el trabajo negativo tomado del motor por el compresor mecánico.
- b) el ciclo Duplex con sobrealimentación; el rectángulo 1-6-7-8 determina el llenado del cilindro con carga nueva por el compresor, por ello el trabajo es positivo (+).
- c) el ciclo resultante Duplex sobrealimentado con un compresor (soplador, sobrealimentador) mecánico.

El compresor succiona el aire (o mezcla) a la presión $p_n = p_2$ empujan

do del punto p_2 hasta punto n , aumentando su presión hasta el punto 1 y lo sopla al cilindro entre los puntos 1 y p_1 , logrando el punto inicial p_2 de la presión ambiental. Juntando los diagramas de la fig. 3lay3lb, las áreas 1-6-7-8 se neutralizan $\int(-) + (+) = 0$ resultando el diagrama de la fig. 3lc. Omitiendo la pequeña área $p_2-7-8-p_1$, el rendimiento térmico es:

$$\eta_t = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} \text{ donde}$$

$$Q_1 = Q_{1v} + Q_{1p} + Q_{1p}^s \text{ [kcal/kg] o [Btu/lb], - calor inducido a todo el sistema de motor sobrealimentador.}$$

$$Q_2 = \text{[kcal/kg], [Btu/lb], - rechazo de calor del sistema motor-sobrealimentador.}$$

$$Q_1 = c_v (T_3 - T_2) + c_p (T_4 - T_3) + c_p (T_n - T_6)$$

$$Q_2 = c_v (T_5 - T_6)$$

$$\eta_t = 1 - \frac{c_v (T_5 - T_6)}{c_v (T_3 - T_2) + c_p (T_4 - T_3) + c_p (T_n - T_6)}$$

Además determinamos que:

$$\alpha = \frac{p_3}{p_2}, \text{ - grado de crecimiento de presión,}$$

$$\varphi = \frac{v_4}{v_3}, \text{ - grado de crecimiento de volumen,}$$

$$r_v = \frac{v_1}{v_0} = \frac{v_6}{v_0}, \text{ - relación de compresión en el cilindro del motor,}$$

$$r_{vs} = \frac{v_n}{v_6}, \text{ - relación de compresión del compresor (sobrealimentador),}$$

$$r_{vt} = \frac{v_n}{v_0} = \frac{v_n}{v_6} \cdot \frac{v_6}{v_0} = r_v \cdot r_{vs}, \text{ - relación de compresión total del sistema de motor sobrealimentador,}$$

sistema de motor sobrealimentador,

$$k = c_p/c_v, \text{ - exponente isoentrópico o relación de calores específicos.}$$

El comportamiento de determinación de η_t es como sigue:

* de la ecuación de condición de isoentropía $Tv^{k-1} = \text{const}$, para la

línea $n-1-2$ es:

$$T_n v_n^{k-1} = T_1 v_1^{k-1} = T_2 v_2^{k-1} \text{ ----> } T_2 = T_n \left(\frac{v_n}{v_2}\right)^{k-1} = T_n \left(\frac{v_n}{v_0}\right)^{k-1} =$$

$$= T_n r_{vt}^{k-1} \text{ porque } v_2 = v_0,$$

* de la ecuación de condición isométrica $T/p = \text{const}$, para la línea

2-3 es:

$$\frac{T_2}{p_2} = \frac{T_3}{p_3} \text{ ----> } \frac{T_2}{T_3} = \frac{p_2}{p_3} = \frac{1}{\alpha}; T_3 = \alpha T_2 = \alpha \varphi T_n r_{vt}^{k-1}$$

* de la ecuación de condición e isóbara $T/v = \text{const}$, para la línea 3-4 es:

$$\frac{T_4}{v_4} = \frac{T_3}{v_3} \text{ ----> } \frac{T_4}{T_3} = \frac{v_4}{v_3} = \varphi \text{ ----> } T_4 = \varphi T_3 = \varphi \alpha T_n r_{vt}^{k-1}$$

* de la ecuación de condición de isoentropía $Tv^{k-1} = \text{const}$, para la

línea 4-5 es:

$$T_4 \cdot v_4^{k-1} = T_5 v_5^{k-1} \text{ ----> } T_5 = T_4 \left(\frac{v_4}{v_5}\right)^{k-1}$$

$$\text{pero } \frac{v_4}{v_5} = \frac{v_4/v_3}{v_5/v_3} = \frac{v_4/v_3}{v_1/v_3} = \frac{\varphi}{r_v}, \text{ } r_v = \frac{r_{vt}}{r_{vs}}, \text{ } v_5 = v_1,$$

$$T_5 = T_4 \left(\frac{\varphi}{r_v}\right)^{k-1} = \varphi \alpha T_n r_{vt}^{k-1} \left(\varphi \frac{r_{vs}}{r_{vt}}\right)^{k-1} = \varphi^k \alpha T_n r_{vs}^{k-1}$$

* de la ecuación de condición de isobara $T/v = \text{const}$, para la línea

6-n:

$$\frac{T_6}{v_6} = \frac{T_n}{v_n} \text{ ----> } \frac{T_6}{T_n} = \frac{v_6}{v_n} = \frac{1}{r_{vs}} \text{ ----> } T_6 = T_n \cdot \frac{1}{r_{vs}};$$

finalmente se obtiene el rendimiento térmico:

$$\eta_t = 1 - \frac{c_v (\varphi^k \alpha T_n r_{vs}^{k-1} T_n \frac{1}{r_{vs}}) - c_p (\alpha T_n r_{vt}^{k-1} T_n r_{vt} \frac{1}{r_{vs}}) + c_p (T_n - T_n \frac{1}{r_{vs}})}{c_v (\alpha T_n r_{vt}^{k-1} T_n r_{vt}^{k-1}) + c_p (\varphi \alpha T_n r_{vt}^{k-1} - \alpha T_n r_{vt}^{k-1}) + c_p (T_n - T_n \frac{1}{r_{vs}})}$$

$$= 1 - \frac{c_v/c_p (\varphi^k \alpha r_{vs} - \frac{1}{r_{vs}})}{c_v/c_p (\alpha r_{vt}^{k-1}) + c_p/c_p (\varphi \alpha r_{vt}^{k-1} - \alpha r_{vt}^{k-1}) + c_p/c_p (1 - \frac{1}{r_{vs}})}$$

$$= 1 - \frac{\frac{1}{r_{vs}} (\alpha \varphi^k r_{vs}^k - 1)}{r_{vt}^{k-1} (\alpha - 1) + k \alpha r_{vt}^{k-1} (\varphi - 1) + k (1 - \frac{1}{r_{vs}})}$$

$$= 1 - \frac{\alpha \varphi r_{vs}^{k-1}}{r_{vt}^{k-1} \cdot r_{vs}^{(\alpha-1) + r_{vt}^{k-1} \cdot r_{vs} \cdot k \alpha (\varphi-1) + r_{vt}^{k-1} \cdot r_{vs} \cdot k \cdot \frac{1}{r_{vt}^{k-1}} \left(1 - \frac{1}{r_{vs}}\right)}$$

entonces el rendimiento térmico del motor sobrealimentado con compresor (sobrealimentador) mecánico es :

$$\eta_t = 1 - \frac{\alpha \varphi r_{vs}^{k-1}}{r_{vt}^{k-1} \left\{ r_{vs}^{(\alpha-1) + k \cdot r_{vs} / \alpha (\varphi-1) + \frac{1}{r_{vs}^{k-1}} \left(1 - \frac{1}{r_{vs}}\right) \right\}}$$

En caso de falta de sobrealimentación, la relación de compresión del sobrealimentador es $r_{vs}=1$ y el rendimiento térmico η_t de arriba se hace igual al rendimiento térmico del ciclo Duplex simple (cap. 4.1.) y entonces $r_{vt}=r_v$, la relación total de compresión es igual a la relación de compresión del motor. Por eso también la ecuación de η_t se muestra en la forma presentada para facilitar la obtención por el lector, el rendimiento térmico η_t en el ciclo Duplex simple (al poner $r_{vs}=1$ y $r_{vt}=r_v$).

8.2. SOBREALIMENTACION POR TURBOCOMPRESOR.

La solución técnica de sobrealimentación por turbocompresor se muestra esquemáticamente en la fig.32.

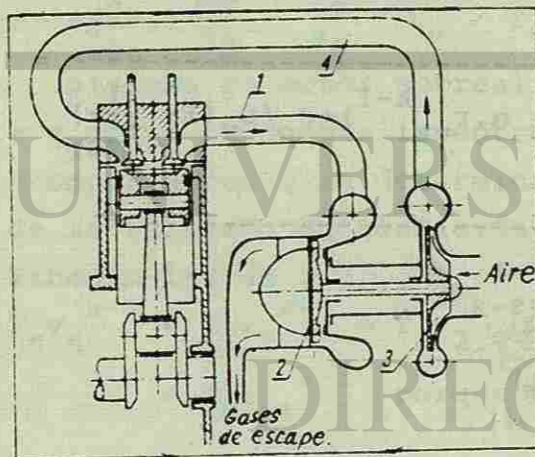


Fig.32.

Funcionamiento de sobrealimentación por turbocompresor en motores de émbolo recíprocante :

1. tubo de escape,
2. turbina de accionamiento (descompresión de gases de escape),
3. compresor con rotor de turbina (compresión de aire),
4. tubo de carga (en la carrera de admisión).

En este caso se considera 4 diagramas componentes y la situación se muestra en la fig. 33.

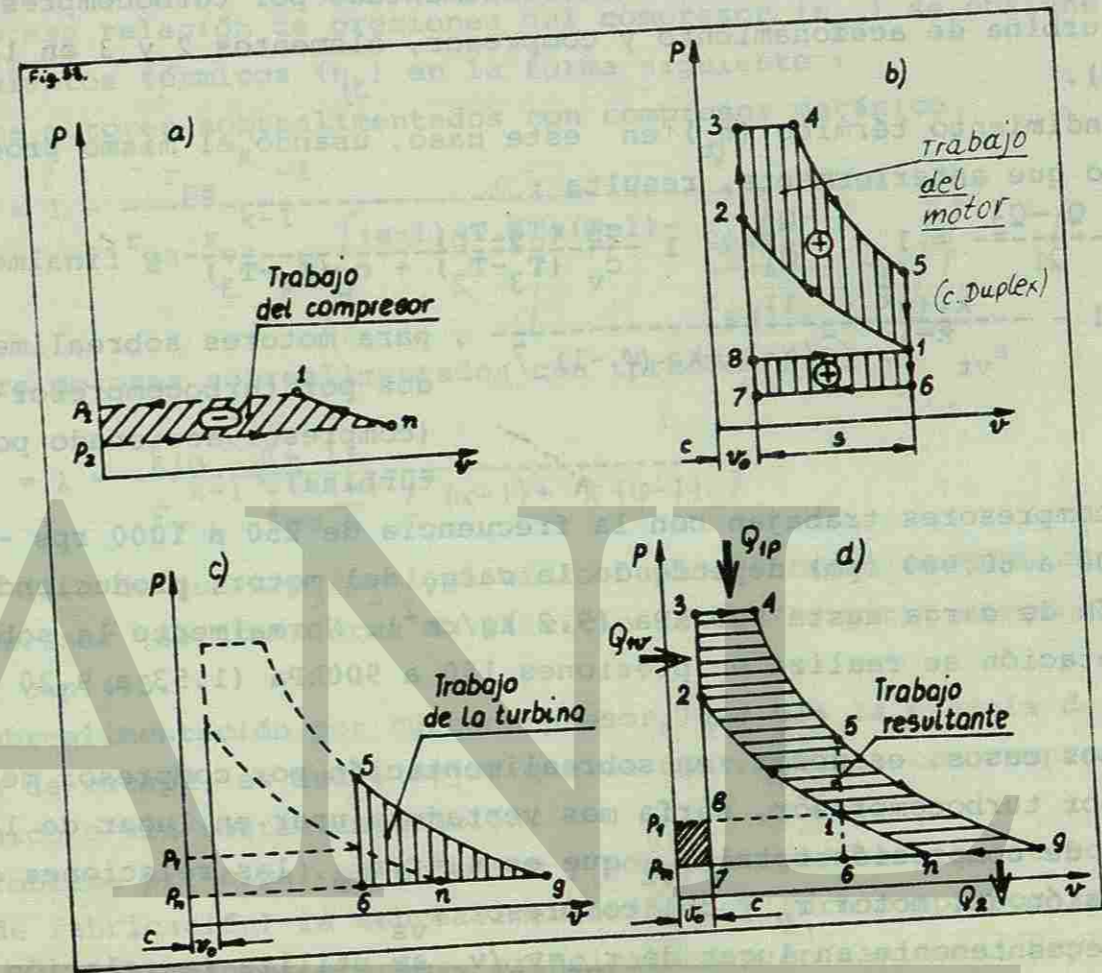


Fig. 33. El ciclo Duplex con sobrealimentación por turbocompresor, :

- a) el ciclo de trabajo del compresor (elemento 3, fig.32)
- b) el ciclo de trabajo Duplex con sobrealimentación (vease fig.31a)
- c) el ciclo de trabajo de la turbina de descompresión de gases de escape en el tubo de escape (elementos 1 y 2 fig.32).
- d) el ciclo resultante Duplex sobrealimentado por turbocompresor -- (turbina de accionamiento y compresor, elementos 2 y 3 en la fig. 32).

El rendimiento térmico (η_t) en este caso, usando el mismo procedimiento que anteriormente, resulta :

$$\eta_t = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{c_p (T_3 - T_2)}{c_p (T_4 - T_3)} \text{ y finalmente}$$

$$\eta_t = 1 - \frac{k \cdot (\alpha^k \varphi - 1)}{r_{vt}^{k-1} \cdot [(\alpha-1) + k\alpha(\varphi-1)]} \text{ , para motores sobrealimentados por turbocompresor --- (compresor accionado por --- turbina).}$$

Turbocompresores trabajan con la frecuencia de 250 a 1000 rps ----- (15,000 a 60,000 rpm) depende de la carga del motor, produciendo la presión de carga hasta 900 kPa (9.2 kg/cm²). Normalmente la sobrealimentación se realiza en presiones 150 a 900kPa (1.53 a 9.20 kg/cm²).

En ambos casos, es decir, en sobrealimentación por compresor mecánico o por turbocompresor, sería mas ventajoso usar en lugar de la relación de compresión total r_{vt} que es $r_{vt} = r_v \cdot r_{vs}$, las relaciones de compresión del motor r_v y del compresor r_{vs} .

Muy frecuentemente en lugar de $r_{vs} = v_n/v_6$ se utiliza la relación de presiones del compresor $r_{ps} = p_1/p_n$.

La relación entre ambas magnitudes es $r_{vs} = r_{ps}^{1/k}$
 * de la ecuación de condición de isoentropia $Tv^{k-1} = \text{const}$, para la línea n-1 es :

$$T_n v_n^{k-1} = T_1 v_1^{k-1} \text{ ----> } T_1 = T_n \left(\frac{v_n}{v_1}\right)^{k-1} = T_n \left(\frac{v_n}{v_6}\right)^{k-1} = T_n r_{vs}^{k-1}$$

porque $v_1 = v_6$.

* de la ecuación de condición de isobara $T/v = \text{const}$, para la línea

6-n es :

$$\frac{T_6}{v_6} = \frac{T_n}{v} \text{ ----> } T_6 = T_n \frac{v_6}{v} = T_n \frac{1}{r_{vs}}$$

* de la ecuación de condición isométrica $T/p = \text{const}$, para la línea 1-6 es :

$$\frac{T_1}{p_1} = \frac{T_6}{p_6} \text{ ----> } \frac{p_1}{p_6} = \frac{T_1}{T_6} \text{ , pero } p_6 = p_n \text{ , } \frac{p_1}{p_n} = \frac{T_1}{T_6} \text{ pues } r_{ps} = \frac{T_1}{T_6}$$

$$r_{ps} = \frac{T_1}{T_6} = \frac{T_n r_{vs}^{k-1}}{T_n} = r_{vs}^k \text{ , } r_{ps} = r_{vs}^k \text{ ----> } r_{vs} = r_{ps}^{1/k}$$

Usando esa relación de presiones del compresor (r_{ps}) se obtiene los rendimientos térmicos (η_t) en la forma siguiente :

1. para motores sobrealimentados con compresor mecánico,

$$\eta_t = 1 - \frac{r_{ps}^{k-1}}{r_{ps} \cdot r_v^{k-1}} \left\{ \frac{(\alpha-1) + k \left[\alpha(\varphi-1) - \frac{r_{ps}^{k-1}}{r_{ps} \cdot r_v^{k-1}} \right]}{r_{ps} \cdot r_v^{k-1}} \right\}$$

2. para motores sobrealimentados con turbocompresor,

$$\eta_t = 1 - \frac{k(\alpha^{1/k} \varphi - 1)}{r_v^{k-1} r_{ps}^{k-1} [(\alpha-1) + k(\varphi-1)]}$$

En el caso de que $\alpha = p_3/p_2 = 1$, el ciclo Duplex sobrealimentado por turbocompresor se transforma en el ciclo Joule (Brayton) mencionado en el cap.4.5.

La sobrealimentación por turbocompresor, que usa la energía de los gases de escape, es mucho mejor que de usar motores con compresor mecánico o sin sobrealimentación.

El problema principal es el costo y por eso (por razones de economía de fabricación) la sobrealimentación por turbocompresor se le aplica a los motores grandes, principalmente en camiones. Hay también pruebas de su aplicación en motores para coches. Pero para el uso industrial común es necesario bajar el costo de producción del sistema de sobrealimentación por turbocompresor, para aplicarlo en motores más pequeños. Ahora el precio del coche con motor sobrealimentado aumenta mucho en porcentaje comparándolo con el precio sin sistema de sobrealimentación.

El rendimiento volumétrico η_v para motores sobrealimentados es :

$$\eta_v = \frac{m_a}{m_t} = \frac{m_1}{m_n} \frac{p_1 v_1}{R \cdot T_1} \frac{p_n T_n}{p_n T_1} \text{ , (*) porque en cada caso se aplica el mismo volumen } v_1 \text{ en otras condiciones de presión y temperatura absoluta. ;}$$

(*) $m = \frac{p_v}{RT}$ - para gases perfectos, donde : m-masa, p-presión, v-volumen, T-temperatura absoluta, °K, R-constante de gas (para aire- $R=287\text{Nm/kg}\cdot\text{deg}=29.3\text{ kgm/kg}\cdot\text{deg}$; vease "Transferencia de Calor").

* de la condición de isoentropia $T v^{k-1} = \text{const}$, para la línea n-1 es : $T_n v_n^{k-1} = T_1 v_1^{k-1} \rightarrow T_1 = T_n \left(\frac{v_n}{v_1}\right)^{k-1} = T_n r_{vs}^{k-1}$, porque $v_1 = v_6$

* de la condición isométrica $T/p = \text{const}$, para la línea 1-6 es : $\frac{T_1}{p_1} = \frac{T_6}{p_6} \rightarrow p_1 = p_6 \frac{T_1}{T_6} = p_n \frac{T_1}{T_6}$, porque $p_6 = p_n$

* de la condición de isobara $T/v = \text{const}$, para la línea 6-n es : $\frac{T_6}{v_6} = \frac{T_n}{v_n} \rightarrow T_6 = T_n \frac{v_6}{v_n} = T_n \frac{1}{r_{vs}}$

Finalmente se obtiene :
$$\eta_v = \frac{p_1 \cdot T_n}{p_n \cdot T_1} = \frac{p_n \cdot \frac{T_1}{T_6} \cdot T_n}{p_n \cdot T_1} = \frac{p_n \cdot T_n \cdot \frac{1}{r_{vs}}}{p_n \cdot T_1} = \frac{r_{vs}^k}{r_{vs}^{k-1}} = r_{vs}$$

pero $r_{vs} = r_{ps}^{\frac{1}{k}} = \left(\frac{p_1}{p_n}\right)^{\frac{1}{k}}$ donde

-- p_1 /kg/cm², - presión de carga del sobrealimentador ($p_1 = 1.53 \div 9.20$ kg/cm²)

-- p_n /kg/cm², - presión atmosférica normal, $p_n = 1$ kg/cm²; entonces $\eta_v = r_{vs} = r_{ps}^{\frac{1}{k}} = \left(\frac{p_1}{p_n}\right)^{\frac{1}{k}}$

El rendimiento volumétrico (η_v) de motores sobrealimentados es igual a la relación de compresión del sobrealimentador (r_{vs}) o igual a la raíz k de la relación de presiones del mismo sobrealimentador

$\left(r_{ps}^{\frac{1}{k}} = \sqrt[k]{r_{ps}}\right)$, y es siempre mayor de uno, porque :

$$r_{ps}^{\frac{1}{k}} = \left(\frac{p_n}{p_1}\right)^{-\frac{1}{k}} = \left(\frac{1}{1.53} \text{ a } \frac{1}{9.20}\right)^{-\frac{1}{1.4}} = 1.355 \text{ a } 4.880$$

9. COMBUSTIBLES PARA MOTORES.

Generalmente en los motores de combustión interna se usan combustibles líquidos (pero hay también gaseosos) por sus ventajas que tienen; mucha energía potencial por unidad de masa, se transportan, almacenan y sobrecargan fácilmente, y casi no contienen componentes incombustibles.

Normalmente se utilizan varios tipos de gasolina y combustibles Diesel (llamados también como petróleos o aceites combustibles, combustoles o gasoleos). Todos los tipos de combustibles se obtienen normalmente por tres procesos típicos :

1. destilación natural del petróleo crudo,

2. síntesis de los productos obtenidos de la destilación de carbón.
3. catalisis pirogénica (cracking) del petróleo crudo.

La mayor parte de los combustibles se producen por el empleo del tercer proceso, mejorando sus propiedades antes que salgan al comercio. Los procesos de mejoramiento de los combustibles de varios tipos y la calidad de las gasolinas se determina por el número de octanos y la de los aceites combustibles (diesel) por sus números cetánicos.

Número octano (NO) llamado también índice octánico, es un número que determina en forma porcentual la cantidad de iso-octanos (trimetil pentano) C_8H_{18} en la mezcla con heptano C_7H_{16} , que se quema igual a la gasolina investigada (con la misma intensidad a la combustión de golpeteo).

El golpeteo (ola detonación) son los términos usados para significar cualquier sonido desusual que aparece en el proceso de combustión (vease cap.10.2) debido al autoencendido de cualquier tipo de combustible (pero sobre todo en gasolinas).

Número cetano (NC) llamado también índice cetánico, es un número que determina porcentualmente la cantidad de cetano (hexadecano) $C_{16}H_{34}$ en la mezcla con alfa-metil-naftaleno $C_{11}H_{10}$ y que se quema igual que el aceite combustible investigado para motores Diesel (con la misma sensibilidad al autoencendido).

La comparación de los números octanos y cetanos se muestra en la fig.34.

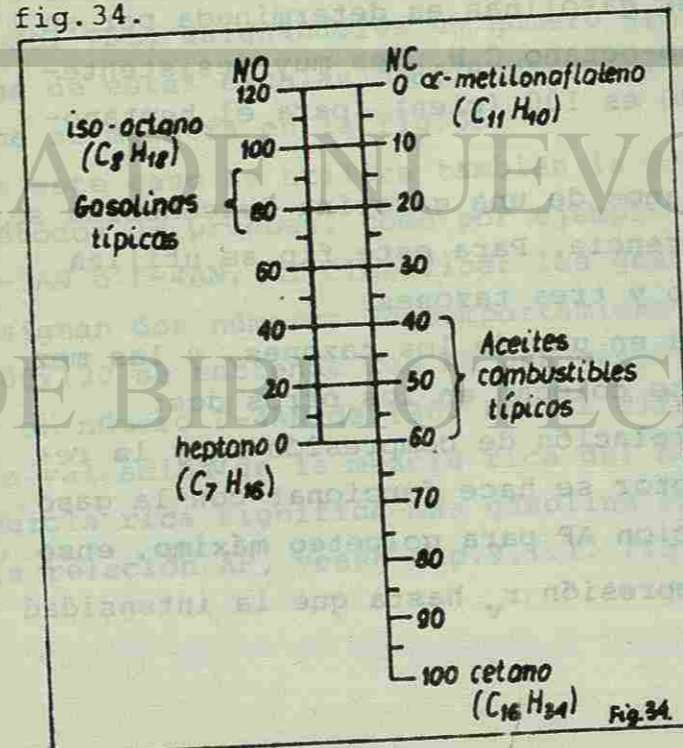


Fig.34. Los valores del número octánico (NO) y número cetánico (NC) de combustibles utilizados para motores de combustión interna (tipo Otto y Diesel). Las gasolinas típicas son de 75 a 95 de NO.; Los aceites combustibles típicos son de 40 a 60 de NC.

(*) $m = \frac{p_v}{RT}$ - para gases perfectos, donde : m-masa, p-presión, v-volumen, T-temperatura absoluta, °K, R-constante de gas (para aire- $R=287 \text{ Nm/kg} \cdot \text{deg} = 29.3 \text{ kgm/kg} \cdot \text{deg}$; vease "Transferencia de Calor").

* de la condición de isoentropia $T v^{k-1} = \text{const}$, para la línea n-1 es :

$$T_n v_n^{k-1} = T_1 v_1^{k-1} \rightarrow T_1 = T_n \left(\frac{v_n}{v_1}\right)^{k-1} = T_n r_{vs}^{k-1}, \text{ porque } v_1 = v_6$$

* de la condición isométrica $T/p = \text{const}$, para la línea 1-6 es :

$$\frac{T_1}{p_1} = \frac{T_6}{p_6} \rightarrow p_1 = p_6 \frac{T_1}{T_6} = p_n \frac{T_1}{T_6}, \text{ porque } p_6 = p_n$$

* de la condición de isobara $T/v = \text{const}$, para la línea 6-n es :

$$\frac{T_6}{v_6} = \frac{T_n}{v_n} \rightarrow T_6 = T_n \frac{v_6}{v_n} = T_n \frac{1}{r_{vs}}$$

Finalmente se obtiene :

$$\eta_v = \frac{p_1 \cdot T_n}{p_n \cdot T_1} = \frac{p_n \cdot \frac{T_1}{T_6} \cdot T_n}{p_n \cdot (T_n \cdot r_{vs}^{k-1})} = \frac{p_n \cdot T_n \cdot \frac{1}{r_{vs}}}{p_n \cdot T_n \cdot r_{vs}^{k-1}} = \frac{r_{vs}^k}{r_{vs}^{k-1}} = r_{vs}$$

pero $r_{vs} = r_{ps}^{\frac{1}{k}} = \left(\frac{p_1}{p_n}\right)^{\frac{1}{k}}$ donde

-- p_1 /kg/cm², - presión de carga del sobrealimentador ($p_1 = 1.53 \div 9.20 \text{ kg/cm}^2$)

-- p_n /kg/cm², - presión atmosférica normal, $p_n = 1 \text{ kg/cm}^2$; entonces

$$\eta_v = r_{vs} = r_{ps}^{\frac{1}{k}} = \left(\frac{p_1}{p_n}\right)^{\frac{1}{k}}$$

El rendimiento volumétrico (η_v) de motores sobrealimentados es igual a la relación de compresión del sobrealimentador (r_{vs}) o igual a la raíz k de la relación de presiones del mismo sobrealimentador

$\left(r_{ps}^{\frac{1}{k}} = \sqrt[k]{r_{ps}}\right)$, y es siempre mayor de uno, porque :

$$r_{ps}^{\frac{1}{k}} = \left(\frac{p_n}{p_1}\right)^{-\frac{1}{k}} = \left(\frac{1}{1.53} \text{ a } \frac{1}{9.20}\right)^{-\frac{1}{1.4}} = 1.355 \text{ a } 4.880$$

9. COMBUSTIBLES PARA MOTORES.

Generalmente en los motores de combustión interna se usan combustibles líquidos (pero hay también gaseosos) por sus ventajas que tienen; mucha energía potencial por unidad de masa, se transportan, almacenan y sobrecargan fácilmente, y casi no contienen componentes incombustibles.

Normalmente se utilizan varios tipos de gasolina y combustibles Diesel (llamados también como petróleos o aceites combustibles, combustoles o gasoleos). Todos los tipos de combustibles se obtienen normalmente por tres procesos típicos :

1. destilación natural del petróleo crudo,

2. síntesis de los productos obtenidos de la destilación de carbón.
3. catalisis pirogénica (cracking) del petróleo crudo.

La mayor parte de los combustibles se producen por el empleo del tercer proceso, mejorando sus propiedades antes que salgan al comercio. Los procesos de mejoramiento de los combustibles de varios tipos y la calidad de las gasolinas se determina por el número de octanos y la de los aceites combustibles (diesel) por sus números cetánicos.

Número octano (NO) llamado también índice octánico, es un número que determina en forma porcentual la cantidad de iso-octanos (trimetil pentano) C_8H_{18} en la mezcla con heptano C_7H_{16} , que se quema igual a la gasolina investigada (con la misma intensidad a la combustión de golpeteo).

El golpeteo (ola detonación) son los términos usados para significar cualquier sonido desusual que aparece en el proceso de combustión (vease cap.10.2) debido al autoencendido de cualquier tipo de combustible (pero sobre todo en gasolinas).

Número cetano (NC) llamado también índice cetánico, es un número que determina porcentualmente la cantidad de cetano (hexadecano) $C_{16}H_{34}$ en la mezcla con alfa-metil-naftaleno $C_{11}H_{10}$ y que se quema igual que el aceite combustible investigado para motores Diesel (con la misma sensibilidad al autoencendido).

La comparación de los números octanos y cetanos se muestra en la fig.34.

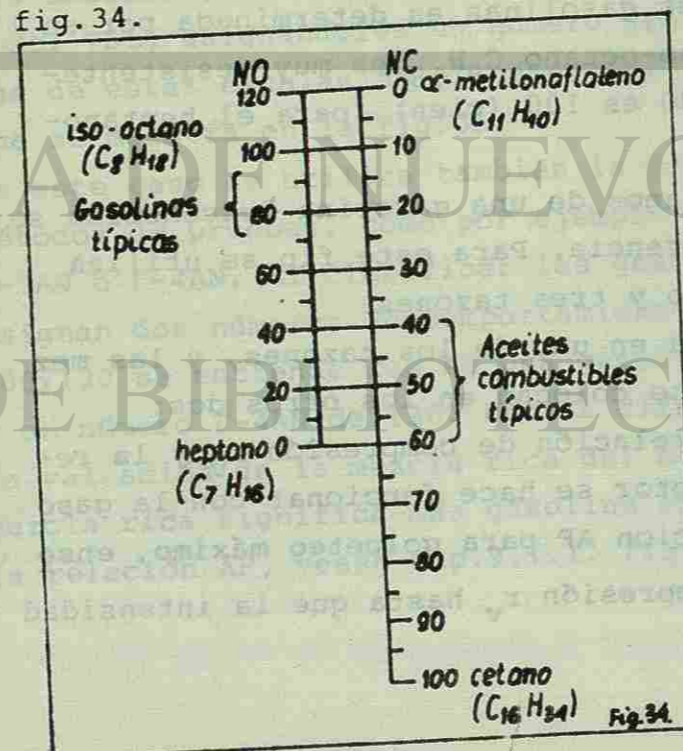


Fig.34. Los valores del número octánico (NO) y número cetánico (NC) de combustibles utilizados para motores de combustión interna (tipo Otto y Diesel). Las gasolinas típicas son de 75 a 95 de NO.; Los aceites combustibles típicos son de 40 a 60 de NC.

9.1. GASOLINAS.

Las gasolinas son combustibles aplicados generalmente en motores ECH (Otto) y deben tener las propiedades siguientes :

1. características de golpeteo; se les determina por el NC, la mejor gasolina tiene el mayor número de octanos.
2. volatilidad;
 - a) características de arranque; la gasolina pondrá en movimiento al motor rápidamente (abajo de 10 vueltas del cigüeñal) a la temperatura ambiente.
 - b) características de vaporización; la vaporización limita el flujo de combustible líquido, la gasolina debe tener una baja presión de vapor.
 - c) comportamiento en la carrera; son mejores las gasolinas con la temperatura más baja de destilación.
 - d) dilución en el cárter; la condensación o vaporización de la gasolina causa la dilución del aceite lubricante en el cárter, por eso la gasolina debe tener una baja temperatura de destilación.
3. depósitos de goma y barniz; la gasolina no deberá depositar en el motor, ni goma ni barniz.
4. corrosión; la gasolina y sus productos de combustión no deben ser corrosivos.
5. costo; la gasolina deberá ser barata.

La resistencia al golpeteo de las gasolinas es determinada por su número de octanos, pues si el iso-octano C_8H_{18} es muy resistente a la combustión detonante y su NO es 100 (cien), para el heptano C_7H_{16} el NO es 0 (cero).

Para determinar el número de octanos de una gasolina desconocida se le compara con gasolinas de referencia. Para este fin se utiliza un motor especial con un cilindro y tres tazones.

La gasolina investigada se coloca en uno de los tazones, y las mezclas combustibles de referencia se colocan en los otros dos.

En el motor se pueden variar la relación de compresión r_v y la relación aire-combustible AF. El motor se hace funcionar con la gasolina estudiada ajustando la relación AF para golpeteo máximo, en seguida se varía la relación de compresión r_v hasta que la intensidad

del golpeteo sea la de norma-55 (según a las especificaciones de ASTM D 357-47 y D 908-47T). Fijando la relación de compresión r_v en esa posición se prueban por separado dos combustibles de referencia, de los otros dos tazones.

Así se consignan las lecturas del medidor de golpeteo para las lecturas del medidor de golpeteo para las gasolinas conocidas (con NO conocidos). Estas dos gasolinas conocidas deberán diferir por no más de 2 números de octanos uno de la otra, antes de que se haga la interpolación de las lecturas del medidor de golpeteo, para encontrar el número de octanos equivalente al NO del combustible desconocido.

Este método se usa para combustibles con cifras de octanos inferiores a 100, comunes en motores de combustión interna automotrices. Hay otros métodos aplicados para motores de aviación (por ej. la especificación ASTM D 614-47T y D909-47T) que sin embargo se parecen mucho al método descrito.

La resistencia al golpeteo de gasolinas se mejora también por añadir algunos componentes especiales que son :

1. tetraetilo de plomo $Pb(C_2H_5)_4$ llamado TEL,
2. carbonileno de hierro $Fe(CO)_5$
3. anilina $C_6H_5NH_2$.

Las gasolinas de este tipo pueden dar valores mayores de NO=100, y para remediar la falla de la escala de octanos que no sobrepasa 100 unidades, comunmente se les nomina en función del iso-octano y del TEL, asignándoles un número arbitrario de comportamiento.

Una de estas escalas es el número de comportamiento Army-Navy AN que se muestra en la fig.35.

En este caso se utiliza también la designación especial de los métodos de pruebas, como por ejemplo :

F-3AN o F-4AN. Al clasificar las gasolinas para aviación se les asignan dos números de comportamiento. El combustible de grado 100/130 se entiende que es una gasolina con un número F-3AN de 100 y un número F-4AN de 130. Por la diferencia en grados se muestra la valuación de la mezcla rica del combustible de aviación (la mezcla rica significa más gasolina en la mezcla aire-gasolina de la relación AF, vease cap.9.1.1. fig. 38).

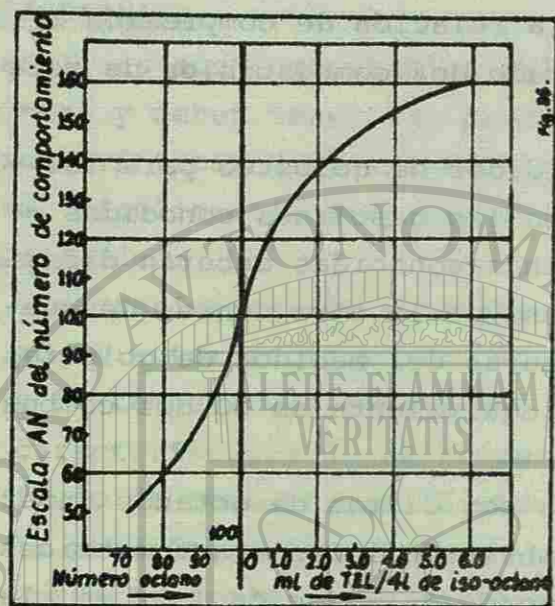


Fig. 35.
Escala Army-Navy AN del número de comportamiento para combustibles mayores del número de octanos NO=100.

La volatilidad de la gasolina se determina por su grado de destilación usando un aparato mostrado en la fig. 36.

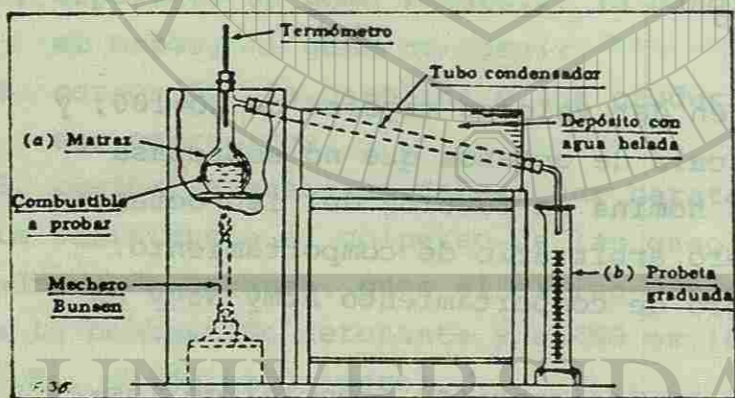


Fig. 36.
Aparato de pruebas de destilación ASTM usado para determinaciones de volatilidad de combustibles.

Al matraz a del aparato que contiene 100ml de combustible, se aplica el calor y se registran las temperaturas, cuando cae la primera gota adentro del vaso graduado b, lo mismo que cuando las gotas al sumar 5,10,15% etc. se condensan.

Al final de la prueba se registra la temperatura final. Juntando la cantidad de gasolina de la probeta b con el residuo que se dejó en el matraz a se nota que la suma no es igual a la cantidad anterior. A dicha porción se le llama "pérdida" y representa la parte más vo-

látil del combustible. Los datos corregidos de la destilación ASTM se obtiene añadiendo la pérdida a cada lectura de los datos observados en las temperaturas calculando el porcentaje volatilizado o evaporado.

Esos datos no pueden ser relacionados directamente con el comportamiento del combustible en el motor, porque las condiciones en el múltiple no reproducen las del procedimiento, de la prueba ASTM. Por eso se han desarrollado pruebas más complicadas que simulan las condiciones del motor; de las más conocidas son la de Bridgeman y Brown llamadas pruebas de destilación de aire en equilibrio (EAD). La prueba de la ASTM mostrada anteriormente presenta la determinación de la volatilidad del combustible, y por su simplicidad es la más rápida y barata.

Las especificaciones para goma y propiedades corrosivas del combustible se hacen para disminuir el trabajo incorrecto del motor y economizar en su funcionamiento.

Se llama goma en los combustibles a todas las impurezas que tienen tendencia a formar líquidos viscosos y sólidos. En la prueba ASTM-D 381-36 se evapora 50 ml de gasolina en un plato de vidrio pasando aire caliente de 8 a 14 minutos, luego el plato se pesa y la diferencia en peso es el contenido real de goma calculando en mg/100 ml de gasolina que generalmente deberá contener menos de 2 mg por 100 ml de su cantidad volumétrica.

Los componentes corrosivos en las gasolinas son azufre libre S y sus composiciones, de las cuales la más peligrosa es el bióxido de azufre SO₂ que en presencia de agua tiende a formar ácido sulfúrico H₂SO₄ que actúa químicamente causando corrosión severa en todos los elementos del motor. Un problema parecido aparece también en los gases de escape. El efecto corrosivo del combustible se mide (prueba ASTM D 130-30) sumergiendo en una muestra de combustible (de gasolina o aceite diesel), una tira pulida de cobre y calentándola durante 3 horas. Comparando 2 tiras, una no tratada por combustible u otra tratada, se puede notar una decoloración o no, dependiendo de la corrosividad del combustible. Finalmente, el contenido de azufre se mide determinando la cantidad de bióxido de azufre formado por la combustión y trasladando esto a un peso equivalente de azufre libre. Para la mayoría de las gasolinas se exige un contenido de azufre menor del 0.1%.

9.1.1. PODERES CALORIFICOS DE COMBUSTIBLES.

El poder calorífico (Qpc) de un combustible es una propiedad muy importante, porque determina la cantidad de calor (y finalmente de trabajo) que se puede obtener de la unidad de masa o volumen del combustible, quemándolo completamente. Se le determina en $[\bar{kcal}/kg]$, $[\bar{kcal}/m^3]$, $[\bar{kJ}/kg]$, $[\bar{kJ}/m^3]$ o $[\bar{Btu}/kg]$. Se le recuerda que de 1 kcal se obtienen 4.2 kJ o 3.97 Btu del trabajo (1J=1Nm, 1kJ=10³J=1kNm y 1Btu=1055J).

Principalmente se distinguen dos tipos de poderes caloríficos :

1. poder calorífico superior (bruto)- Qpcs, que es la cantidad de calor obtenida de la unidad de masa o de volumen, cuando el agua formada por la combustión se condensa completamente durante la prueba (pues se encuentra en el estado líquido).
2. poder calorífico inferior (neto), Qpci, que es la cantidad de calor obtenida de la unidad de masa o de volumen, cuando el agua formada por la combustión existe solo en el estado vapor (gaseoso).

Para explicar se debe decir que cada proceso de combustión de combustibles que contiene hidrógeno (para motores automotrices) forma en sus productos una cierta cantidad de agua.

Si el H₂O se condensa, se obtendrá una mayor cantidad de calor que si el agua existiera en estado de vapor (gaseoso) y por eso se les llama procesos bruto y neto. Además, en la literatura muy frecuentemente se usa la denominación pura "poder calorífico del combustible" que debe entenderse prácticamente como el poder calorífico inferior porque el otro se le designa como superior o bruto para distinguirlo.

El calor de combustión se mide a volumen constante o a presión constante. El primero puede medirse mediante la bomba calorimétrica (de Berthollet, Mahler, Krockner, Hempel, Emerson, etc.), y el segundo mediante un calorímetro de gas (de Junkers, de Precisión Scientific Co., etc.). En ambos casos existen varias construcciones de bombas y calorímetros tratadas en la literatura adecuada de Transferencia de Calor o de Termodinámica. Para combustibles usados en motores ECH (Otto) el más importante es el poder calorífico de volumen de mezcla de aire-combustible, designado en las $[\bar{kcal}/mm^3]$, $[\bar{kJ}/mm^3]$, $[\bar{Btu}/mm^3]$ o $[\bar{kcal}/kmol]$, $[\bar{kJ}/kmol]$ y $[\bar{Btu}/Kmol]$ que se determina para varios

rendimientos volumétricos $\eta_v = 0.4- 1.6$. Hay equivalencias de Kmol (Kilomol) llamados como densidad de Kmol- μ . Por ejemplo para aire- $\mu = 29$ Kg/Kmol, para hidrógeno H₂ es $\mu = 2$ kg/Kmol, para bióxido de carbono CO₂ es $\mu = 44$ kg/Kmol, para oxígeno O₂ es $\mu = 32$ kg/Kmol, etc.

La tabla en la fig. 37 muestra el poder calorífico inferior Qpci-Qpc para la mezcla normal con $\eta_v = 1$.

Combustible	Poder calorífico inferior			Qpci-Qpc		
	Kcal/mm ³	kJ/mm ³	Btu/mm ³	Kcal/Kmol	kJ/Kmol	Btu/Kmol
Mezcla aire gasolina en $\eta_v = 1$.	890	3740	3545	20 000	83 800	79431
Mezcla aire keroseno en $\eta_v = 1$.	895	3760	3564	20 100	84 400	80 000

Fig.37. Poderes caloríficos de las mezclas combustibles automotrices y de aviación (con keroseno).

Los valores máximos del poder calorífico de mezclas combustibles se logran para el rendimiento volumétrico $\eta_v = 1$ que se muestra en la fig. 38, que se denominan por esta razón, como mezclas pobres (a gasolina; $\eta_v > 1$) y mezclas ricas (a gasolina; $\eta_v < 1$).

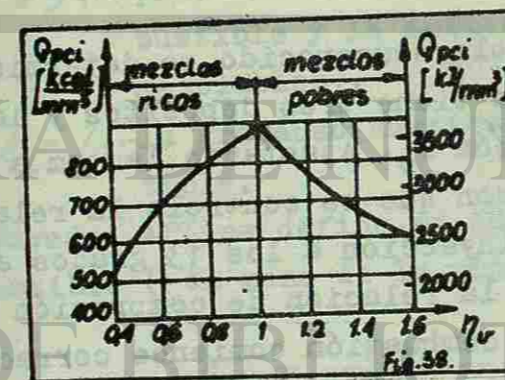


Fig. 38. Valores de poderes caloríficos inferiores Qpci de mezclas ricas y pobres automotrices de aire-combustible.

Los valores medios del poder calorífico (inferior) de gasolina varían cerca de $Q_{pci} = 10200$ a 10500 kcal/kg = 42705 a 43961 kJ/kg = 40479 Btu/kg y los del aceite combustible diesel varían entre 8500 a 10500 de Q_{pci} kcal/kg = 35588 a 43961 kJ/kg = 33732 a 41670 Btu/kg.

9.2. ACEITES COMBUSTIBLES DIESEL.

Los aceites combustibles son comunmente usados en los motores EC (Diesel) y los requisitos para ser buen combustible diesel son :

1. características de golpeteo; generalmente se aplica también el número cetano mayor para disminuir la posibilidad de golpeteo.
2. características de arranque; se exige gran volatilidad y número cetano alto del combustible.
3. humo y olor; el combustible no debe producir ni humo ni olor, pues se requiere buena volatilidad para tener combustión completa.
4. corrosión y desgaste; este requisito parece referirse directamente al azufre, ceniza y residuos del combustible.
5. fácil manejo; el combustible debe ser un líquido que fluya facilmente (punto de fluidez y la viscosidad adecuados) bajo todas las condiciones que se presenten.

El número cetano (NC) es exactamente graduado por características de autoencendido. Como las demoras del encendido (cap.10.3) son el factor primario para controlar el autoencendido inicial, el golpeteo en motores Diesel debe referirse directamente a la demora del encendido del combustible.

El número cetano NC de un aceite combustible desconocido se determina en motores especiales con un cilindro, que tiene tres depósitos y la posibilidad de variar la relación de compresión r_v . Ajustando la bomba de inyección para un suministro específico (con que se controla la relación aire-combustible AF) y comenzando la inyección a los 13 grados antes del PMS (punto muerto superior), se varía la relación de compresión r_v hasta encontrar la posición en la cual la combustión comience correctamente en el PMS. Esto significa que la demora del encendido es de 13 grados.

La relación r_v encontrada se refiere a un diagrama de NC- r_v determinando el número cetano NC del combustible.

Para mayor precisión se seleccionan dos combustibles de referencia que no difieran en más de 8 unidades de NC; se varia la relación de compresión r_v para cada combustible de referencia (con NC conocido) hasta lograr la demora normal de 13 grados. El NC del combustible desconocido se determina mediante interpolación de las relaciones de compresión de los combustibles conocidos. El cetano (hexadecano) $C_{16}H_{34}$ tiene su sensibilidad al autoencendido muy grande y por eso tiene su NC=100, el metil-naftaleno $C_{11}H_{10}$ tiene su NC=0 (cero) y no muestra la sensibilidad al autoencendido. Por las diferencias en aceites combustibles del mercado se requieren aditivos para elevar el NC hasta valores convencionales (40 a 60 de NC).

Esto son : amil tionitrato, tetra butil tionitrato, etil tionitrato, amil nitrito, acetil peroxido, amil nitrato, n-butyl nitrato y etil nitrato.

El más común es amil nitrato que se produce comercialmente a un costo que permite su empleo en los combustibles como aditivo. Los motores Diesel de alta (arriba de 1200 rpm) y media (500 a 1200 rpm) velocidad requieren de combustibles con NC=50 a 60. Para relacionar aproximadamente el número cetano de la mayoría de los combustibles comerciales se ha también empleado en USA u otros países el número índice Diesel que se define como :

$$DI = \frac{PA \times G_{API}}{100} \quad \text{donde}$$

PA [°F],- punto de anilina, la temperatura en [°F] a la cual el combustible y la anilina (sustancia química) son completamente mezclables.,

G_{API} [-],-la gravedad American Petroleum Institute (API) del combustible.

La gravedad API se define en función de la gravedad específica del combustible (el peso de la unidad de volumen del fluido a 15°C o 60°F) como :

$$G_{API} = \frac{141.5}{\gamma} - 131.5$$

La relación entre DI y NC se muestra en la fig.39.

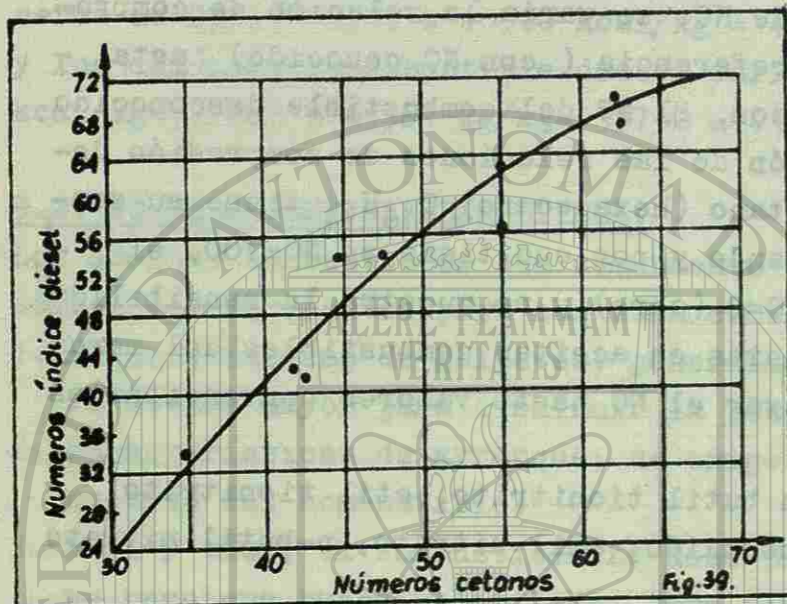


Fig. 39. Relación entre el número cetano NC y el índice Diesel - DI de combustibles (calidad de encendido del combustible).

9.2.1. ALGUNAS ESPECIFICACIONES PARA ACEITE COMBUSTIBLE.

Fuera de las designaciones escritas en el capítulo anterior hay otras especificaciones del combustible diesel que son : volatilidad, cantidad de azufre, ceniza y residuos, punto de fluidez y viscosidad.

La volatilidad del combustible diesel se determina por su grado de destilación (vease cap. 9.1. fig.36) haciendo las gráficas de las cantidades destiladas (porcentualmente) en función de las temperaturas, de la misma manera que se hace para las gasolinas.

Las cantidades de residuos, etc., se determinan dependiendo del tipo de residuo. La influencia del azufre fue escrita en el cap. 9.1. en las propiedades corrosivas de gasolina.

El mismo método se le aplica al combustible diesel. La formación del trióxido de azufre SO_3 en combustión de aceite causa formación de ácido sulfurico H_2SO_4 muy corrosivo y materiales resinosos que endurecen quedando como barniz y carbón. Eso acelera el desgaste del motor por eso se dice que un contenido de azufre superior a 1.0 % es perjudicial, y cantidades de 0.5 % son económicamente permisibles (en gasolinas abajo de 0.1%). El contenido de carbón se determina en la prueba de Conradson (ASTM D 189-41) calentando por largo tiempo una muestra de combustible.

El porcentaje en peso de la sustancia que se deja, es el residuo de carbón.

Este aparece sobre todo cuando se quema el combustible con una cantidad limitada de oxígeno e influye perjudicialmente a la combustión en los cilindros del motor.

El contenido de ceniza es un índice abrasivo de los productos de la combustión que ocasionarán desgaste en el motor. En la prueba se calienta el aceite hasta que los vapores se incendian; el residuo que no se quema es la ceniza, en por cientos, del peso de la muestra investigada. También la presencia de agua en el combustible (sobre todo agua salada) es especialmente dañina y por eso se centrifuga el aceite combustible comercial. El punto de fluidez es importante para motores que trabajan a temperaturas bajas. El aceite deberá tener ese punto a 6°-8°C (10°-15°F) abajo de la temperatura de trabajo. Se le determina enfriando una muestra de aceite en un recipiente y pasandolo de la posición vertical a la horizontal de modo que no ocurra ningun movimiento perceptible del aceite durante 5 segundos (prueba ASTM 97-39).

A esta temperatura la alimentación del motor por gravedad del combustible no es posible.

La viscosidad del combustible (o de un fluido) es la medida de la resistencia que opone el fluido para fluir. En la práctica ese termino se refiere al tiempo necesario para que una cantidad del fluido escape a través de un orificio (prueba ASTM D 88-38) sometido a la fuerza de gravedad. El tubo y el orificio son normalizadas y la prueba lleva el nombre del inventor del aparato. En USA se usa el viscosímetro Saybolt y una viscosidad de 100 seg. a 38°C (100°F) dice que 60 ml de aceite a 38°C (100°F) requieren 100 segundos para fluir por un tubo y un orificio del aparato Saybolt. En Europa se aplica el mismo método usando varios viscosímetros, de Saybolt, de Höppler, de Engler etc.

La viscosidad del combustible ejerce una gran influencia sobre la formación del rocío durante la inyección por bomba (cap.10.3) a la cámara de combustión. Altas viscosidades producen gotas de gran tamaño y pobre mezcla con aire, las bajas acentúan su fuga por las paredes del émbolo evitando la correcta dosificación del combustible (y sus cualidades lubricantes son también bajas). La viscosidad VUS o VS (Viscosímetro Universal Saybolt) para la mayoría de los motores diesel de alta velocidad (arriba de 1200 rpm) oscila entre 35 a 70 seg. de 38°C (100°F).

10. COMBUSTION EN MOTORES.

La condición necesaria para causar la combustión dentro de los cilindros del motor es la preparación de la mezcla correcta de aire-combustible. Una buena mezcla debera tener una composición homogénea en todo el volumen del cilindro. En motores ECH(Otto) la mezcla se forma generalmente a partir del carburador (cap.11) hasta que se enciende con la chispa en el cilindro; y en motores EC (Diesel) o con inyección de combustible, la formación de mezcla empieza en el punto de inyección hasta quemar toda la cantidad durante el proceso de combustión.

Prácticamente la mezcla se enciende (en ambos motores ECH y EC) y se quema en ciertas condiciones, es decir, hasta que su composición se encuentra entre los límites de encendido. Para gasolina esos límites son: el límite inferior que tiene el rendimiento volumétrico $\eta_v = 0.4$ y el límite superior con $\eta_v = 1.4$.

Para aceites combustibles esa escala de límites depende del tipo y calidad del combustible y de la construcción de la cara del émbolo. Además, esa escala depende generalmente también de la presión, temperatura, del grado de impurezas etc.

10.1. COMBUSTION NORMAL EN MOTORES ECH (OTTO).

La ecuación principal de la combustión del octano C_8H_{18} (en gasolinas) con la cantidad teóricamente correcta de aire es :



Las ecuaciones químicas de gasolinas comerciales son mucho más complicadas. Esto está causado por varias composiciones de mezclas combustibles en los motores.

También el aire es una mezcla de gases como sigue:

1. oxígeno - 20.99%
2. nitrógeno-78.03%
3. argón - 0.94%
4. gases raros como neon, helio, kriptón, y bioxido de carbono- 0.03%.
5. hidrógeno -0.01%

Pero para la mayoría de los cálculos se toma aproximadamente el 21% de oxígeno y 79% de nitrógeno (incluyendo todos los gases inertes del aire seco).

Normalmente para motores ECH el rendimiento volumétrico es $\eta_v = 0.85$ a 0.9 entonces la velocidad de la llama logra el valor de $v_1 = 20$ a 40 m/s (65.6 a

131.2 pie/s). La combustión se empieza en el momento del encendido por la chispa. Esto tiene lugar nominalmente para ángulos de predicción del encendido de $\alpha_p = 0.12$ a 0.61 rad (7° a 35°) antes de lograr el PMS. En este proceso de combustión se distinguen tres periodos :

1. el período preliminar de combustión,
2. el período de combustión propia,
3. el período de postcombustión.

Eso se muestra en la fig. 40.

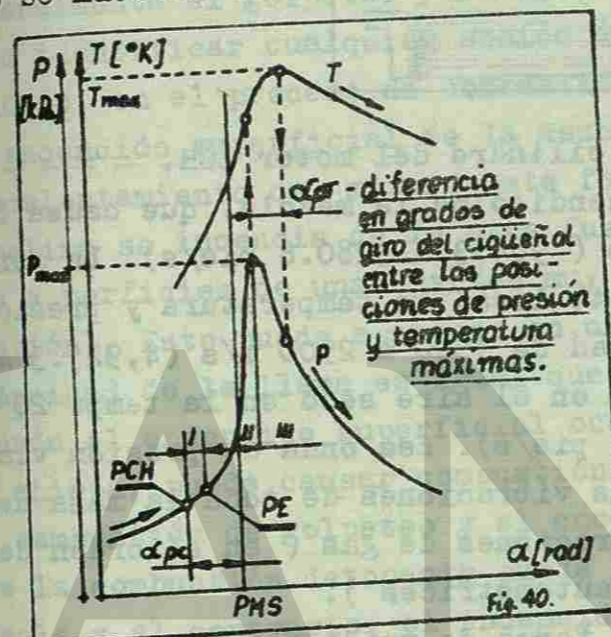


Fig.40

Cambios de presiones p [kPa] y temperaturas T [°K] en el cilindro del motor en función del ángulo de giro del cigüeñal :

PCH- punto de chispa
PE - punto de encendido.

$$(1 \text{ kPa} = 0.0102 \text{ kg/cm}^2 = 0.145 \text{ lb/pul}^2).$$

En el 1er periodo aparece el giro en unos grados del cigüeñal y se quema sólo el 6 a 8% de mezcla combustible; la combustión correcta de mezcla permanece en el 2o. periodo, terminandose en el punto de presión máxima (p_{max}), pero la temperatura mayor (T_{max}) aparece un poco más tarde que la presión mencionada. Esto está causado por la intensidad de combustión que dura un poco más tiempo y sobrepasa el PMS. El curso de la combustión decide sobre la dureza del trabajo del motor, por la rapidez de incremento de presión durante la combustión. El trabajo duro resulta por un incremento muy rápido, casi brusco. El trabajo suave (que aumenta la vida útil del motor) aparece cuando esos incrementos de presión se desarrollan ligeramente en curvas de diagramas del indicador. La postcombustión (3er periodo) sucede sobre todo durante la descompresión de los gases pero muy frecuentemente se termina, todavía en carrera de escape y eso causa a veces regresión de la llama o "tiro" en carburador.

10.2. COMBUSTION DE GOLPETEO Y CON ENCENDIDO SUPERFICIAL.

La combustión de golpeteo llamada también combustión detonante, determina una forma de combustión incorrecta de la mezcla. Aparece siempre después de la combustión normal y esta causada por el autoencendido (encendido espontáneo) de otra parte de mezcla no encendida por la chispa (fig.41.)-

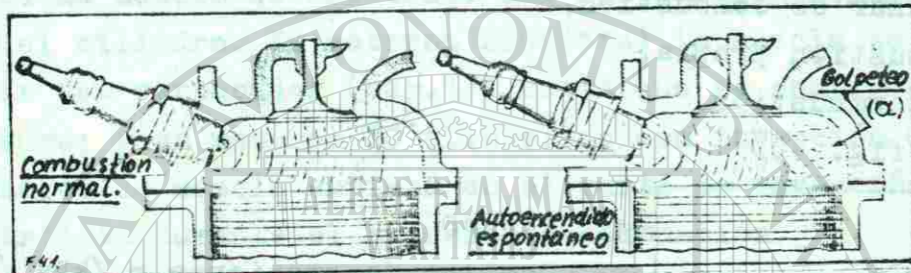


Fig.41. La combustión detonante en el cilindro del motor ECH.

En el espacio a tiene lugar el autoencendido de la mezcla, que causa la velocidad de la llama de 300 a 1000m/s (984.3 a 3280.8 pie/s). La forma explosiva de combustión causa un aumento local de temperatura y presión formando una onda de golpe con velocidad de 1500 a 2500 m/s (4,921.3 a 8,202.1 pie/s; la velocidad del sonido en el aire seco en la temp. 20°C es aproximadamente de 340 m/s = 1115.5 pie/s). Esa onda de presión viaja entre paredes del cilindro causando las vibraciones de toda la masa del cilindro y del motor y también las vibraciones de gas (en el orden de los 5000 s⁻¹ de frecuencia en motores automotrices).

A ella acompaña un efecto acústico en forma de ruido de golpeteo que hacen los elementos metálicos del motor .

Las vibraciones de gas se muestran en la fig. 42.

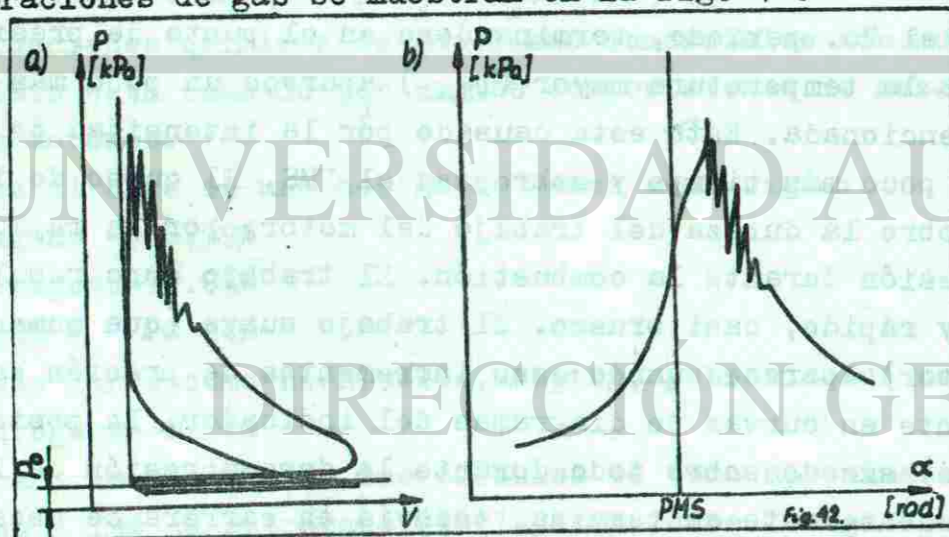


Fig.42. Cambios de presiones en el cilindro del motor ECH(Otto) en caso de combustión de golpeteo(detonante):

- a) diagrama del indicador cerrado
- b)diagrama del indicador abierto.

En un momento los impactos de las presiones de gas se igualan y la curva en el diagrama del indicador recorre normalmente. Esa forma de combustión puede causar las fallas del cigüeñal y sus cojinetes y finalmente del motor. Al fin, en el motor se aumentan las pérdidas mecánicas y se disminuye el rendimiento efectivo y la potencia efectiva del motor, pues se empeoran los parámetros del trabajo de esto.

Generalmente el golpeteo y la detonación son términos sinónimos usados para identificar cualquier sonido desusual que aparece debido al autoencendido, en el proceso de combustión.

El encendido superficial de la mezcla aparece muy frecuentemente por sobrecalentamiento del motor. Este fenómeno sucede cuando la mezcla aire--gasolina se incendia de la otra fuente y no de la chispa de la bujía (de las superficies de unas partes muy calientes dentro de la cámara de combustión). Esto puede aparecer en un lugar o varios lugares paralelo. La velocidad de la llama es igual que en el caso de combustión normal. Pero cuando el encendido superficial ocurre antes del encendido normal, por la chispa, puede causar combustión detonante en el cilindro.

La combustión de golpeteo y el encendido superficial no se excluyen porque la combustión detonante puede causar el encendido superficial de la mezcla y al contrario, el encendido superficial en ciertas condiciones causa la combustión de golpeteo(dettonante). Sobre las formas de combustión de este tipo influyen varios componentes del motor y del combustible.

10.2.1. INFLUENCIA DE VARIOS ELEMENTOS SOBRE EL PROCESO DE COMBUSTION EN MOTORES ECH (OTTO).

La influencia de elementos de construcción es relativamente grande. Ellos son: la relación de compresión r_v , la forma geométrica de cámara de combustión, dimensiones del cilindro y materiales de la cabeza (culata) del cilindro y del émbolo. Un ejemplo se muestra en la fig.43. El aumento en la relación de compresión r_v causa el aumento de presión (y de la temperatura), incrementando la dureza del trabajo del motor y la tendencia a la combustión detonante, pero también crece la eficiencia de trabajo del motor. La forma de cámara de combustión y el lugar de orientación de la bujía (lo mejor es en el centro de cámara mencionada) influyen sobre la magnitud de la llama y la intensidad de turbulencia de la mezcla. Se deben optimizar esas características que dependen del tamaño, potencia etc., del motor. El aumento de dimensiones del cilindro incre

menta el rendimiento térmico η_t y la presión media p_i (imep), pero también en la sensibilidad a la detonación. La construcción de émbolos y cabezas de los cilindros de las aleaciones ligeras disminuye la tendencia a la combustión detonante y eso permite aplicar mayores relaciones de compresión.

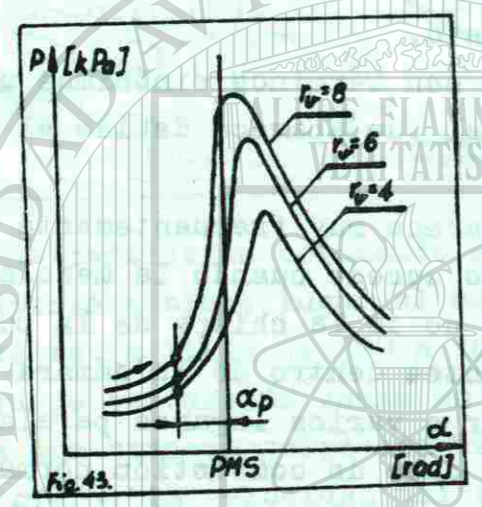


Fig. 43. Influencia de la relación de compresión r_v sobre el proceso de combustión en motores ECH (Otto).

Propiedades del combustible, químicas y físicas, influyen mucho sobre la combustión en los cilindros. La resistencia del combustible a la combustión de golpeteo es determinada por su número de cetanos NO (cap. 9.1). Para aumentar esa resistencia se añaden varias sustancias, la más comunes tetraetilo de plomo TEL $[Pb(C_2H_5)_4]$. Pero el plomo y su óxido empeoran el trabajo del motor, porque su sedimento causa cortocircuito en los electrodos, en bujías y en el cerrar incorrecto de válvulas. Por eso se añaden unos fluidos de etilo que forman con el plomo compuestos volátiles que salen junto con los gases de escape.

Componentes de explotación; el estado técnico del motor, la intensidad de refrigeración, frecuencia de revoluciones del motor, composición de mezcla combustible, ángulo de predicción del encendido α_p y la carga del motor influyen mucho sobre el trabajo correcto del motor.

De todos los componentes, la mayor influencia sobre el proceso de combustión lo tiene el grado de impurezas en la cámara de combustión con sedimentos (sobre todo de depósitos carbonosos) que pueden incidirse causando la combustión detonante del combustible.

Por la refrigeración excesiva de las paredes del cilindro se disminuye la eficiencia del motor, pero cuando la refrigeración no es suficiente

las paredes se calientan mucho causando el encendido superficial y la combustión de golpeteo.

La frecuencia de revoluciones del motor varía siempre durante el trabajo del motor. El aumento de rpm sube la turbulencia de la mezcla en el cilindro y por eso se disminuye la tendencia a la combustión detonante. La composición de la mezcla que corresponde a la mayor velocidad de combustión (con rendimiento volumétrico $\eta_v = 0.8$ a 0.9) da la mayor probabilidad de combustión de golpeteo.

Las mezclas más pobres o más ricas disminuyen esa probabilidad. El ángulo de predicción del encendido α_p influye muy fuertemente sobre el proceso de combustión. El ángulo menor disminuye la sensibilidad de la mezcla a la combustión de golpeteo y permite la aplicación del combustible con menor NO (gasolina más barata). Pero en el mismo tiempo se aumenta el consumo de gasolina por motor y se disminuye su potencia efectiva. Entonces, como se observa, es necesaria la optimización como en muchos casos de construcción del motor. En la fig. 44 se muestra cambios en procesos de combustión cambiando los ángulos de predicción del encendido α_p .

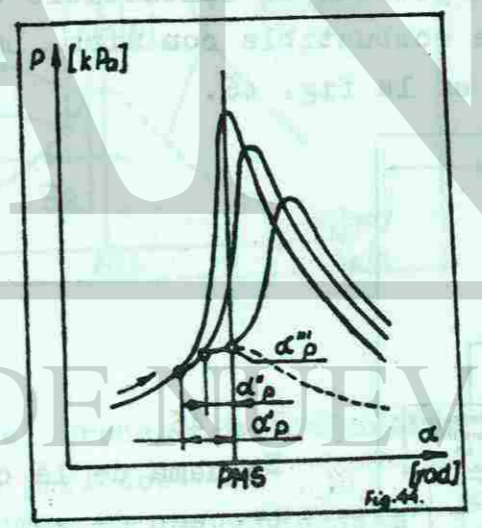


Fig. 44. Influencia del ángulo de predicción del encendido α_p sobre el proceso de combustión en motores ECH (Otto).

Por el aumento de carga del motor, crece su potencia efectiva y se disminuye la estrangulación del flujo de mezcla (con frecuencia constante de giro del cigüeñal en el motor) y el llenado del cilindro sube aumentando la presión de compresión. Eso aumenta también la tendencia a la combustión detonante.

10.3. COMBUSTION EN MOTORES EC (DIESEL).

En el motor EC solamente se comprime aire en la carrera de compresión, - llevandolo a altas temperaturas. Luego se introduce en la cámara de combustión uno o más chorros de combustible comprimido a presiones de 10,340 a 206,893 kPa (105.4 a 2109.0 kg/cm² o 1500 a 30,000 lb/pul²). El chorro se desintegra en un nucleo de combustible rodeado por una cubierta con particulas de aire y combustible pulverizados dependiendo también de la viscosidad del aceite combustible. La formación del chorro se muestra en la fig. 45.



Fig.45. El chorro de combustible y su desintegración en cilindros de motores EC(Diesel).

La mezcla en el motor EC no es homogénea (como en el motor ECH) solo heterogénea; y existen regiones con gotitas de combustible solas (sin aire), solamente de aire ó de mezclas de combustible con aire. La ordenación del proceso de combustión se muestra en la fig. 46.

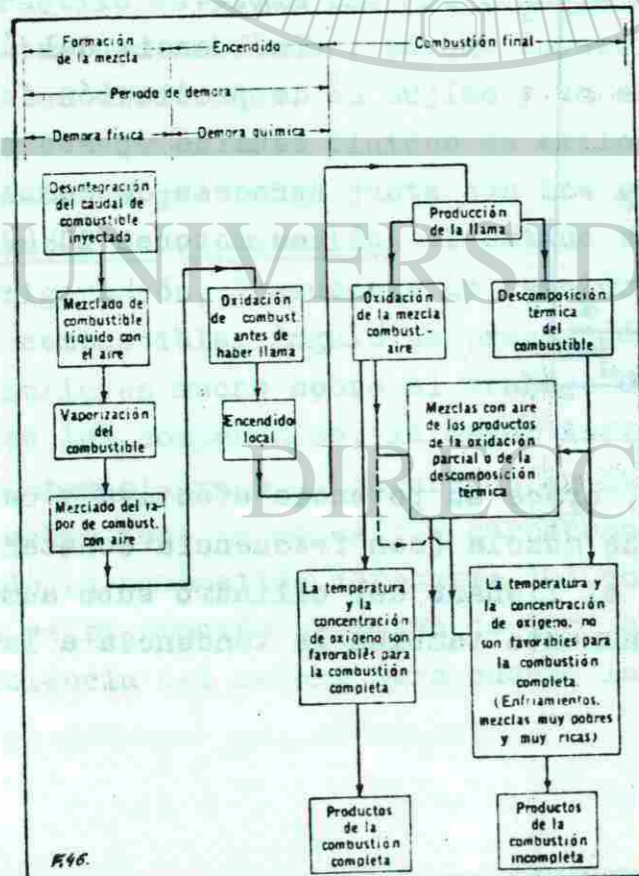


Fig.46 Esquema de la ordenación del proceso de combustión en los cilindros de motores EC (Diesel).

Como demora física se entiende el periodo entre el comienzo de la inyección y el logro de las condiciones de la reacción química, el combustible es vaporizado, mezclado con el aire aumentando la temperatura y actividad química.

La demora química es la etapa entre el inicio de la reacción química hasta que ocurre la inflamación o encendido en uno ó muchos puntos dentro de la cámara de combustión (eso sucede más o menos 5 grados antes del PMS - del émbolo).

Ambas demoras forman la demora del encendido. En la mayoría de los motores EC la demora de encendido es menor que la duración de la inyección - de combustible (fig.47).

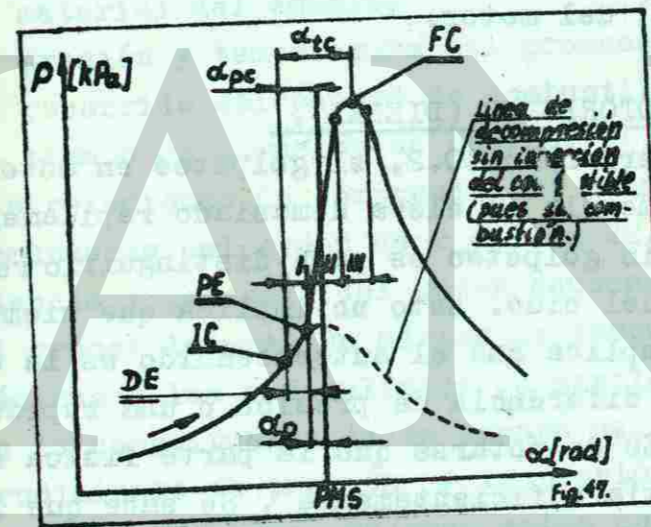


Fig.47. El proceso de cambios de presiones en el cilindro del motor EC (Diesel) en función del ángulo de giro del cigüeñal :
 IC-inicio del chorro
 FC-fin del chorro
 PE-punto del encendido
 DE-demora del encendido
 α_{pc} -ángulo de predicción del chorro.
 α_{tc} -ángulo total del chorro
 α_p - ángulo de predicción del encendido.

Generalmente el proceso de combustión en motores EC(Diesel) se puede dividir en tres periodos:
 I. periodo de demora del encendido
 II. periodo de combustión (elevación rápida de presión)
 III. periodo de combustión final (postcombustión) con presión controlada.
 El periodo I dura muy poco tiempo y según las mediciones se logra en $(0.7 \text{ a } 3.0) \times 10^{-3}$ seg. En motores de velocidad baja en este tiempo se inyecta ca. 15 a 30% de la dosis de combustible y en motores de velocidad alta esa cantidad es mucho mayor (a veces pero raramente hasta 100% de la dosis). En el periodo II aparece muy rápida elevación de presión por el i-

nicio del encendido en varios puntos de cámara de combustión. Eso puede causar una velocidad excesiva para la llama y finalmente la combustión de golpeteo. Este fenómeno limita las posibilidades del aumento de frecuencia de giro en motores EC (Diesel) y su aplicación en máquinas, vehículos y en aviación donde se exige peso bajo del motor.

El periodo III se caracteriza por mucha elevación de temperatura y poca elevación controlada de presión. En esta etapa, en la mayoría de motores se quema el 40 a 60 % de la dosis del combustible inyectado. La combustión depende del grado de homogeneidad de la mezcla que se logra por la pulverización adecuada de la dosis inyectada y una buena turbulencia del aire. Ambas cualidades dependen de las construcciones o del sistema de inyección (bombas, pulverizadores, tubos etc.) o de la cara de émbolo. Además es más fácil controlar o manejar el proceso de combustión para menores frecuencias de giro (rpm) del motor.

10.3.1. COMBUSTION DE GOLPETEO EN MOTORES EC (DIESEL).

Como se mencionó en el capítulo anterior No.10.2, el golpeteo en motores ECH sucede cuando la presión de la mezcla se eleva demasiado rápidamente. El funcionamiento del motor con y sin golpeteo es para distinguirlo relativamente fácil, por la sensibilidad del oído. Esto no implica que siempre resulte un golpeteo audible, pero implica que el autoencendido es la condición esencial para establecer una diferencia de presión o una rápida elevación de presión en la cámara. Es de notarse que la parte física de este fenómeno no fue explicada todavía suficientemente. Se sabe que la intensidad de golpes en motores ECH depende de la velocidad de combustión (de la llama), de las magnitudes de los juegos de émbolos (y sus anillos), en los cilindros y en cojinetes del motor, y del tipo de refrigeración (el sistema de agua amortigua más el ruido). Para disminuir la tendencia al golpeteo, un buen combustible diesel debe tener una demora del encendido corta y una temperatura de autoencendido baja. Sobre el proceso de combustión influyen, entonces, varios componentes.

10.4. INFLUENCIA DE VARIOS COMPONENTES SOBRE EL PROCESO DE COMBUSTION EN MOTORES EC (DIESEL).

Esos elementos se pueden dividir principalmente en tres grupos :

1. propiedades químicas y físicas del combustible
 2. componentes de construcción (constitución)
 3. componentes de explotación del motor.
- Las propiedades del combustible influyen mucho sobre el proceso de combustión. El número cetánico NC mayor aumenta la resistencia del combustible al golpeteo y facilita el autoencendido cortando el tiempo de demora de encendido. El trabajo del motor es más suave y aumenta su vida útil. Cierta influencia sobre ese recorrido tienen la viscosidad del combustible (menor → mejor) y la temperatura del autoencendido (mas baja → mejor). Los componentes principales de constitución son los siguientes :
1. relación de compresión r_v ,
 2. constitución de la cámara de combustión,
 3. material del émbolo,
 4. presión y temperatura del proceso de cargar al cilindro,
 5. recorrido del chorro de combustible,
 6. tiempo de duración de chorro.

Las relaciones de compresión r_v aplicadas en motores EC (Diesel) son comúnmente del orden de $r_v = 13$ a 22. Relaciones mayores aumentan la eficiencia y potencia del motor causando suavidad en el trabajo del motor. Al crecer la presión máxima de combustión se aumentan las pérdidas mecánicas y las dificultades de mezclarse bien el aire con el combustible. De la constitución de la cámara de combustión depende la velocidad de crecimiento de presión y la presión máxima que deciden sobre la dureza del trabajo. Para mejorar estas condiciones de combustión se usan varias constituciones de cámaras de combustión (cap.10.5). Material del émbolo depende de su conductibilidad térmica, influye sobre la temperatura de cara de émbolo y entonces sobre el tiempo de demora de encendido. Los émbolos de fundiciones (fierro fundido) tienen una mala conductividad térmica más que las aleaciones ligeras, y causan la mayor temperatura de sus caras mismas que corta la demora del encendido y mejora la suavidad del trabajo de los motores.

La presión y temperatura mayor de llenado del cilindro disminuye el tiempo de duración de la demora del encendido; el trabajo del motor es más suave.

El recorrido del chorro influye también a la demora del encendido. De la exactitud de la pulverización del combustible depende la calidad y homo-

geneidad de la mezcla.

Acelerando el encendido, el motor trabaja más tranquilamente. Por aumento de duración del chorro se disminuye la cantidad inyectada del combustible en el periodo de la demora del encendido; pues el recorrido de combustión es más tranquilo y el motor trabaja más suavemente.

Los componentes de explotación que influyen mucho sobre el proceso de combustión en motores EC, son los siguientes :

1. rendimiento volumétrico η_v ,
2. frecuencia de giro (rpm) del motor,
3. carga del motor,
4. ángulo de predicción del chorro α_{pc} .

El rendimiento volumétrico η_v mayor asegura el corte del periodo de la demora de encendido y mejoramiento del trabajo del motor, pero se disminuye la presión media efectiva p_e disminuyendo también la potencia.

El aumento de la frecuencia de revoluciones del motor causa el crecimiento de la rapidez de presión en el proceso de combustión; el motor trabaja más duro.

La carga del motor aumenta la cantidad del combustible en la dosis y la temperatura de las paredes del cilindro crece, disminuyendo el tiempo de duración de la demora del encendido, y el motor trabaja más suave.

El ángulo de predicción del chorro α_{pc} adelantado causa la dureza en el trabajo del motor, y el atrasado puede causar la combustión incompleta durante la carrera de expansión, que disminuye el rendimiento térmico y además sucede el sobrecalentamiento que daña el émbolo, anillos y válvula de escape. Es necesario siempre aplicar el ángulo α_{pc} adecuado para las condiciones de trabajo del motor.

Los cambios de procesos de combustión depende del ángulo de predicción α_{pc} se muestra en la fig. 48.

10.5. CONSTITUCIONES DE CAMARAS DE COMBUSTION EN MOTORES DIESEL.

La cámara de combustión correctamente diseñada y construida debe asegurar:

1. la presión media indicada p_i (imep) relativamente alta,
2. el rendimiento indicado η_i alto,
3. poca sensibilidad del motor a la calidad del combustible (a su NC),
4. el trabajo suave del motor y
5. el arranque fácil en condiciones diversas.

Generalmente se distinguen dos tipos de cámaras de combustión :

I. cámaras no divididas (con inyección directa):

1. cámaras abiertas (simples)
2. cámaras semiabiertas

II. cámaras divididas:

1. cámaras de precombustión
2. cámaras de turbulencia
3. cámaras con celdas de aire.

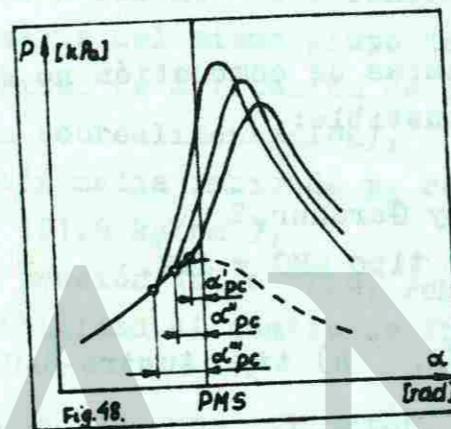


Fig.48

Influencia del ángulo de predicción de chorro α_{pc} sobre el proceso de combustión en los cilindros de motores EC (Diesel).

Las primeras (I) son cámaras en las cuales el volumen total de combustión forma la unidad, y las segundas (II) en las que su volumen total de combustión es dividido distintamente a dos o más partes. En la literatura se encuentra muy frecuentemente la denominación de cámaras del grupo I a las cámaras abiertas, y del grupo II a las cámaras con antecámara.

La elección de la cámara adecuada al motor Diesel constituye siempre un problema difícil porque cada constitución tiene sus ventajas y desventajas.

10.5.1. CAMARAS DE COMBUSTION CON INYECCION DIRECTA.

Los esquemas de esas cámaras no divididas se muestra en la fig. 49.

El funcionamiento de inyección directa se muestra en la fig.50.

El proceso de inyección en el motor principia antes del PMS y continúa por 30° de giro del cigüeñal en los motores grandes y en 20° en los motores pequeños de alta velocidad.

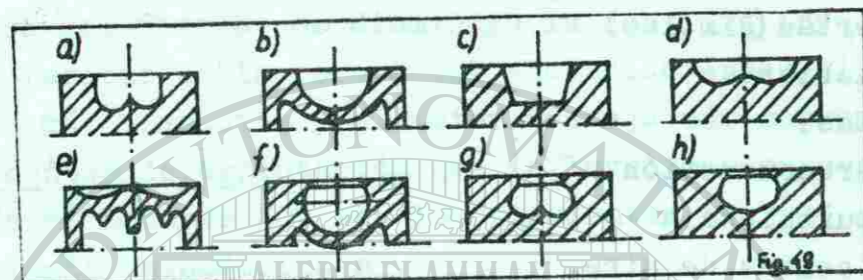


Fig. 49. Formas esquemáticas de las cámaras de combustión no divididas con inyección directa del combustible:

1. cámaras abiertas:
 - a) tipo AEC, b) tipo FIAT y Gardner,
 - c) y d) tipo Leyland, e) tipo GMC y JAZ.
2. cámaras semiabiertas:
 - f) tipo MAN, g) tipo SAURER, h) tipo Austro-SAURER.

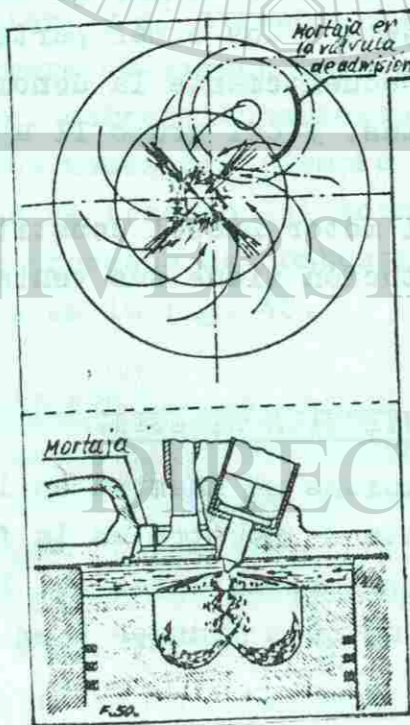


Fig. 50. Cámara abierta del motor Diesel tipo AEC de 4 carreras, $r_v = 16:1$. La inyección directa sucede por inyector con 4 orificios en la tobera

Las ventajas de la inyección directa y cámaras no divididas son:

1. la constitución simple de la cámara de combustión,
2. la constitución simétrica de la cabeza del motor,
3. el consumo específico de combustible F muy bajo, cerca de $(60 \text{ a } 68) \cdot 10^{-6} \text{ kg/KW.h} = (44.7 \text{ a } 50.7) \cdot 10^{-6} \text{ kg/HP.h} = 160 \text{ a } 180 \text{ g/CFm.h} = 0.158 \text{ a } 0.178 \text{ kg/HP.h}$,
4. la facilidad del arranque del motor en frío,
5. el buen rendimiento (eficiencia).

Las desventajas del mismo grupo de cámaras de combustión son:

1. la necesidad de aplicación de un gran rendimiento volumétrico $\eta_v = 1.4 \text{ a } 1.7$ (sin sobrealimentación),
2. la presión media indicada p_i relativamente alta, $p_i = 8,500 \text{ a } 10,000 \text{ kPa}$ ($86.6 \text{ a } 101.9 \text{ kg/cm}^2$),
3. la gran presión del chorro, $p_{ch} = 18,000 \text{ kPa}$ (183.5 kg/cm^2),
4. la sensibilidad al cambio de frecuencia de revoluciones (rpm) del cigüeñal,
5. el trabajo más duro del motor.

Una solución especial de una cámara semiabierta es la cámara de MAN-M que se muestra en la fig. 51.

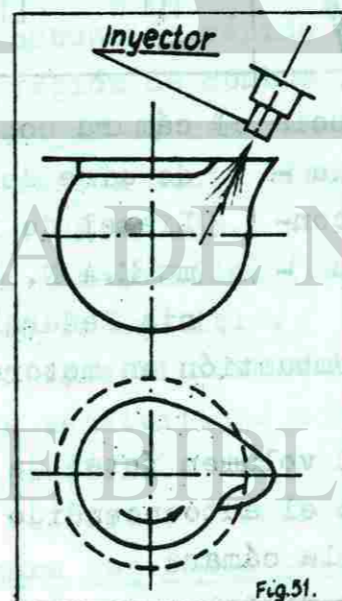
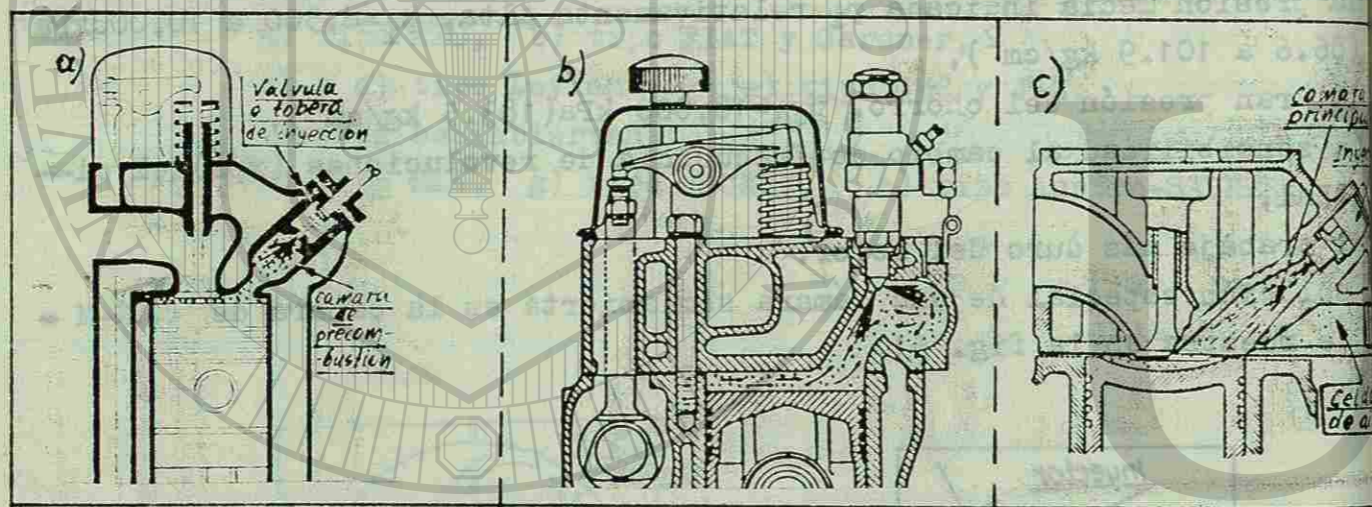


Fig. 51. Esquema de la cámara semiabierta de combustión, del tipo MAN-M de motor EC (Diesel) policombustible producido por la misma firma alemana.

El combustible se inyecta con dos flujos. Uno de 90% de la dosis entra abajo del ángulo agudo, golpeando a las paredes calientes de la cámara que causa muy buena pulverización y vaporización del aceite combustible. Otro flujo, de 10% de la dosis, inyectado al centro de la cámara, acelera la activización química causando la combustión suave con muy bajo consumo específico F del combustible (ca. de 170 g/CFm.h=0.168 kg/HP.h). La desventaja de la cámara presentada MAN-M es la dificultad de arranque. Eso se eliminó en la cámara modernizada MAN-FM donde solo para el arranque se aplicó la bujía de arranque usada en motores ECH (Otto). A esas cámaras se les considera las mejores del mundo.

10.5.2. CÁMARAS DIVIDIDAS DE COMBUSTION.



a) cámara de precombustión del motor Diesel de la firma International Harvester Company (USA).
 b) cámara de turbulencia del motor Diesel de la firma Perkins con doble chorro (Gran Bretaña).
 c) cámara con celda de aire del motor Diesel de la firma M.A.N. (Alemania Federal).

Fig.52. Tipos básicos de cámaras divididas de combustión en motores EC (Diesel).

La cámara de precombustión forma de 25 a 40% del volumen total de las cámaras de combustión y en este espacio se empieza el autoencendido de la mezcla causando encendido propio en el resto de la cámara.

Las desventajas de esta constitución son las siguientes:

1. el consumo específico F relativamente grande, de 200 a 220 g/CFm.h= 0.197 a 0.217 kg/H .h,
2. la presión media efectiva baja, de $p_e=6,000$ a 7800 kPa(61.2a79.5 kg/cm²)

3. el arranque del motor en frío difícil, la necesidad de aplicación de bujías de arranque (llamadas las bujías incandescentes).

- En las ventajas de ellas, el mayor significado tienen:
1. la sensibilidad poca al grado de pulverización del combustible,
 2. el trabajo suave del motor
 3. la presión baja del chorro (ca. de 5,000 a 10,000 kPa=50.1 a 102.0 - kg/cm²)
 4. la poca sensibilidad a la frecuencia de revoluciones (pues se aplica ca 3000 a 4200 rpm),
 5. la poca sensibilidad a la calidad del combustible (a su NC),
 6. la posibilidad de usar inyectores simples sin gran precisión de hecho (pero eso no causa tantos problemas en países desarrollados).

La cámara de turbulencia forma un 70 a 80% del volumen total de cámara de combustión. Al flujo turbulento del aire se inyecta perpendicular el combustible iniciando el autoencendido. Por eso muy frecuentemente a las cámaras de turbulencia se les llama comúnmente cámaras de precombustión (y viceversa), porque la combustión en ambos tipos principia en la antecámara.

Las desventajas de esta solución son las siguientes :

1. el consumo específico F es alto (ca.185g/CFm.h=0.182 kg/HP.h),
2. el arranque del motor en frío es difícil (aplicación de las bujías del arranque),
3. la combustión rápida de la mezcla que causa el trabajo duro del motor
4. la presión de combustión es alta (ca.de6400 kPa≈6.5kg/cm²).

Las ventajas de cámaras de turbulencia son :

1. la presión media efectiva p_e alta con bajo rendimiento volumétrico - $\eta_v = 1.25$ a 1.35 ,
2. baja sensibilidad (casi insensibilidad) a la calidad de pulverización de combustible,
3. baja sensibilidad a la calidad del combustible (a su NC),
4. baja sensibilidad a la frecuencia de revoluciones,
5. la posibilidad de aplicación de válvulas grandes, que influye sobre la velocidad y calidad de la admisión y del escape.

La cámara con celda de aire es en esencia una cámara abierta (la celda de aire) colocada a distancia de la tobera. La celda forma un 5 a 15% de la cámara total de combustión .

En este caso el chorro del combustible es dirigido muy frecuentemente bajo un ángulo a la salida de la celda de aire.

Las ventajas de esta solución son las siguientes :

1. fácil arranque del motor en frío,
2. la presión máxima en el cilindro es moderada, del orden $p_{max}=5,900$ a $8450 \text{ kPa} = 60.1$ a 86.1 kg/cm^2 (un poco más en celda de aire).
3. baja sensibilidad a la calidad de pulverización del combustible,
4. aplicación de inyectores simples,
5. baja sensibilidad a la frecuencia de revoluciones,
6. el movimiento turbulento muy intensivo de la mezcla (eso conduce a buena combustión),
7. la posibilidad de aplicación de valvulas grandes (mejor admisión y escape).

Las desventajas de cámaras con celda de aire son :

1. el consumo específico F del combustible relativamente alto, ca. de $200 \text{ g/CFm.h} = 0.197 \text{ kg/HP.h}$,
2. la presión media efectiva p_e relativamente baja.

A pesar de todas las desventajas, las cámaras de combustión con celda de aire encontraron ahora muy poca aplicación práctica perdiendo en competencia con nuevas construcciones de los tipos anteriores de cámaras de combustión.

La cámara con celda de energía es una solución híbrida pues es una combinación de los principios de funcionamiento de las cámaras de precombustión y de celda de aire. Se le muestra en la fig.53.

La celda de energía contiene alrededor del 10% del volumen total de cámara de combustión. La combustión comienza en la cámara principal, pero se extiende inmediatamente al combustible, en la celda de energía, siendo confinada en la cámara la alta presión inicial. La descarga de la celda de energía se hace a una cámara principal de lóbulo doble o de un sólo lóbulo.

Ambas constituciones ayudan a la formación de un remolino (turbulencias) de altas velocidades dentro de la cámara principal.

Las desventajas de las cámaras con celda de aire son :

1. el consumo específico F del combustible relativamente alto, ca. de 185 a $210 \text{ g/CFm.h} = 0.182$ a 0.207 kg/HP.h ,
2. la necesidad de aplicación del combustible de buena calidad, con el $NC=50$ ó mayor,

3. la presión media efectiva, p_e relativamente baja, pero con mucha variación, hasta máximo de $p_e=10300 \text{ kPa}=105 \text{ kg/cm}^2$,
4. el ajuste de la tobera que deberá ser muy preciso para inyectar el combustible correctamente a la celda de energía.

Las ventajas de la misma solución son :

1. muy buena mezcla de aire con combustible,
2. fácil arranque del motor en frío,
3. baja sensibilidad del motor a la frecuencia de revoluciones,
4. el trabajo suave del motor sin gran ruido y sin dureza,
5. aplicación de inyectores simples con un orificio,
6. la presión de inyección moderada, de $13700 \text{ kPa}=140 \text{ kg/cm}^2$,
7. el motor esta habilitado para trabajar bien en altas velocidades.

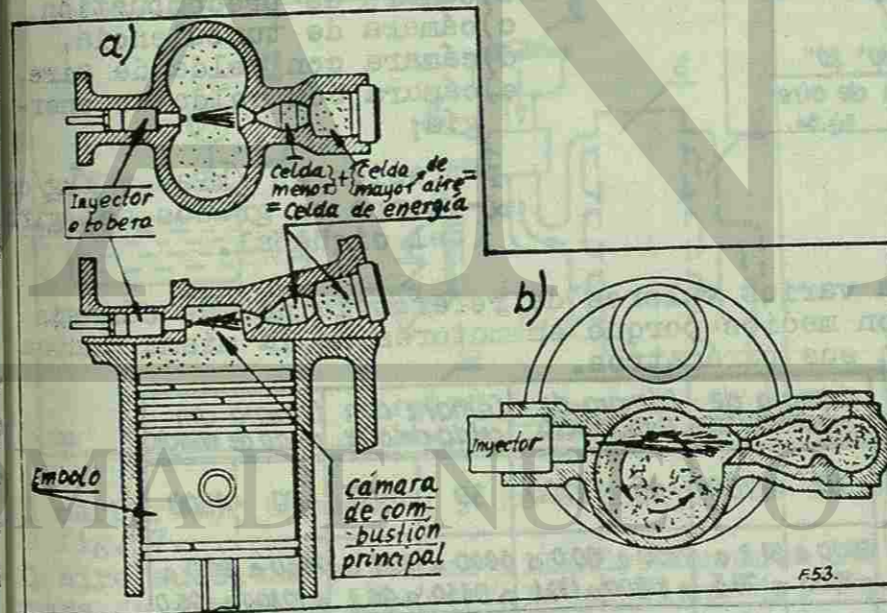


Fig.53.
Cámara de combustión con celda de energía llamada cámara de combustión Lanova. Es la solución híbrida de cámara de precombustión con celda de aire:
a) cámara de combustión Lanova de doble lóbulo.
b) cámara de combustión Lanova de un lóbulo.

DE BIBLIOTECAS

10.5.3. COMPARACION DE LAS CAMARAS DE COMBUSTION

Los diagramas de referencia del funcionamiento de todas las cámaras de combustión mencionadas en todo el capítulo No.10.5., se muestran en la fig.54.

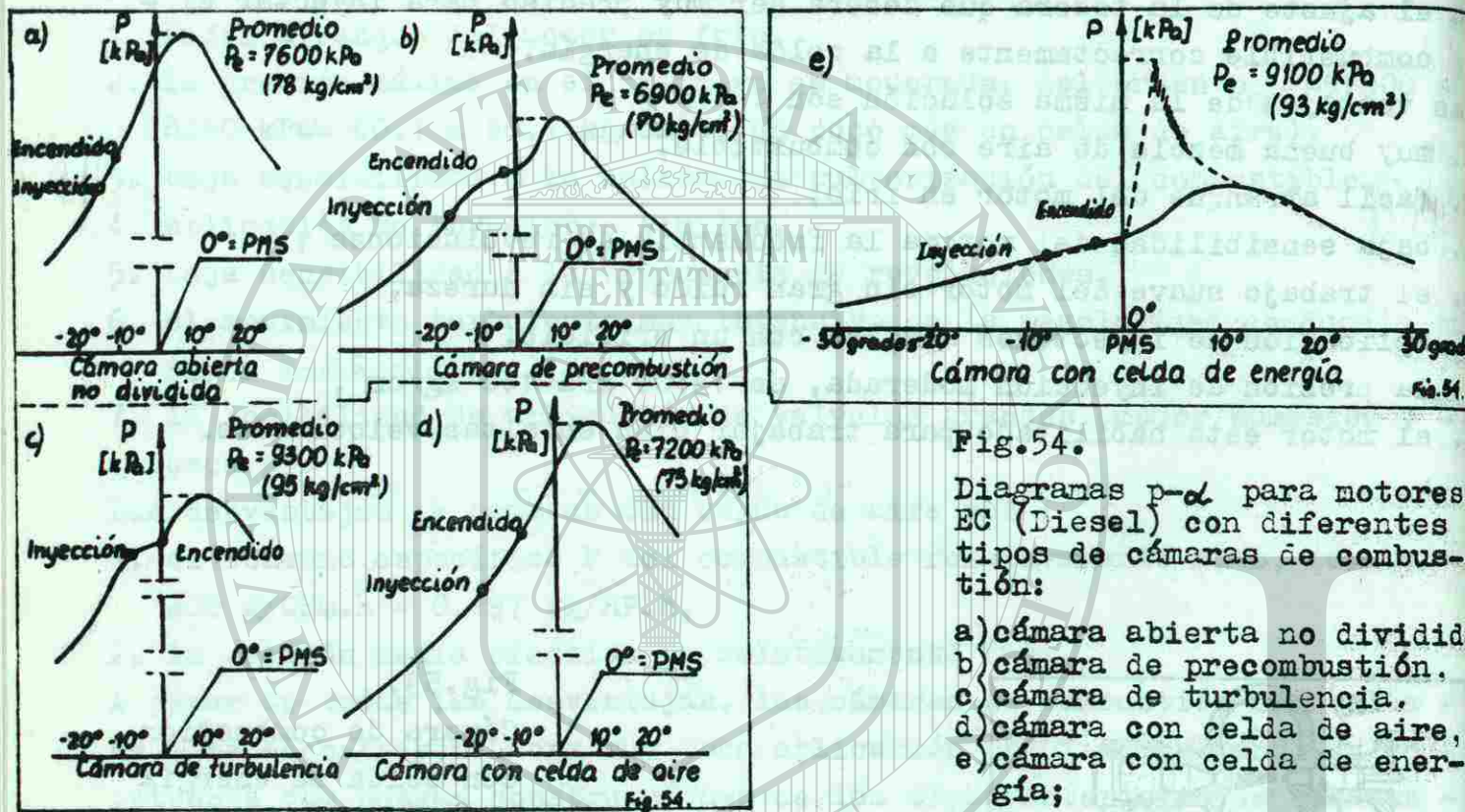


Fig.54. Diagramas p-α para motores EC (Diesel) con diferentes tipos de cámaras de combustión:

- a) cámara abierta no dividida
- b) cámara de precombustión.
- c) cámara de turbulencia.
- d) cámara con celda de aire.
- e) cámara con celda de energía;

p—presión en [kPa] y [kg/cm²]
α—tiempo en grados del giro del cigüeñal.

La tabla en la fig.55. muestra varios valores de referencia de las cámaras de combustión. Esos valores son medios porque en motores de la misma marca son comunes las diferencias en sus parámetros.

No.	Parámetros de referencia	Cámaras no divididas	Cámara de precombustión	Cámara de turbulencia	Cámara con celda de aire	Cámara con celda de energía					
1.	Límites de velocidad, [rps] y [rpm]	20 1200	70 4200	45 2700	30 1800	80 4800					
2.	Presión media efectiva (al freno), [kPa] y [kg/cm ²]	6030 a 6930	6930 a 8910	5000 a 7800	51.2 a 70.5	7850 a 10800	60.1 a 86.1	7850 a 10300	80.0 a 105.0		
3.	Consumo específico del combustible, [g/kWh] y [kg/hp-h]	150 a 180	10.158 a 0.178	200 a 220	0.197 a 0.217	~185	~0.182	~200	~0.187	185 a 210	10.182 a 0.207
4.	Presión del chorro de la inyección, [kPa] y [kg/cm ²]	10 000	103.5	1900 a 9800	30 a 100	11800 a 14700	120.8 a 150	12 700	129.5	13 700	140
5.	Número de orificios en la tobera del inyector	4 a 7	1	1	1	1	1	1	1	1	1
6.	Relación de compresión r _c [-]	13 a 17	14 a 17	15 a 16	15 a 16	15 a 16	15 a 16	13 a 16			
7.	Arranque del motor en frío.	fácil	difícil	difícil	difícil	fácil	fácil	fácil			

Fig.55. Comparación de los datos nominales medios de motores con varias soluciones de cámara de combustión en motores Diesel.

Finalmente se debe considerar que es muy difícil decir cual cámara de combustión es mejor o peor, se puede solamente notar que con frecuencia en motores EC (Diesel) se aplican cámaras con celdas de energía u otras escritas anteriormente, pero se utilizan menos las cámaras con celda de aire.

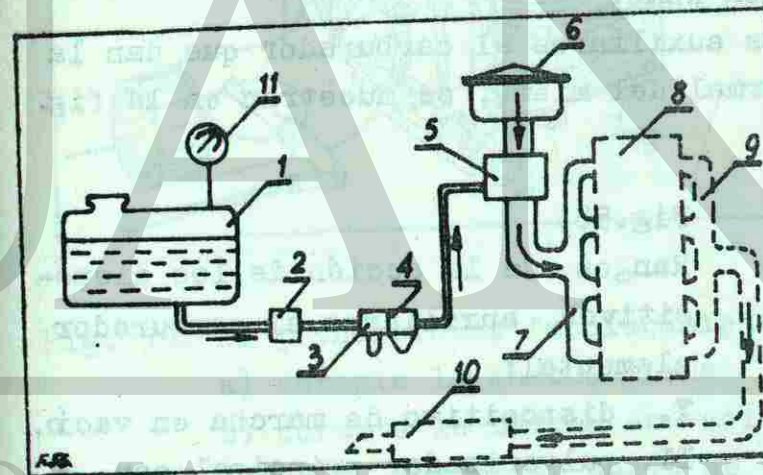
11. SISTEMAS DE CARBURACION EN MOTORES OTTO.

El sistema de carburación debe prever la transportación adecuada a los cilindros del motor de las cantidades correctas de combustible y de aire, para asegurar la combustión conveniente de la mezcla, dependiendo de la carga del motor.

En la gran mayoría de motores ECH se usa el sistema de carburación y muy raramente el sistema de inyección, que es muy característico para motores EC (Diesel).

El sistema de carburación se muestra en la fig.56.

Fig.56.



Esquema del sistema de carburación en motores ECH (Otto):
1. depósito de gasolina,
2. bomba de combustible,
3. sedimentador,
4. filtro de combustible,
5. carburador,
6. filtro de aire,
7. múltiple de admisión,
8. motor con cilindros,
9. múltiple de escape,
10. silenciador,
11. indicador de la gasolina.

El carburador elemental y su principio de funcionamiento se muestra en la fig.57.

El aire succionado por el cilindro durante la carrera de admisión arrastra la gasolina del pulverizador (4) obtener la cantidad adecuada de mezcla depende de la posición de la mariposa (6), en la posición más abierta o más cerrada. En la cámara del flotador (1) se encuentra el flotador (2) con aguja (3) para abrir o cerrar la entrada de gasolina, que sale al pulverizador (4) y la tobera (7) por la salida en el ducto (5).

Un carburador elemental asegura la formación de la mezcla pero no asegura la composición correcta de esa mezcla, pues el rendimiento volumétrico η_v es dependiente de la carga del motor. Ese rendimiento debe ser :

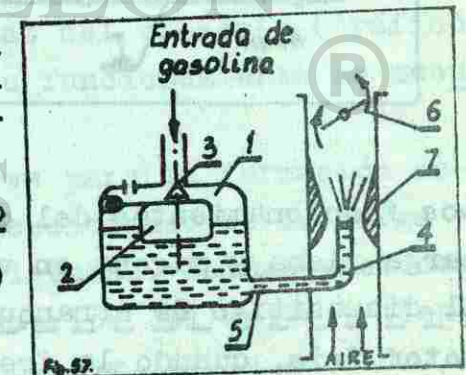


Fig.57. Principio del funcionamiento del carburador elemental.

10.5.3. COMPARACION DE LAS CAMARAS DE COMBUSTION

Los diagramas de referencia del funcionamiento de todas las cámaras de combustión mencionadas en todo el capítulo No.10.5., se muestran en la fig.54.

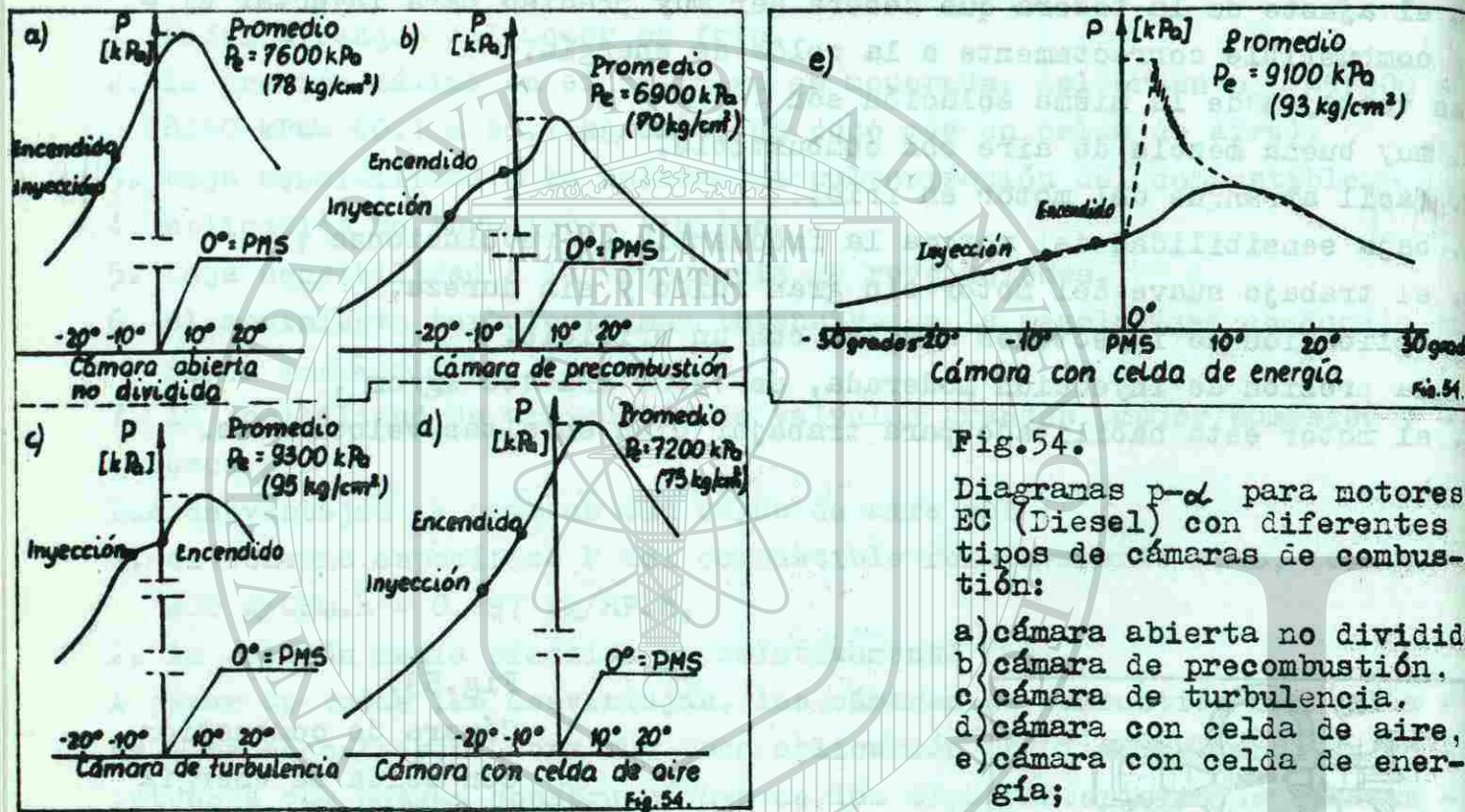


Fig.54. Diagramas p-α para motores EC (Diesel) con diferentes tipos de cámaras de combustión:

- a) cámara abierta no dividida
- b) cámara de precombustión.
- c) cámara de turbulencia.
- d) cámara con celda de aire,
- e) cámara con celda de energía;

p—presión en [kPa] y [kg/cm²]
α—tiempo en grados del giro del cigüeñal.

La tabla en la fig.55. muestra varios valores de referencia de las cámaras de combustión. Esos valores son medios porque en motores de la misma marca son comunes las diferencias en sus parámetros.

No.	Parámetros de referencia	Cámaras no divididas	Cámara de precombustión	Cámara de turbulencia	Cámara con celda de aire	Cámara con celda de energía
1.	Límites de velocidad, [rps] y [rpm]	20 1200	70 4200	45 2700	30 1800	80 4800
2.	Presión media efectiva (al freno), [kPa] y [kg/cm²]	6030 a 6930	5000 a 7800	7850 a 10800	5900 a 8450	7850 a 10300
3.	Consumo específico del combustible, [kg/kWh] y [g/kWh]	150 a 180	200 a 220	~185	~200	185 a 210
4.	Presión del chorro de la inyección, [kPa] y [kg/cm²]	10 000	1900 a 9800	11800 a 14700	12 700	13 700
5.	Número de orificios en la tobera del inyector	4 a 7	1	1	1	1
6.	Relación de compresión r _c [-]	13 a 17	14 a 17	15 a 16	15 a 16	13 a 16
7.	Arranque del motor en frío.	fácil	difícil	difícil	fácil	fácil

Fig.55. Comparación de los datos nominales medios de motores con varias soluciones de cámara de combustión en motores Diesel.

Finalmente se debe considerar que es muy difícil decir cual cámara de combustión es mejor o peor, se puede solamente notar que con frecuencia en motores EC (Diesel) se aplican cámaras con celdas de energía u otras escritas anteriormente, pero se utilizan menos las cámaras con celda de aire.

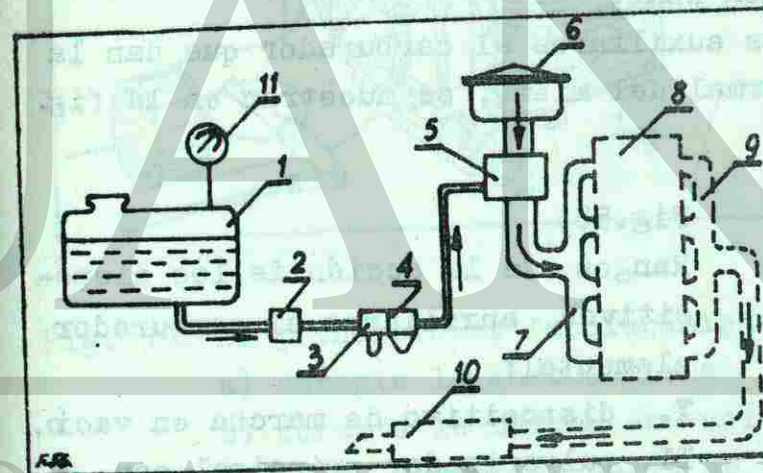
11. SISTEMAS DE CARBURACION EN MOTORES OTTO.

El sistema de carburación debe prever la transportación adecuada a los cilindros del motor de las cantidades correctas de combustible y de aire, para asegurar la combustión conveniente de la mezcla, dependiendo de la carga del motor.

En la gran mayoría de motores ECH se usa el sistema de carburación y muy raramente el sistema de inyección, que es muy característico para motores EC (Diesel).

El sistema de carburación se muestra en la fig.56.

Fig.56.



Esquema del sistema de carburación en motores ECH (Otto):
 1. depósito de gasolina,
 2. bomba de combustible,
 3. sedimentador,
 4. filtro de combustible,
 5. carburador,
 6. filtro de aire,
 7. múltiple de admisión,
 8. motor con cilindros,
 9. múltiple de escape,
 10. silenciador,
 11. indicador de la gasolina.

El carburador elemental y su principio de funcionamiento se muestra en la fig.57.

El aire succionado por el cilindro durante la carrera de admisión arrastra la gasolina del pulverizador (4) obtener la cantidad adecuada de mezcla depende de la posición de la mariposa (6), en la posición más abierta o más cerrada. En la cámara del flotador (1) se encuentra el flotador (2) con aguja (3) para abrir o cerrar la entrada de gasolina, que sale al pulverizador (4) y la tobera (7) por la salida en el ducto (5).

Un carburador elemental asegura la formación de la mezcla pero no asegura la composición correcta de esa mezcla, pues el rendimiento volumétrico η_v es dependiente de la carga del motor. Ese rendimiento debe ser :



Fig.57. Principio del funcionamiento del carburador elemental.

1. $r_v = 0.1$ a 0.2 durante el arranque (mezcla muy rica)
2. $r_v = 0.6$ a 0.8 durante la marcha en vacío (mezcla rica)
3. $r_v = 0.80$ a 0.95 durante las cargas máximas para desarrollar las potencias máximas.
4. $r_v = 0.98$ a 1.12 durante las cargas medias (mezcla normal económica y pobre),
5. $r_v =$ constante durante el cambio brusco de carga o sea el cambio brusco de la posición de la mariposa que no causará cambios en la mezcla aire-combustible.

Para lograr esas características al carburador elemental se le montó con varios equipos auxiliares como son :

- | | |
|--|-----------------------------|
| 1. dispositivo de arranque | 4. dispositivo enriquezador |
| 2. dispositivo de marcha en vacío | 5. bomba aceleradora |
| 3. pulverizador principal con compensación | 6. economizador (ahogador) |

11.1. FUNCIONAMIENTO DEL CARBURADOR REAL.

Escalas del trabajo de los equipos auxiliares al carburador que dan la posibilidad del funcionamiento normal del mismo, se muestran en la fig. 58.

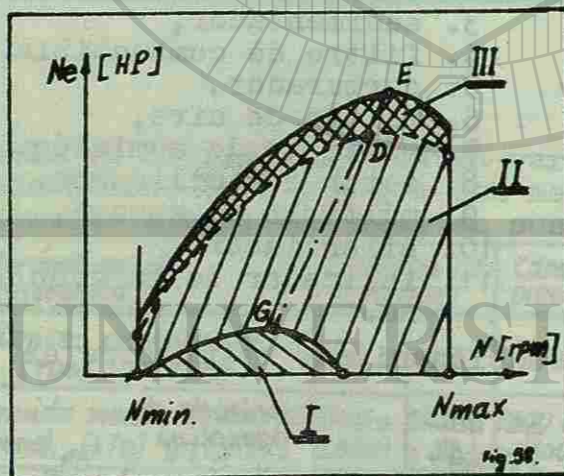


Fig. 58. Rangos de la acción de los dispositivos auxiliares al carburador elemental:

- I. dispositivo de marcha en vacío,
 - II. pulverizador principal con compensación,
 - III. economizador (ahogador),
- GDE; línea del trabajo de la bomba aceleradora (paso de cargas pequeñas a las grandes)

Los funcionamientos del carburador real en forma esquemática durante carga plena y marcha en vacío se muestran en la fig. 59.

El dispositivo de arranque funciona solamente durante el arranque del motor frío, cuando la frecuencia de revoluciones del cigüeñal es poca, y la baja presión en la tobera no es grande (ocurre muy poca pulverización del combustible). La necesidad de formación de una mezcla rica

esta causada por baja temperatura de los conductos de admisión, Por eso la gasolina de la mezcla aire-combustible se separa sobre las paredes inferiores de esos conductos empeorando su relación al aire dentro del cilindro el motor no puede arrancar (el rendimiento volumétrico en los cilindros debe ser $r_v=1$). Por eso el carburador real se equipa con mariposa especial que asegura el arranque del motor en frío (especialmente durante el invierno). Esa mariposa se puede manejar manualmente o automáticamente por un resorte termóstático. El arranque del motor caliente no crea tantos problemas.

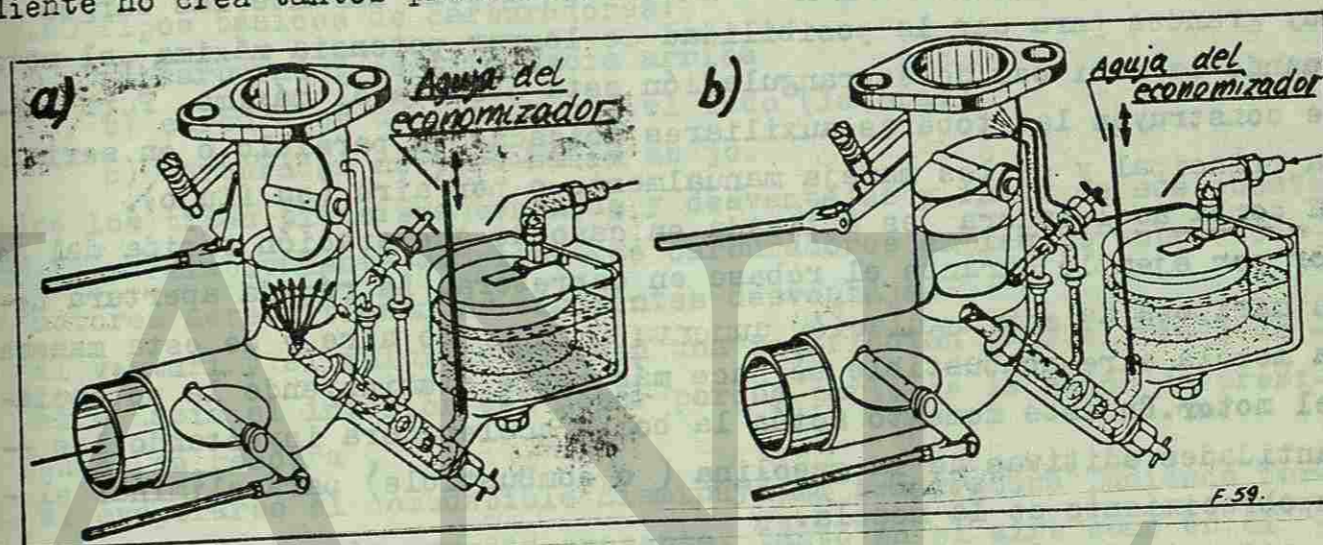


Fig. 59. El principio de funcionamiento del carburador real

- a) durante la marcha plena
- b) durante la marcha en vacío.

El dispositivo de marcha en vacío se construye para asegurar el trabajo del motor durante el cerrado de la mariposa de estrangulación (o sea sin carga) por ej. cuando hay cortas paradas del vehículo (tráfico en ciudad, bajada o subida de personas etc.). Su funcionamiento se muestra en la fig. 59. b).

El pulverizador principal con compensación sirve para la formación de la mezcla en la composición siempre correcta dependiendo de la carga exterior y la frecuencia de revoluciones del cigüeñal. Entonces el compensador actúa durante los cambios de carga exterior del motor y tiene dos métodos su funcionamiento. Primero; se puede cambiar la cantidad de gasolina pulverizada por el pulverizador, o segundo; se puede cambiar la cantidad de aire suministrado por la tobera. Hay varias solucio-

nes técnicas de ambos métodos. La más sencilla y aplicable es el uso del pulverizador principal con un pulverizador auxiliar de compensación (regulador de la cantidad de combustible). Estos carburadores se les llama carburadores de inyector compensador. Del segundo método, la más usual solución técnica es la aplicación de una válvula de aire dentro del carburador. Estos carburadores se les llama carburadores con válvula auxiliar para el aire, y prácticamente usan en la actualidad porque el método de controlar la relación A-F, siendo un ajuste mecánico es difícil de obtener y en extremo difícil de mantener.

El dispositivo enriquecedor enriquece la mezcla durante las cargas muy grandes para dar la posibilidad de lograr potencia máxima del motor cuando la mariposa de estrangulación está abierta al máximo. Para eso se construyen las toberas auxiliares ubicadas en paralelo o en serie a la principal y se les maneja manualmente o por aire (su flujo).

La bomba aceleradora es aplicada en caso de aceleración rápida del motor por ejemplo durante el rebase en carretera. La rápida apertura de la mariposa de estrangulación aumenta el flujo de aire y de esta manera la mezcla aire-combustible se hace más pobre disminuyendo la potencia del motor. En este momento actúa la bomba aceleradora inyectando las cantidades aditivas de la gasolina (o combustible) para eliminar el empobrecimiento de la mezcla.

El economizador (ahogador) se construye en forma de una válvula de aguja que se maneja muy frecuentemente en forma manual. La razón de su aplicación es economizar el gasto de combustible. Se le usa cuando el motor está caliente y sobre todo en autopistas con carga más o menos constante del motor. En esta situación se mueve la aguja que disminuye el orificio de salida de gasolina (fig.59a) haciendo la mezcla aire-combustible más pobre de $\eta_v > 1.15$ a 1.20, ahorrando el consumo de gasolina por el motor.

Todos esos dispositivos del carburador se usan prácticamente en todos los motores ECH en vehículos, independiente de sus potencias y magnitudes. Naturalmente ellos tienen diversas formas pero la finalidad de aplicación es la misma, y sus principios de funcionamiento son muy semejantes.

11.2 CARBURACION E INYECCION EN MOTORES ECH.

Generalmente hay tres tipos de carburadores. Se les muestra en la fig.60

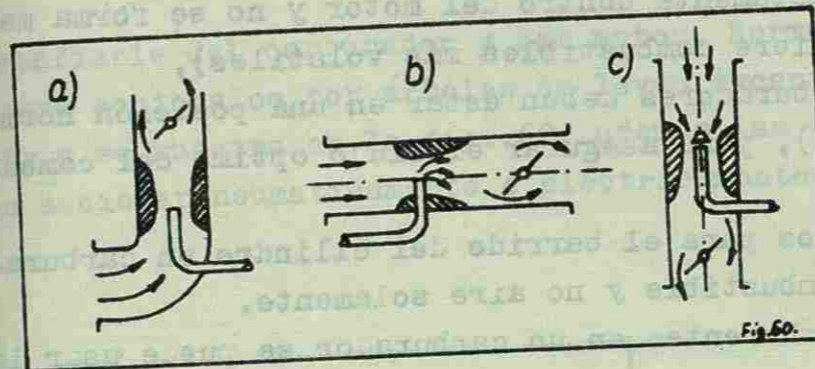


Fig.60 Tipos básicos de carburadores:

- a) carburador de tiro hacia arriba
- b) carburador de tiro hacia el lado (lateral)
- c) carburador de tiro hacia abajo.

Todos los tipos tienen sus ventajas y desventajas y fuera de sus constituciones relativamente simples, los carburadores empleados sobre todo en motores aéreos tienen las siguientes desventajas:

1. el venturi y el múltiple ofrecen una restricción para el flujo de aire hacia el interior del motor porque parte de la caída de presión no se recobra,
2. al evaporarse el combustible disminuye la temperatura pudiendo formarse hielo por la humedad presente, tanto en el aire como en el combustible,
3. para una buena distribución debe suministrarse calor lo cual resulta en una alimentación de aire más caliente, inducida al motor y un bajo rendimiento volumétrico,
4. la aceleración se retarda puesto que el combustible debe fluir desde el carburador hasta el cilindro,
5. el arranque es obstaculizado por la dependencia de la succión del motor, para suministrar las mezclas ricas necesarias.
6. puesto que el múltiple contiene una mezcla combustible, siempre existe el peligro de retorno de la llama desde el cilindro al interior del múltiple,
7. cuando el combustible no está bajo una presión positiva siempre existe el peligro de la obstrucción por vapor, al utilizar un carburador (sobre todo para grandes alturas o en tiempo caluroso).
8. los combustibles menos volátiles se pueden usar cuando el combusti-

- ble es inyectado directamente dentro del motor y no se forma mezcla por carburador (requiere combustibles más volátiles),
9. la mayoría de los carburadores deben estar en una posición normal (con tiro hacia abajo), para asegurar el flujo óptimo del combustible hacia la tobera.
 10. en motores de 2 tiempos para el barrido del cilindro un carburador utiliza una mezcla combustible y no aire solamente.

Para evitar las fallas inherentes en un carburador se puede usar la inyección del combustible pero el equipo de inyección es mucho más complicado y más costoso, que la carburación ya que la bomba para el combustible y la tobera deben ser fabricadas con precisión exacta. El sistema de inyección en motores ECH (Otto), que es mucho más común para motores Diesel, se describe en el cap. 12.5. La inyección de gasolina se usa en vehículos grandes y lujosos o sea en coches deportivos y de carrera y en motores de aviación. Hay también unas soluciones técnicas que combinan la simplicidad del carburador usual con las ventajas de la inyección a presión. Estas soluciones se denominan carburadores de inyección.

Es también de notarse que en un motor multicilíndrico con carburador, cada cilindro no obtiene la misma relación aire-combustible, ni la misma cantidad de combustible (cuando la mezcla de combustible es parcialmente vaporizada). La variación de esa relación de cilindro a cilindro se muestra en la fig. 61.

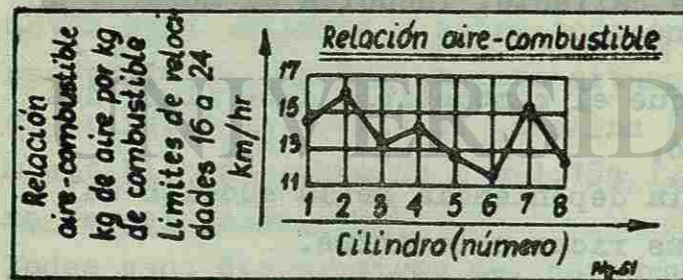


Fig. 61. Variaciones de la relación aire-combustible $AP \sqrt{\frac{\text{kg de aire}}{\text{kg de gasolina}}}$ entre cilindros de un motor con 8 cilindros.

11.3. APARATOS AUXILIARES EN SISTEMAS DE CARBURACION.

Para que un carburador pueda trabajar correctamente se debe alimentar con gasolina en forma continua durante el trabajo del motor. Para realizar esto se usan bombas de alimentación que extraen la gasolina del depósito y la bombean a la cámara del flotador del carburador. La máxima capacidad de esas bombas es del orden de 3 a 5 veces mayor que el consumo de combustible, por el motor. De esta manera se asegura un tra-

bajo confiable del carburador y del motor. Normalmente se usan bombas de diafragma accionados por árboles de levas excéntricos. Una solución de este tipo se muestra en la fig. 62. además las bombas de diafragma se pueden accionar neumáticamente o eléctricamente.



Fig. 62. Funcionamiento de la bomba de diafragma en sistema de carburación en motores ECH (Otto).

Para aumentar la seguridad de la pureza de gasolina se usan filtros con sedimentadores para separar el agua e impurezas sólidas del combustible. La existencia de agua y partículas pequeñas pueden dañar o tapar (por ej. por congelación de agua) las tuberías u otros elementos en el sistema de alimentación pero también desgastar las superficies de los cilindros y causar fugas y pérdidas de gases durante la expansión u otras carreras del émbolo. El mismo método de limpieza se utiliza para el aire. Los filtros de aire tiene diferentes constituciones y dependiendo de la solución y materiales usados logran rendimiento del 40% al 97% de las impurezas. Como materiales de filtración se usan comúnmente: fieltro, lienzo (tela), papel especialmente preparado, crin de caballo, redes metálicas, virutas de varios materiales etc. Al fin de aumentar el rendimiento de limpieza, en algunas ocasiones, los materiales de filtración mencionados se humedecen con aceite.

12. SISTEMA DE ALIMENTACION EN MOTORES EC (DIESEL).

Cada motor del tipo Diesel posee el sistema de inyección para alimentar el motor con el combustible. Este sistema de inyección debe satisfacer -

los siguientes requisitos fundamentales :

1. inyectar la cantidad de combustible requerida por la carga aplicada al motor y mantener esta cantidad constante (de ciclo a ciclo y de cilindro a cilindro).
2. inyectar el combustible en el instante correcto del ciclo, para todo el rango de velocidades del motor.
3. inyectar el combustible en la proporción deseada para controlar la combustión y la elevación resultante de la presión
4. activizar (pulverizar) el combustible hasta el grado deseado
5. distribuir el combustible dentro de toda la cámara de combustión
6. iniciar y terminar la inyección instantáneamente.

Los sistemas modernos utilizan la inyección sólida o mecánica del combustible con tres métodos de operación que se muestran en la fig. 63. En cada sistema, el combustible bajo presión de cerca $0.245 \text{ MPa} (=2.45 \text{ kg/cm}^2)$ es forzado a través de un filtro siguiendo a un colector de aceite pasando por bombas u otras partes del sistema, a cada inyector del cilindro, cuando en el tiempo adecuado se lo inyecta a alta presión en cantidades convenientes.

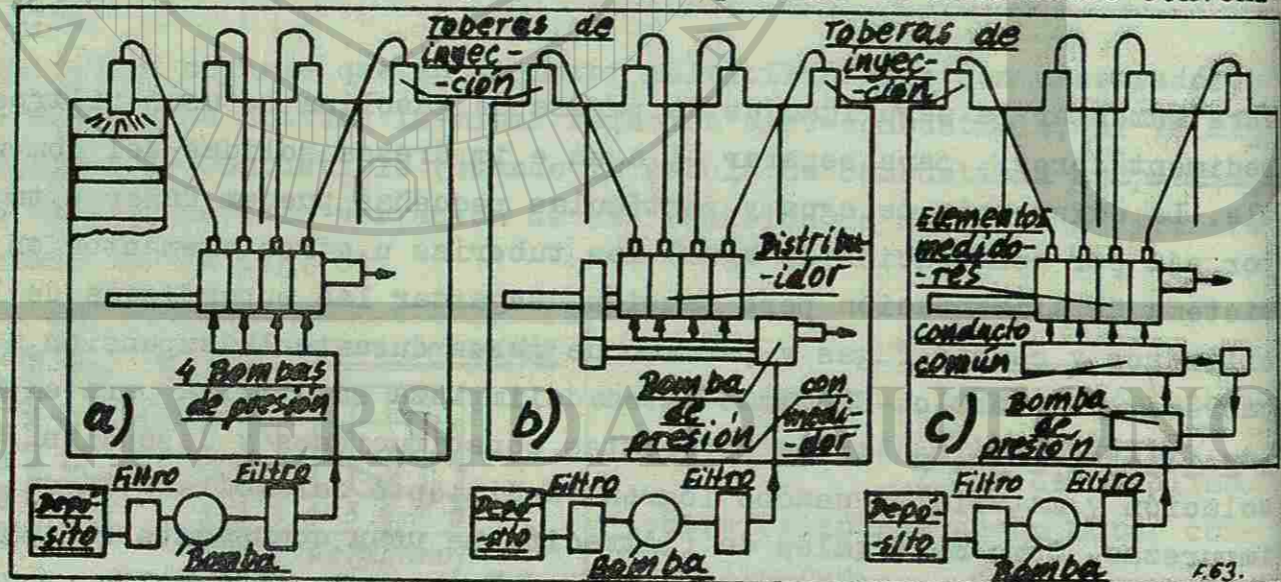


Fig.63. Sistemas básicos de inyección mecánica para un motor de 4 cilindros

- a) sistema de bomba individual, un dosificador y una bomba de compresión individuales, para cada cilindro, del motor,
- b) sistema de distribuidor, una sola bomba para dosificar y comprimir el combustible, más un mecanismo divisor para distribuir el combustible hacia los diferentes cilindros,

- c) sistema de conducto común (o sea de depósito común), una sola bomba para comprimir el combustible, más un elemento dosificador para cada cilindro.

12.1. EL SISTEMA DE BOMBA INDIVIDUAL.

Como se mostró en la fig.63. este sistema se caracteriza por el de poseer un dosificador y una bomba de compresión por separado para cada cilindro del motor. Los tipos más comunes del sistema mencionado son los presentados por las firmas Bosch, Ex-Cell-O y General Motors.

La bomba Bosch se aplica muy frecuentemente en motores Diesel. Su funcionamiento se muestra en la fig.64.

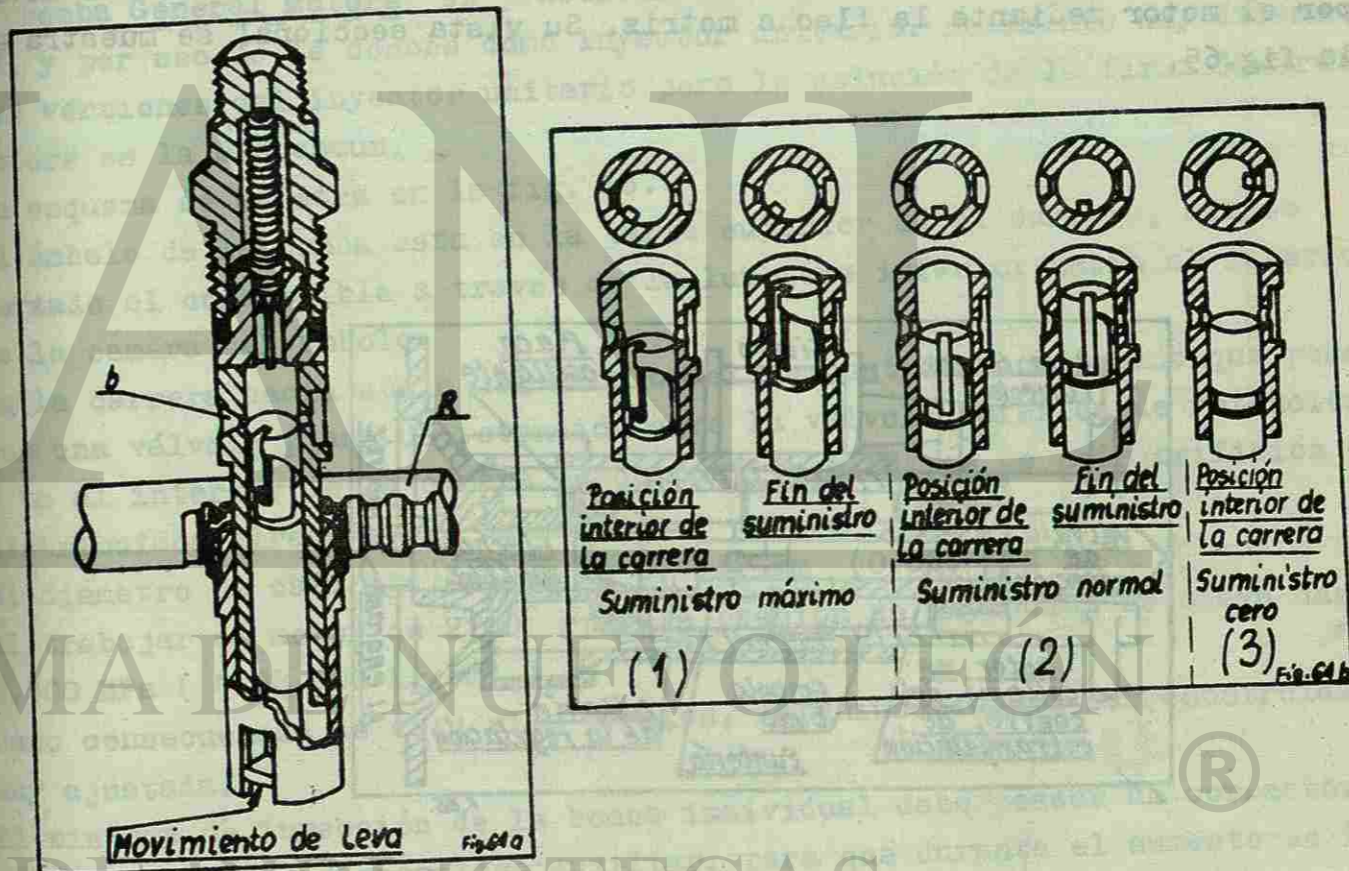


Fig.64 Esquema de funcionamiento de la bomba Bosch dependiente de las posiciones de la hélice para varias condiciones de carga. La posición de la ranura helicoidal se cambia con respecto a la lumbrera- de lengüeta b, haciendo girar el émbolo por medio de la cremallera R. El- émbolo ha sido girado a una posición para cantidad máxima de combustible-

inyectado puesto que la elevación máxima del émbolo tendrá lugar antes que la hélice descubra a la lumbrera b.

La barra R corresponde al estrangulador del motor Otto con carburación, variando la posición de la barra, se varía la cantidad de combustible (desde cero hasta la carga plena). La posición (1) muestra el recorrido máximo (carga plena), la posición (2) aproximadamente media carga, y en la posición (3) la ranura del émbolo está en línea, con la lumbrera de leña-güeta y no se obtiene compresión o suministro del combustible. Esto es la posición de inmovilidad del motor.

En este sistema cada unidad individual (cada bomba) está dispuesta en fila como los cilindros de motores.

La bomba Ex-Cell-O a diferencia de la bomba Bosch, está dispuesta en un círculo y es accionada (en lugar de levas) por una placa oscilante movida por el motor mediante la flecha motriz. Su vista seccional se muestra en la fig.65.

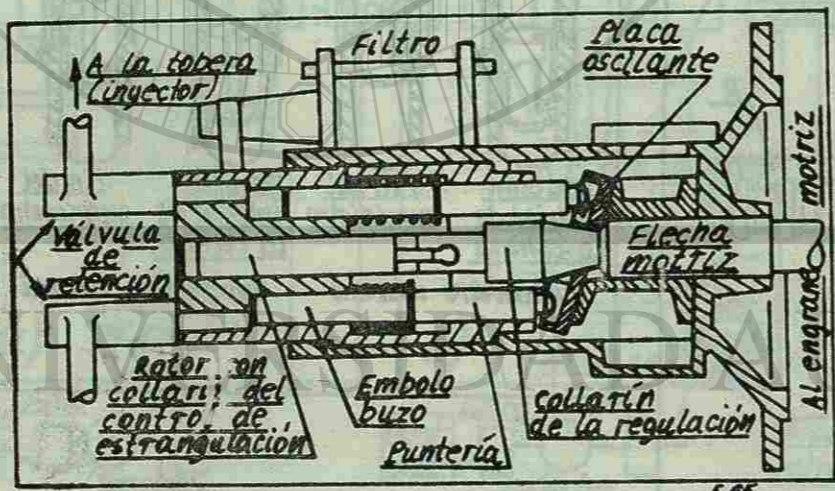


Fig.65. Vista esquemática de las partes de la Bomba Ex-Cell-O.

El combustible proveniente del filtro (lado izquierdo de la fig.65) baja y entra al compartimiento que envuelve al rotor (conducto no mostrado). El rotor es movido directamente por la flecha motriz y dosifica el com-

combustible para cada émbolo buzo. El movimiento axial del rotor, se controla mediante el collar flotante del control de estrangulación que está conectado al gobernador y al estrangulador. El rotor no está rigidamente sujeto a la flecha motriz en lugar de ello, el movimiento se hace a través de un pasador en la flecha motriz que descansa dentro de una ranura inclinada del miembro regulador, al mover el collarin flotante del control de la regulación cambia la posición angular del rotor con respecto a la flecha motriz y el principio de la inyección puede alterarse con los cambios de la velocidad. Por lo tanto, la bomba Ex-Cell-O varía la carga variando la posición axial del rotor.

La bomba General Motors es prácticamente una combinación de tobera y bomba, y por eso se le conoce como inyector unitario. Realmente hay diferentes versiones del inyector unitario pero la solución de la firma General Motors es la más común.

Su esquema se muestra en la fig. 66.

El émbolo de la bomba está en la parte superior de su carrera, siendo forzado el combustible a través de la lumbrera inferior hacia el interior de la cámara del émbolo.

En la carrera hacia abajo del émbolo, el combustible comprimido que pasa por una válvula plana de retención abre la válvula esférica de retención y va al interior de la cámara de combustión a través de seis orificios distribuidos alrededor de un círculo.

El diámetro de cada agujero es de 0.1542 mm (0.006 plg).

Al trabajar el motor de 2100 rpm, la presión de inyección se eleva hasta 2,800 MPa (≈ 28 000 kg/cm²).

Como consecuencia de esta alta presión, la unidad deberá ser construida muy ajustada.

El sistema de inyección de la bomba individual debe poseer un corrector del trabajo como dispositivo auxiliar, para que durante el aumento de las revoluciones del motor no se incremente la dosis de combustible inyectado que mostraron las investigaciones prácticas del funcionamiento de las bombas individuales. Para eliminar esa desventaja se montan los correctores hidráulicos o mecánicos.

Los primeros disminuyen la presión del combustible en tuberías de alta presión durante el aumento de las revoluciones del cigüeñal, y los segundos son ajustados para revoluciones altas y durante la disminución de esas revoluciones aumenta por la acción de un resorte y del acoplamiento de cremallera la dosis del combustible en cada inyección.

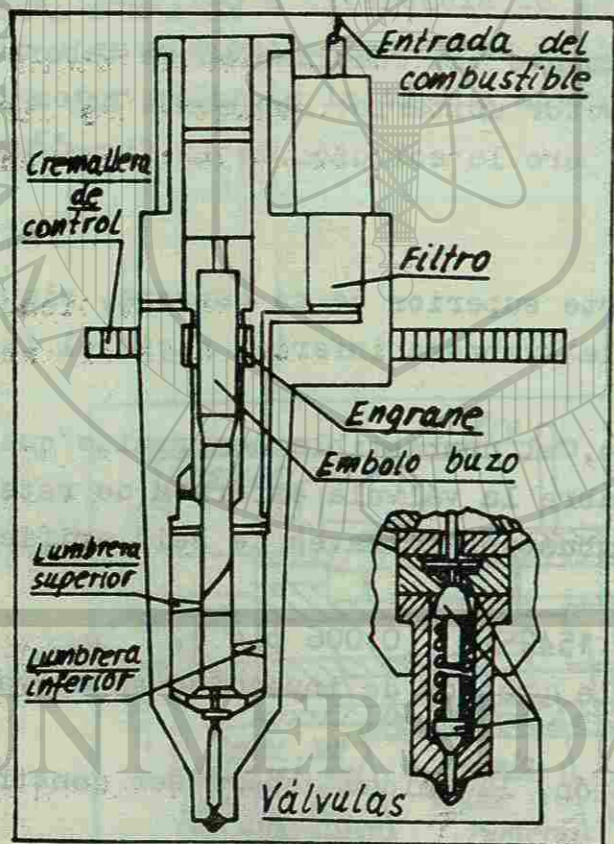


Fig. 66. Esquema de constitución y funcionamiento del inyector unitario de la firma General Motors.

12.2. EL SISTEMA DE DISTRIBUIDOR.

En este sistema se aplica una sola bomba para dosificar y comprimir el combustible con un mecanismo divisor, para distribuir el combustible a

los diferentes cilindros. Generalmente hay tres soluciones importantes, de las firmas International Harvester, Cummins y Bosch. La versión de International Harvester se muestra esquemáticamente en la fig. 67.

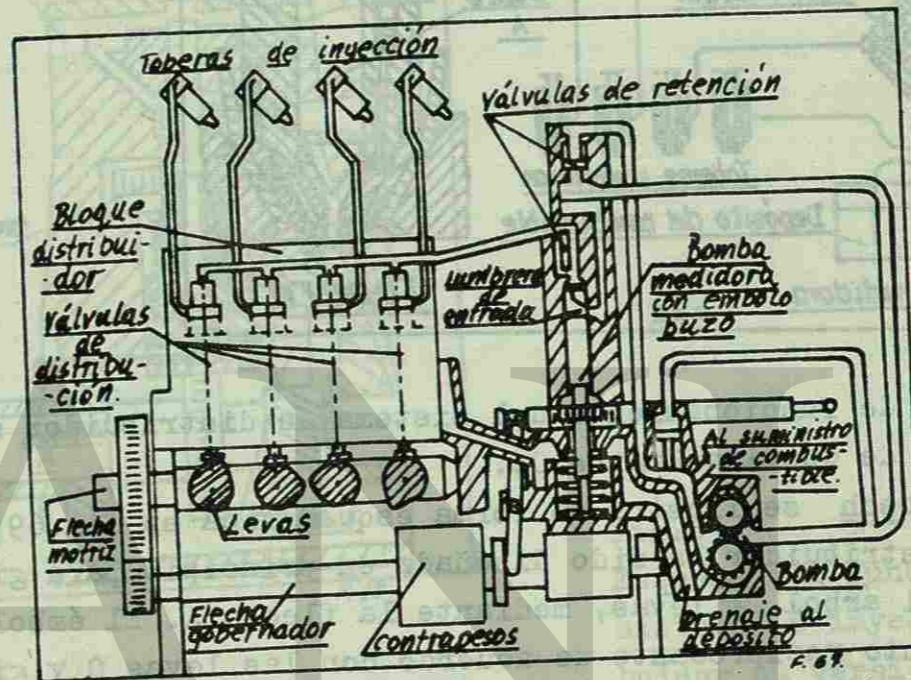


Fig. 67. Vista esquemática del funcionamiento del sistema de inyección de distribuidor según versión de International Harvester Co. La dosificación y regulación de la inyección se realiza mediante un embolo buzo y por lo mismo a cada cilindro serán suministradas cantidades iguales de combustible, y además en el mismo punto de distribución durante el ciclo. El distribuidor simplemente selecciona el cilindro que debe recibir el combustible. En este sistema las presiones de inyección son bajas logrando los valores de 14 a 28 MPa (≈ 140 a 280 kg/cm^2) dependiendo de la velocidad del motor.

La versión de Cummins se muestra esquemáticamente en la fig. 68. El combustible se suministra a una presión de 0.84 MPa ($\approx 8.4 \text{ kg/cm}^2$) mediante una bomba no mostrada en el esquema enviándolo a una bomba dosificadora. El combustible medido es dirigido al cilindro conveniente mediante un distribuidor rotatorio con conductos taladrados y que

es accionado por el árbol de levas del motor. La tobera de inyección y la bomba se combinan en una unidad algo semejante a la idea del inyector unitario, siendo accionado el émbolo buzo A por el árbol de levas. Debido a que los motores Cummins son de 4 tiempos, el disco distribuidor gira a la velocidad del árbol de levas.

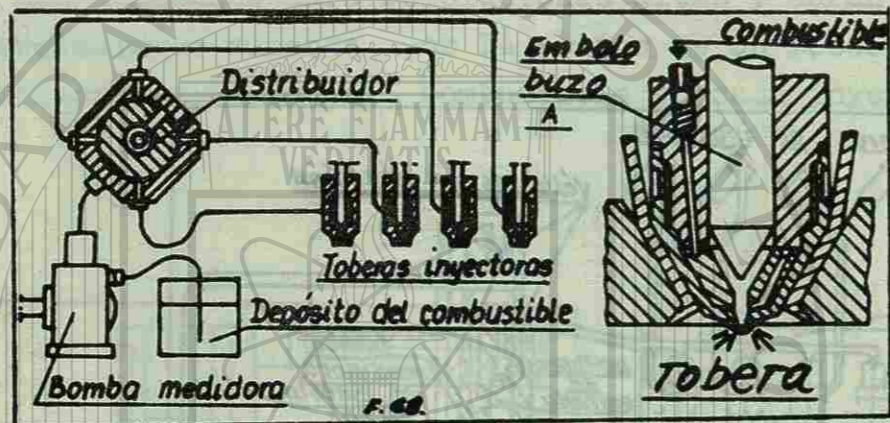


Fig.68. Esquema de funcionamiento del sistema de distribuidor según versión de Cummins Engine Co.

La versión de Bosch se ilustra en forma esquemática en fig.69. La bomba del distribuidor ha sido diseñado en principio para girar a la velocidad del árbol de levas, mediante la flecha A. El émbolo buzo B tiene movimiento recíprocante de acuerdo con las levas C y gira por medio del engrane D que es movido a la mitad de la velocidad de la bomba por la flecha E accionada mediante engranes. El combustible entra a la bomba a través de una de las dos entradas G y la abandona por las salidas H que comunican con las toberas. Es de notar que el costo de la bomba es alrededor del 60% del de una de tipo descrito en la fig.64, siendo comparables las características de suministro y duración.

12.3 EL SISTEMA DE CONDUCTO COMÚN.

El sistema de conducto común se nombra también como el sistema de inyección de depósito común y se compone de una sola bomba para comprimir el combustible, más un elemento dosificador para cada cilindro. Su funcionamiento esquemático se muestra en la fig.70.

La versión de Cooper-Bessemer consta de una bomba A de alta presión, una válvula B para controlar la presión, un acumulador C como depósito común, los elementos dosificadores D (uno por cada cilindro) y las toberas E.

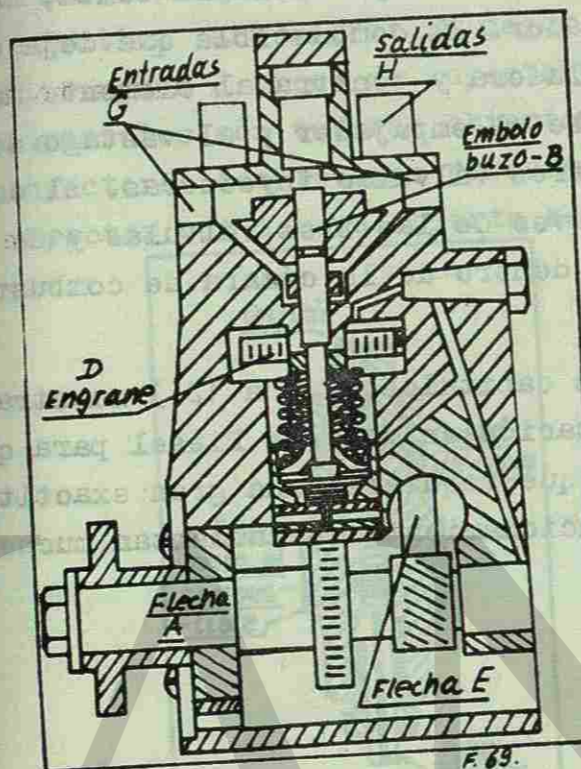


Fig.69. Esquema del funcionamiento del sistema de inyección de distribuidor en versión de American-Bosch Corp. (originalmente es la firma alemana).

La capacidad de la bomba así como la presión se regulan mediante la válvula B de doble camisa. La camisa interior de dicha válvula está conectada al gobernador o al estrangulador mientras que la camisa exterior está engranada a una cremallera sujeta a un émbolo accionado mediante resorte. La posición del émbolo se controla por la presión en el acumulador. La posición del émbolo, estranguladora, selecciona el nivel de presión para el acumulador en tanto que la camisa exterior controla el flujo de aceite hacia la bomba para mantener la presión seleccionada. A medida que aumenta la demanda de combustible (mayor carga o aumento de velocidad) disminuye la presión en el acumulador, el resorte empuja a la

cremallera hacia abajo y la camisa gira para permitir un mayor transplante de las lumbreras en ambas camisas, consecuentemente el área de flujo admite más combustible que antes para que fluya hacia la bomba, hasta que aumenta la presión en el acumulador. El combustible que deja el acumulador C, pasa por una válvula aisladora y penetra al elemento medidor D. Cuando la nariz de la leva sube al empujador y al vástago de la válvula, se levantan de su asiento tres válvulas inyectoras. El combustible sometido a presión fluye a través de las tres válvulas y de la tobera y es inyectado el combustible, dentro de la cámara de combustión en el cilindro.

Todas las soluciones presentadas en los capítulos 12.1 a 12.3 muestran lo complicado de los sistemas de alimentación en motores Diesel para que puedan funcionar correctamente y se ve que requieren una gran exactitud de manufactura y mucha seguridad de funcionamiento que aumentan mucho el costo de fabricación.

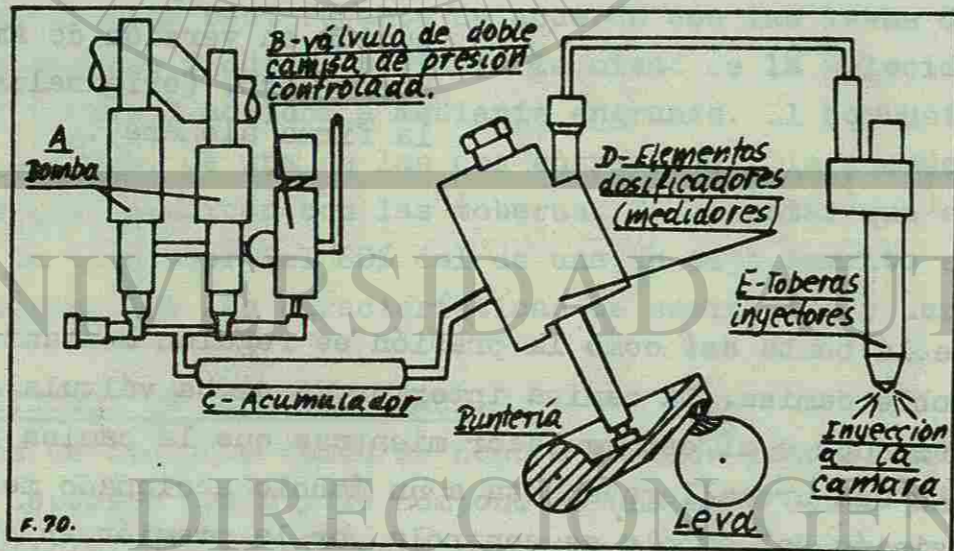


Fig. 70 El funcionamiento esquemático del sistema de inyección de conducto común en versión moderna de la firma Cooper-Bessemer Corp.

12.4. INYECTORES

Los inyectores en los motores de combustión interna juegan un papel muy importante porque deben pulverizar la dosis del combustible en la forma más efectiva para lograr la mejor combustión del mismo en el cilindro. Se distinguen 2 tipos de inyectores:

1. inyectores con toberas abiertas
2. inyectores con toberas cerradas

El inyector con tobera abierta se muestra en la fig.71

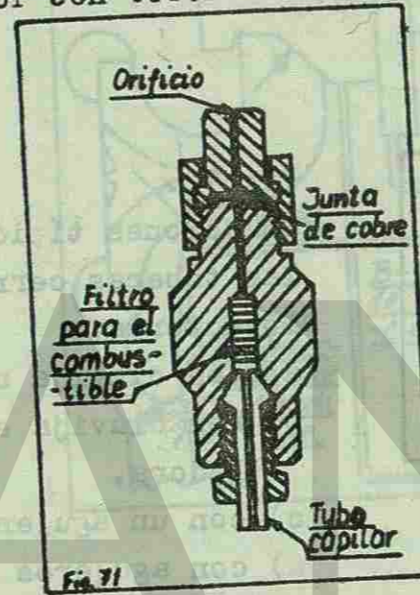


Fig.71. Corte seccional de tobera abierta en inyectores de motores Diesel.

Las ventajas de esta constitución son : simplicidad, bajo costo de producción y confiabilidad de funcionamiento. Pero las desventajas tienen mayor significado y ellos son :

1. la calidad de pulverización del combustible depende de la velocidad de trabajo de la bomba y se ve muy afectada a bajas revoluciones del motor.
2. la tobera tiene tendencia al goteo entre inyecciones que causa un mayor consumo de combustible y empeora la combustión.

Por eso en soluciones modernas se utilizan los inyectores con toberas cerradas que se muestran en la fig.72.

Las toberas cerradas no tienen las desventajas de las abiertas y aunque son más costosas encontraron una aplicación muy amplia en motores Diesel. La tobera está fijada por una tuerca de presión con resorte helicoidal. Por cambio del esfuerzo preliminar del resorte (moviendo la tuerca) se puede cambiar y ajustar muy fácilmente la presión de inyección. Además esas toberas aseguran una mejor pulverización del combustible. A

bajas velocidades la tobera cerrada no descargará hasta que la presión sea lo suficientemente elevada para abrir la válvula de orificio. Entonces la descarga ocurre con mayor rapidez que la de la bomba, cae la presión y la tobera cierra instantáneamente. La presión vuelve a ser elevada por la bomba y se repite la operación, también varias veces en un período de inyección apareciendo una inyección múltiple. En esta forma la tobera cerrada controlará simplemente la presión de inyección a bajas velocidades y permitirá que el área del orificio controle la presión a altas velocidades.

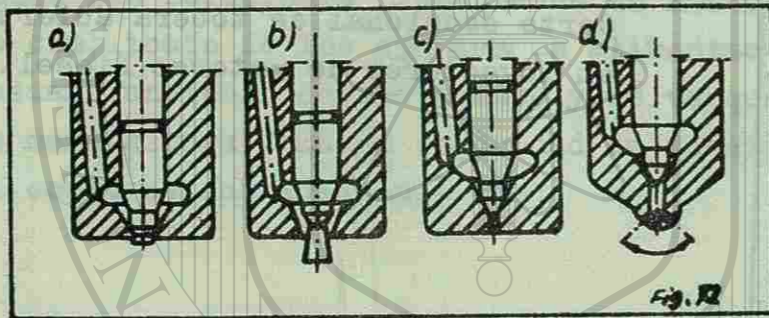


Fig. 72. Soluciones típicas de las toberas cerradas en inyectores:
 a) con clavija normal,
 b) con clavija estranguladora,
 c) con un agujero,
 d) con agujeros múltiples.

12.5. SISTEMAS DE INYECCION PARA LOS MOTORES OTTO.

Como se mencionó en el cap. 11.2, ninguno de los sistemas de inyección de combustible para motores ECH (Otto) pequeños, se han desarrollado hasta ahora comercialmente. Los sistemas existentes se aplican en coches lujosos de carrera, o de aviación, pero las soluciones irán cambiando en principio y en diseño a medida que se adquiera mayor experiencia. Por eso en este capítulo se mostrará solamente en forma superficial esos sistemas existentes que además tienen mucho en común con los sistemas de inyección en motores Diesel.

Principalmente se utilizan 3 tipos de sistemas de inyección de gasolina que tomaron sus nombres de las firmas que los han aplicado y desarrollado. Ellos son:

1. sistema de inyección de gasolina del tipo Stromberg,
2. sistema de inyección de gasolina del tipo Bosch,
3. sistema de inyección de gasolina del tipo Ex-Cell-O.

El esquema de funcionamiento del sistema primero (Stromberg) se muestra en la fig. 73.

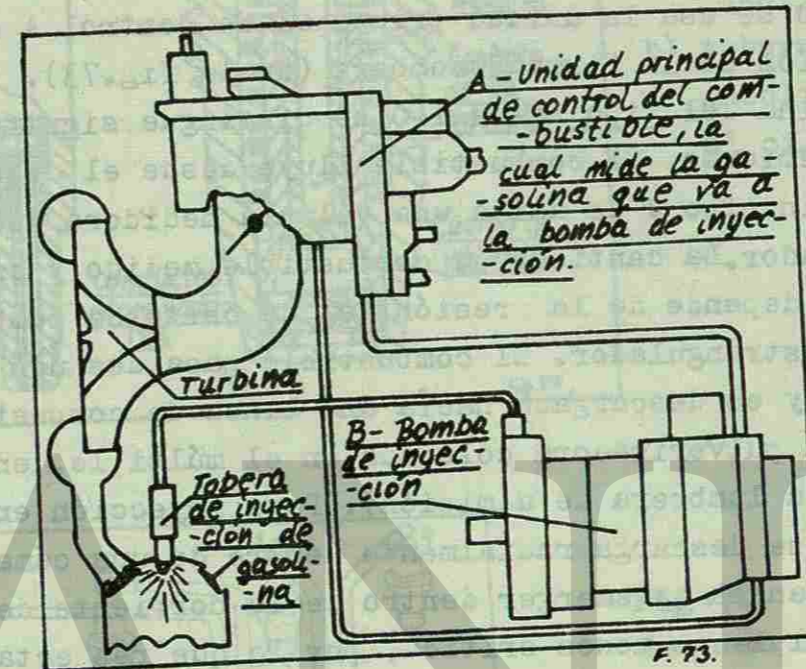


Fig. 73. Funcionamiento esquemático del sistema de inyección de gasolina del tipo Stromberg.

El combustible medido sale de la unidad y entra a la bomba de inyección B. La compresión del combustible vence a la válvula de retención (de presión 1.4 MPa \approx 14 kg/cm²) y permite al combustible entrar a la línea de inyección que va a la tobera. La acción de bombeo continua hasta lograr una cierta alta presión. Luego, el combustible a alta presión escapa hacia el área de baja presión en el cuerpo de la bomba y se suspende la inyección. El aire entra por la tubería y la turbina que lo comprime hasta el cilindro por la válvula de admisión. Si aumentan los flujos de aire y combustible a través de la unidad principal A (estrangulador abierto), aumenta la diferencia de presiones sobre el diafragma de control en la bomba que ocasiona el crecimiento del bombeo y finalmente la potencia del motor y su velocidad. En este modo el motor reacciona al cambio de carga.

Un tipo muy semejante al método descrito es la solución de la firma Bosch. La diferencia principal es en la constitución de la bomba, del diseño y construcción y en su funcionamiento. La bomba Bosch se utiliza con la cremallera de control conectada directamente al pedal del acelerador o al gobernador y no se usa la unidad principal de control A como se muestra en la solución de la firma Stromberg (de la fig.73).

El sistema de gasolina del tipo Ex-cell-O se distingue significativamente de los ejemplos anteriores. El combustible fluye desde el depósito hasta una bomba de suministro y de ahí a una válvula medidora que es operada por el estrangulador. La cantidad de combustible medido y enviado a la cámara de bombeo depende de la presión del depósito de combustible y de la posición del estrangulador. El combustible pasa después a los ductos de alimentación y es descargado hacia una línea de combustible que conduce a una tobera pulverizadora colocada en el múltiple, en la cabeza del cilindro (o en la lumbrera de admisión). Para inyección en el múltiple, el combustible se descarga radialmente dentro de una cámara atomizadora y sus ductos, antes de emerger dentro de la corriente de aire. La inyección en el múltiple es menos crítica, por lo que respecta a la localización de la cámara de combustión. A mayor abundamiento, la tobera es menos costosa en cuanto que la presión de inyección en el múltiple es más baja y logra alrededor del valor de 0.7 MPa ($\approx 7 \text{ kg/cm}^2$), cuando la inyección directa al cilindro debe ser de 1.75 MPa ($\approx 17.5 \text{ kg/cm}^2$). Las toberas de inyección de gasolina se muestran en la fig.74.

13. SISTEMAS DE ENCENDIDO.

Generalmente se distinguen dos tipos del encendido en motores de combustión interna. Ellos son:

1. sistema de encendido con acumulador
2. sistema de encendido mediante magneto.

El primero es característico en vehículos terrestres y el segundo en motores de aviación y algunos equipos agrícolas.

Ambos tipos se muestran en las fig.75 y 76.

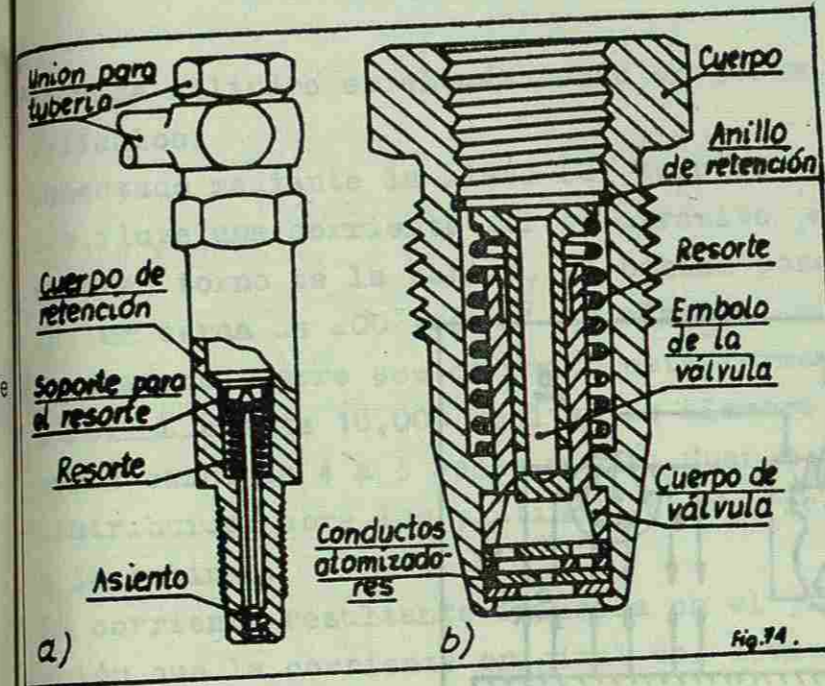


Fig.74.

Cortes esquemáticos de las toberas para inyección de gasolina:

- a) tobera de inyección de gasolina en múltiple.
- b) tobera de inyección de gasolina directamente al cilindro.

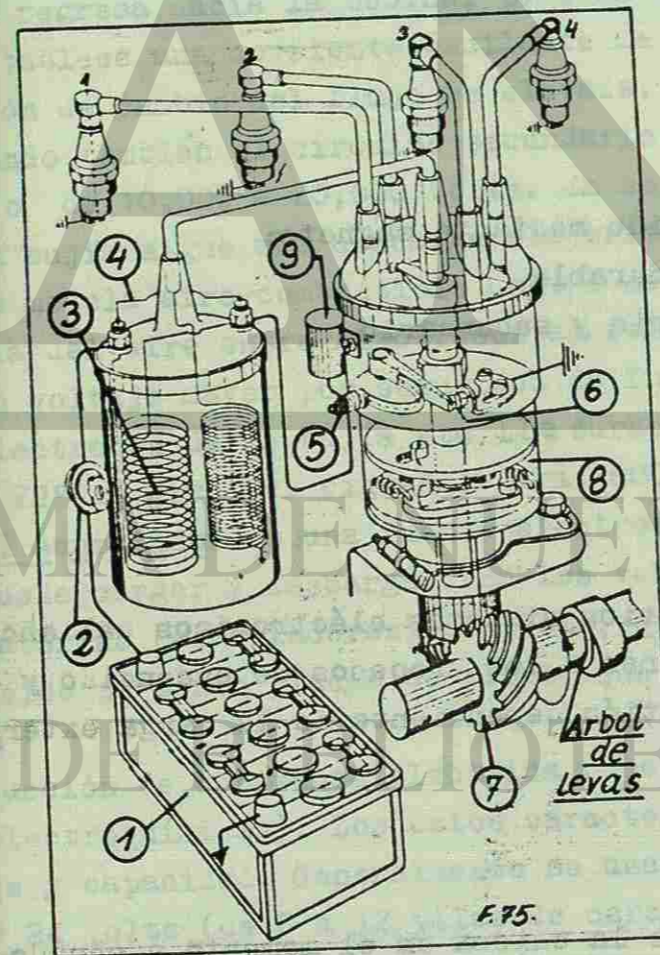


Fig.75.

Esquema del sistema de encendido con acumulador:

1. batería
2. contacto con llave
3. circuito de bajo voltaje
4. terminales del circuito primario de la bobina
5. conexión del circuito primario al distribuidor
6. interruptor del circuito
7. mando del interruptor accionado por árbol de levas (con relación 1:1).
8. mecanismo para adelantar la interrupción y por consiguiente la chispa.
9. condensador.

Un tipo muy semejante al método descrito es la solución de la firma Bosch. La diferencia principal es en la constitución de la bomba, del diseño y construcción y en su funcionamiento. La bomba Bosch se utiliza con la cremallera de control conectada directamente al pedal del acelerador o al gobernador y no se usa la unidad principal de control A como se muestra en la solución de la firma Stromberg (de la fig.73).

El sistema de gasolina del tipo Ex-cell-O se distingue significativamente de los ejemplos anteriores. El combustible fluye desde el depósito hasta una bomba de suministro y de ahí a una válvula medidora que es operada por el estrangulador. La cantidad de combustible medido y enviado a la cámara de bombeo depende de la presión del depósito de combustible y de la posición del estrangulador. El combustible pasa después a los ductos de alimentación y es descargado hacia una línea de combustible que conduce a una tobera pulverizadora colocada en el múltiple, en la cabeza del cilindro (o en la lumbrera de admisión). Para inyección en el múltiple, el combustible se descarga radialmente dentro de una cámara atomizadora y sus ductos, antes de emerger dentro de la corriente de aire. La inyección en el múltiple es menos crítica, por lo que respecta a la localización de la cámara de combustión. A mayor abundamiento, la tobera es menos costosa en cuanto que la presión de inyección en el múltiple es más baja y logra alrededor del valor de 0.7 MPa ($\approx 7 \text{ kg/cm}^2$), cuando la inyección directa al cilindro debe ser de 1.75 MPa ($\approx 17.5 \text{ kg/cm}^2$). Las toberas de inyección de gasolina se muestran en la fig.74.

13. SISTEMAS DE ENCENDIDO.

Generalmente se distinguen dos tipos del encendido en motores de combustión interna. Ellos son:

1. sistema de encendido con acumulador
2. sistema de encendido mediante magneto.

El primero es característico en vehículos terrestres y el segundo en motores de aviación y algunos equipos agrícolas.

Ambos tipos se muestran en las fig.75 y 76.

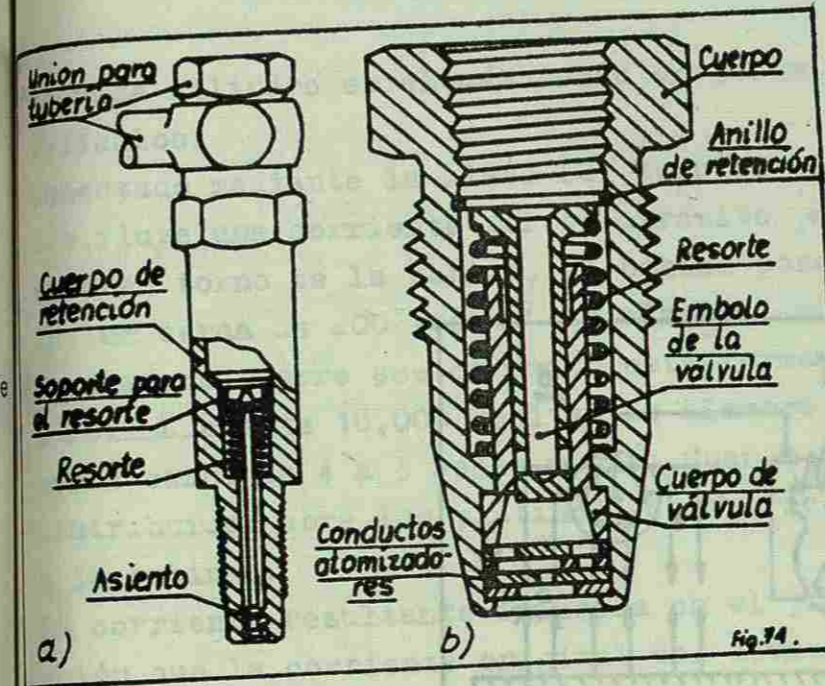


Fig.74.

Cortes esquemáticos de las toberas para inyección de gasolina:

- a) tobera de inyección de gasolina en múltiple.
- b) tobera de inyección de gasolina directamente al cilindro.

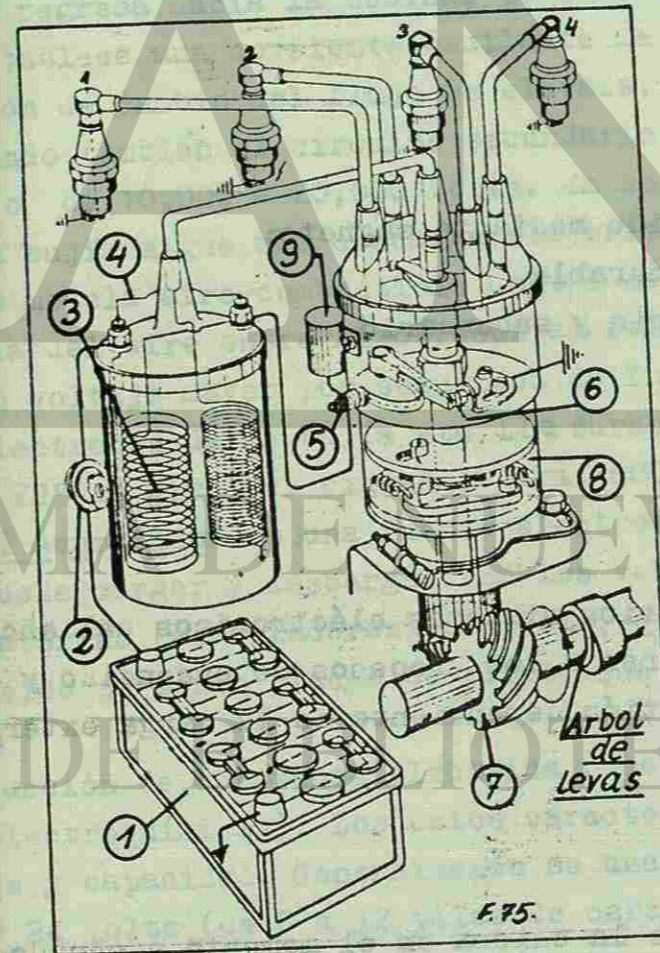


Fig.75.

Esquema del sistema de encendido con acumulador:

1. batería
2. contacto con llave
3. circuito de bajo voltaje
4. terminales del circuito primario de la bobina
5. conexión del circuito primario al distribuidor
6. interruptor del circuito
7. mando del interruptor accionado por árbol de levas (con relación 1:1).
8. mecanismo para adelantar la interrupción y por consiguiente la chispa.
9. condensador.

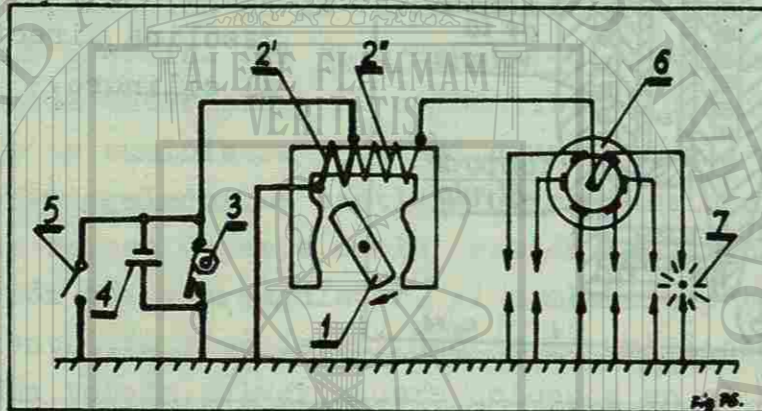


Fig. 76. Esquema eléctrico del encendido mediante magneto:

1. rotor con imán giratorio durable,
2. bobina con circuito primario y secundario
3. interruptor
4. condensador
5. contacto por llave
6. distribuidor
7. bujías

En la actualidad empiezan a entrar varios sistemas electrónicos del encendido con microcomputadoras que mantienen a los procesos de encendido y controlan varios parámetros de combustión dependiente de la carga exterior del motor.

13.1. ENCENDIDO CON ACUMULADOR.

Este tipo de encendido o producción de la chispa en el momento adecuado-

en cada cilindro es el más común en todos los motores ECH (Otto) para vehículos.

Conectado mediante la llave (2) todo el circuito al cerrarse los platinos, fluye una corriente por el circuito primario creando un campo magnético en torno de la bobina. La bobina posee el circuito primario formado por cerca de 200 vueltas de alambre de cobre montadas sobre un núcleo de acero. Sobre ese circuito está formado el circuito secundario con aproximadamente 18,000 vueltas de alambre de cobre con el diámetro del corte cerca de 4 a 5 veces menor. Cuando la leva sobre la flecha del distribuidor abre los platinos, desaparece el campo magnético en torno a la bobina.

La corriente resultante inducida en el primario, fluye en la misma dirección que la corriente original del acumulador, cargando al condensador. El condensador suministra un lugar para que fluya la corriente y luego la regresa hacia la bobina, pero en dirección opuesta. En esta forma se establece una corriente oscilante de alta frecuencia y por ello la relación de cambio del flujo es elevada. Con el campo desvaneciéndose y cortando también el circuito secundario, se induce un alto voltaje secundario de 10,000 a 20,000 Volts. En este momento entre los electrodos de la bujía sigue una descarga eléctrica en forma de un arco que enciende la mezcla aire-combustible dentro del cilindro. Normalmente la resistencia del aire entre electrodos se rompe a los 8,000 Volts pero se aplica un voltaje mayor por seguridad de funcionamiento (sedimentos sobre los electrodos de la bujía etc.). La duración del arco es del orden de 0.001s o 22° de giro del cigüeñal para 3600 r.p.m.

El acumulador es una fuente electroquímica de corriente directa que se puede cargar y descargar. En los vehículos casi siempre se utilizan las baterías (acumuladores) de plomo, que significa que dentro del líquido-acido se ponen placas de plomo, que causan las reacciones químicas y pro-

ducción de corriente eléctrica (por eso se les nombra las reacciones electroquímicas). Los datos característicos del acumulador son su voltaje y capacidad. Generalmente se usan las baterías nominales de 12 Volts y 24 Volts (de 6 a 12 pilas de cerca 2 Volts cada una). Cada pila bien cargada tiene 2.2. Volts y descargada 1.75 Volts. La capacidad del acumulador se mide por el resultado del tiempo de la descarga en amperios- (es decir en amper-horas: Ah). Generalmente los acumuladores poseen la

capacidad de 35Ah hasta 75Ah , que significa por ej., que un acumulador de 35 Ah descargará en 17.5 horas con una corriente de 2A, en 10 horas a 3.5 A, ó en 7 horas- a 5A, etc.

La bobina consiste en una cubierta impermeable y forma un tipo de transformador cambiando la corriente de bajo voltaje a corriente de alto voltaje. El núcleo de la bobina está hecho de placas de acero blando que son aisladas entre si, y del cilindro de la bobina. El circuito primario consta normalmente de 200 a 500 (máximo) vueltas de alambre con diámetro de 0.4 a 1.0 mm, y el secundario de 16,000 a 18,000 vueltas del alambre de 0.1 a 0.2 mm de diámetro.

El voltaje inducido en el circuito primario no queda limitado al voltaje del acumulador, pues igual que el del secundario queda determinado por el número de vueltas del alambre y por la rapidez de cambio del flujo magnético del campo y es del orden de 150V (el secundario, entre 10,000 a 20,000 Volts).

El interruptor es de constitución muy sencilla y se le muestra en la fig.77. en forma esquemática.

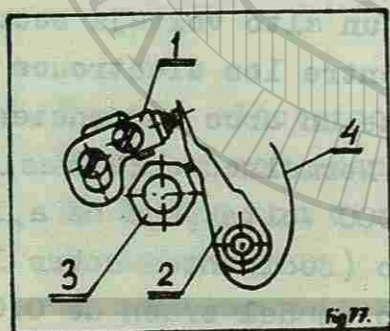


Fig.77. Funcionamiento del interruptor del encendido: 1. y 2. platinos, 3. leva giratoria interruptora y 4. resorte de presión.

Durante el movimiento giratorio de la leva (3) se interrumpe el contacto entre los platinos (1) y (2). El resorte (4) presiona siempre el platino (2) en la dirección del contacto.

La distribución del encendido a los cilindros se realiza por el movimiento rotatorio del lado de distribución en el distribuidor.

La regulación del avance del encendido en motores modernos se lleva a cabo por lo general, en forma automática, por los métodos:

- 1. el avance de vacío y 2. el avance centrífugo.

El avance de vacío es muy necesario para la regulación del arco de la chispa porque las mezclas pobres en el rango económico, requieren un ajuste adelantado de la chispa, en comparación con la que debe ser para-

las mezclas a plena carga que se queman más rápido. El avance centrífugo es necesario para compensar los aumentos de la velocidad del motor porque la velocidad inicial de la llama es relativamente constante, puesto que la bujía esta próxima a las paredes de la cámara. Este avance (centrífugo) se obtiene conectando la leva interruptora de los platinos a un contrapeso. A medida que la velocidad del motor aumenta el movimiento de los pesos ocasionado por la fuerza centrífuga, avanza la posición angular de la leva en relación con la flecha motriz. En esta nueva posición , los platinos abren en un tiempo más corto que antes y por ello queda adelantada la chispa. Los pesos se encuentran en la parte baja dentro de la caja del distribuidor. Avance de vacío (la regulación del retardador de carga) se obtiene uniendo toda la placa de los platinos a un diafragma manteniendolo en la posición completamente retardada mediante un resorte como se muestra en la fig.78.

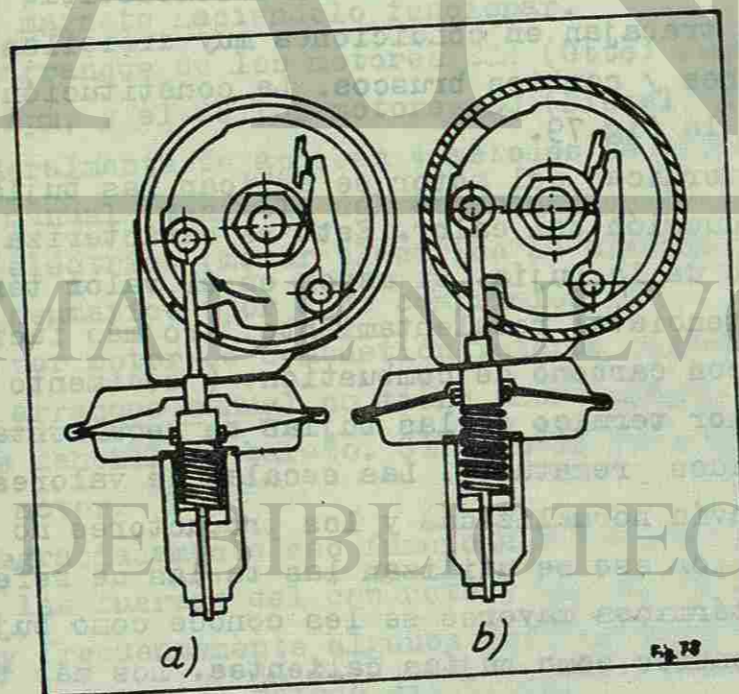


Fig.78. Esquema de funcionamiento del regulador del avance de vacío: a) posición normal. b) crecimiento del avance de encendido.

13.2. ENCENDIDO MEDIANTE MAGNETO.

El principio de funcionamiento del encendido mediante magneto es muy semejante al tipo del encendido descrito anteriormente. Solo que aquí se elimina el acumulador y el magneto funciona girando accionado por el motor.

Por eso en este método se requiere un arranque mecánico exterior. El magneto juega el papel de la fuente de corriente, de la bobina del interruptor y también frecuentemente del distribuidor de los sistemas con acumulador. Así pues su constitución es muy compacta y ligera.

Cuando el magneto es accionado por el motor (vease fig.76), el flujo del campo magnético en la bobina va alternando su intensidad a medida que cambia la polaridad en las zapatas polares. Por lo tanto, se inducirá la corriente en el circuito primario y por interrupción, también en el circuito secundario produciendo la corriente de alto voltaje. La aplicación del condensador da la posibilidad de romper la resistencia del aire entre los electrodos de las bujías y producir los arcos eléctricos de las chispas en los cilindros del motor.

13.3. BUJIAS AUTOMOTRICES.

La función de la bujía es el encendido de la mezcla aire-combustible en el cilindro, por eso las bujías trabajan en condiciones muy difíciles, a muy altas temperaturas y presiones y cambios bruscos. La constitución general de la bujía se muestra en la fig.79.

Dependiendo de las condiciones térmicas del motor se aplican las bujías con capacidad adecuada para conducción del calor. Esto se caracteriza numéricamente por el valor térmico de la bujía. Si mayor es el valor térmico de la bujía, aumenta su resistencia al recalentamiento pero más fácilmente se cubren sus electrodos con carbono de combustión (sedimento de combustión). Disminuyendo el valor térmico de las bujías se recalientan más fácilmente y causan encendidos prematuros. Las escalas de valores térmicos de bujías no están todavía normalizadas y los productores no siempre usan esos significados, por eso se utilizan las tablas de referencia. Las bujías con valores térmicos mayores se les conoce como bujías frías, y con valores térmicos menores como bujías calientes. Los más típicos valores térmicos según las designaciones de Bosch se encuentran entre 145 a 225 aunque las bujías de carros de carrera logran valores de alrededor de 600.

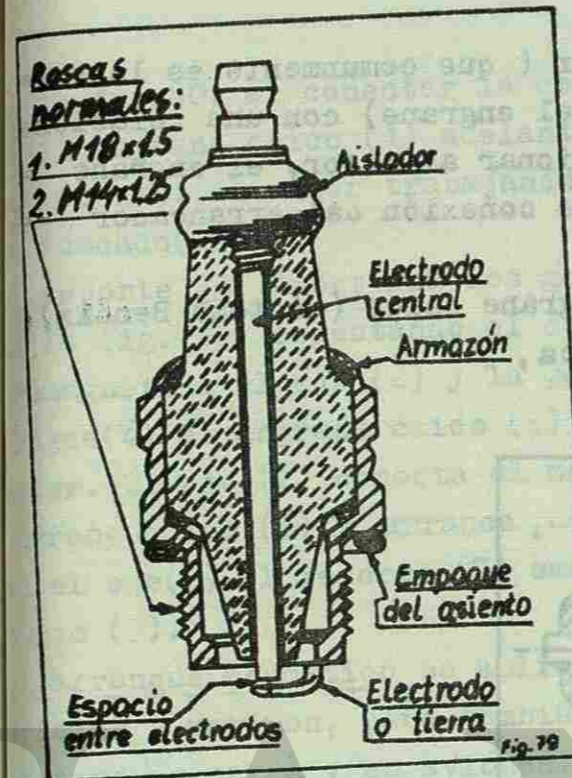


Fig.79 . Corte esquemático de la bujía automotriz (la función de la bujía de aviación es igual solo su constitución es más fuerte).

13.4. ELEMENTOS DE ARRANQUE.

Para tener un funcionamiento correcto de los sistemas de encendido se debe arrancar el motor que después acciona la flecha del distribuidor o del magneto haciéndolo funcionar.

El arranque de los motores ECM (Otto) requiere una frecuencia de giro de 50 rpm, y el de los motores EC (Diesel) de 100 rpm.

Generalmente se aplican 4 métodos de arranque :

1. manual (manivela del arranque)
2. eléctrico (motor eléctrico de arranque)
3. neumático (por aire comprimido) y
4. por motor de combustión interna pequeño.

El arranque manual no tiene ahora ningún gran significado aunque es el más sencillo y barato. Girando la manivela de arranque se puede arrancar el motor.

Desgraciadamente eso funciona a motores pequeños y además todo depende de las fuerzas del conductor, que en el caso de las mujeres puede causar muy frecuentemente algunos problemas, por eso este método perdió competitividad con el método eléctrico.

El arranque eléctrico es el más común en todos los vehículos usados temporalmente. El arranque se da con ayuda de un pequeño motor eléctrico alimentado por un acumulador. La conexión del arrancador es a través de

un engrane chico al engrane grande del motor (que comunmente es la rueda-volante del motor maquinada en dientes del engrane) con una relación de entre 1:10 a 1:14. Después de hacer funcionar al motor, el engrane chico se desconecta. Dependiendo del tipo de conexión del arrancador (engrane chico) al motor se dividen en :

1. arrancadores con conexión inercial de engrane chico (sistema Bendix),
2. arrancadores con conexión electromagnética,
3. arrancadores con conexión mecánica.

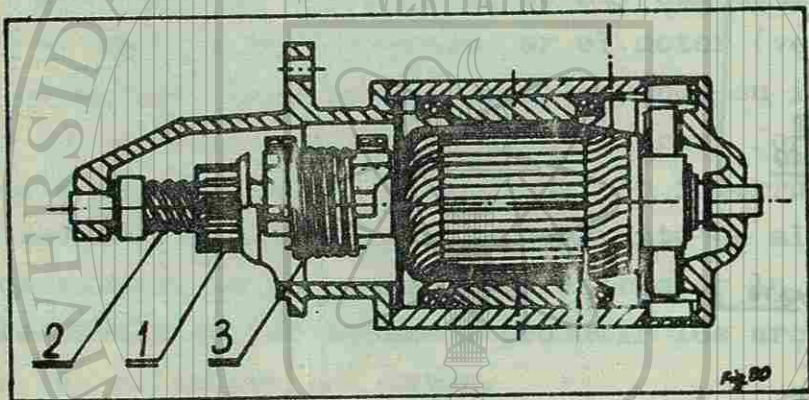


Fig.80. Arrancador con sistema de conexión inercial (Bendix).

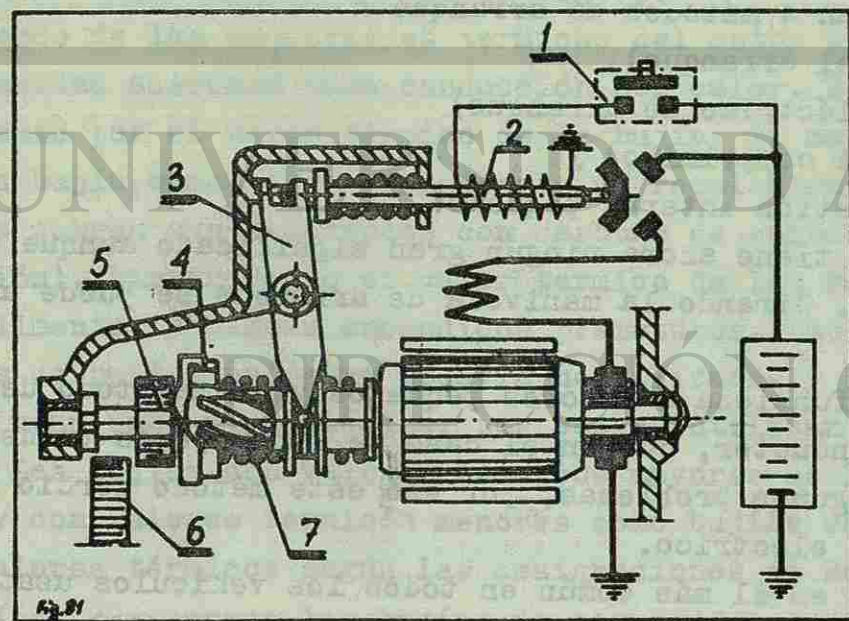


Fig.81 Arrancador con sistema de la conexión electromagnética.

En la fig.80. al conectar la corriente empieza a girar el rotor y se mueve el engrane chico (1) adelante por la fuerza inercial del inicio del movimiento. El motor trabajando regresa el mismo engrane sobre el manguito roscado(2).

El resorte (3) amortigua los golpes del desplazamiento del engrane (1). En la fig. 81. conectando el conector (1) se mueve por la fuerza electromagnética el eje (2) y la palanca (3) desplazando por un pequeño empuje (4) el engrane chico (5) y juntándolo con el engrane grande (6) del motor. El eje (2) conecta el motor del arrancador causando el giro del engrane chico (5) y arranca, desconectando el circuito electromagnético en el eje(2). El resorte (7) amortigua los desplazamientos del engrane chico (7).

El arranque neumático se aplica a los motores grandes, sobre todo industriales y marinos, pero también en máquinas pesadas, camiones de alta capacidad de carga y en aviones. El esquema de funcionamiento se muestra en la fig. 82.

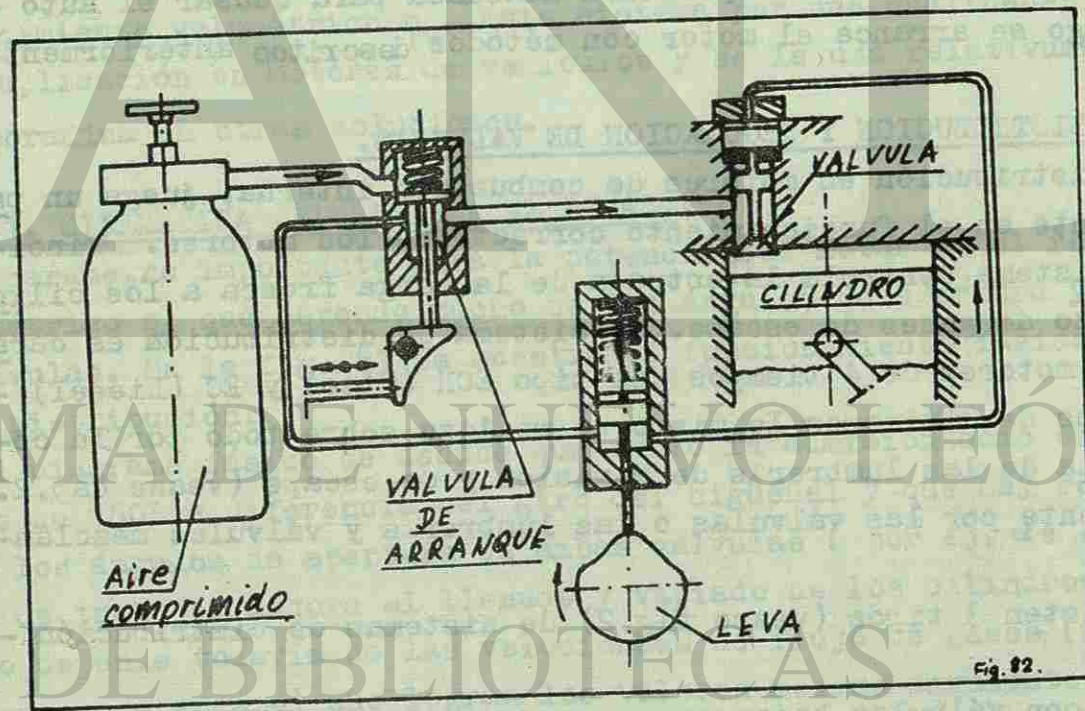


Fig.82. Arranque por aire comprimido (neumático).

El aire comprimido a una presión de 3,000 a 8,000 kPa (≈ 30 a 80 kg/cm^2) en el depósito(1) pasa por las válvulas del arranque, mantenido por el distribuidor al inferior de los cilindros, accionandolos con presión reducida hasta 2,500 a 3,500 kPa (≈ 25 a 35 kg/cm^2). El motor al trabajar carga de nuevo los depósitos de aire.

El arranque por un motor de combustión interna pequeño se aplica sobre todo en motores grandes de máquinas pesadas que trabajan en clima frío. Primero se arranca con cualquier método común ese motor pequeño que luego arranca el motor grande. Este método es muy efectivo en temperaturas hasta -45°C (-228°K) y normalmente los motores pequeños tienen un 20% de la potencia del motor principal y un sistema de refrigeración común que calienta las paredes de los cilindros de motores grandes facilitando el arranque y combustión en ellos.

En motores EC (Diesel) muy frecuentemente se utilizan otros métodos y elementos auxiliares de arranque de los cuales el más común es la bujía incandescente de arranque que primero calienta la cámara de combustión de cada cilindro, para lograr la temperatura adecuada para causar el auto-encendido y luego se arranca el motor con métodos descritos anteriormente.

14. SISTEMA DE DISTRIBUCION Y REGULACION DE VALVULAS.

El sistema de distribución en motores de combustión interna, juega un papel muy importante en el funcionamiento correcto de los motores. Principalmente este sistema controla la entrada de la carga fresca a los cilindros y el rechazo de gases de escape. El sistema de distribución es característico para motores de 4 tiempos del tipo ECH (Otto) y EC (Diesel) porque en motores de 2 tiempos lo mismo se realiza sobre todo por la colocación adecuada de las lumbreras de admisión y de escape (vease cap.2. 2.) y muy raramente por las válvulas o las lumbreras y válvulas mezcladoras.

Generalmente existen 3 tipos (vease fig.2) de sistemas de distribución que son:

1. el sistema con válvulas bajas.
2. el sistema con válvulas en la culata
3. el sistema mezclado.

El sistema con válvulas bajas es un sistema muy sencillo pero por su constitución no permitió el aumento de la relación de compresión r_v en moto-

res y prácticamente fue completamente abandonado en motores modernos y en la actualidad es considerado obsoleto.

El sistema con válvulas en la culata es temporalmente aplicado en todas las soluciones modernas de motores de combustión interna y trabaja muy bien incluso hasta conseguir frecuencias de 9000 rpm del cigüeñal (en el caso que el árbol de levas se ubique en la culata.) La ubicación del árbol de levas no es tan importante porque los motores comerciales raramente sobrepasan la frecuencia de 6000 rpm.

Hay tres métodos de acción del árbol de levas :

1. por engranes
2. por la cadena (de distribución) y
3. por banda (cinta) dentada.

Todos los métodos son usados actualmente pero la banda dentada disminuye considerablemente el ruido causado por el trabajo del motor.

El sistema mezclado se constituye por las válvulas de admisión colocadas en la culata, y por las válvulas de escape ubicadas abajo. Por eso la construcción del sistema es muy complicada y cara, aunque da la posibilidad del aumento de la relación de compresión r_v y el mejoramiento del rendimiento volumétrico η_v . Este sistema por sus cualidades encontró poca aplicación en motores de vehículos y se le usa relativamente en forma esporádica en otras soluciones.

14.1. CINEMATICA DEL SISTEMA DE LEVAS.

Un parámetro importante para la potencia del motor es el rendimiento volumétrico η_v que depende mucho de los ángulos de apertura y cierre de las válvulas. En la fig. 83 se muestra el funcionamiento fásico del sistema de distribución.

Del diagrama fásico se deduce que tanto la admisión como el escape duran más de 180° a diferencia del giro del cigüeñal y que hay regiones comunes en los ángulos de apertura de ambas válvulas (por ej. de $+\beta_a$). Esa forma de trabajar mejora el llenado y vaciado de los cilindros. Claro que eso depende todavía de las velocidades de flujo de gases (mezcla fresca o gases de escape) que logran los valores medios siguientes :

- $v_m = 40$ a 60 m/s para las mezclas de admisión y
- $v_m = 50$ a 80 m/s para los gases de escape.

La apertura y cierre de válvulas estan manejados por el sistema de distribución y más directamente por las levas en el árbol de levas. Generalmen

El aire comprimido a una presión de 3,000 a 8,000 kPa (≈ 30 a 80 kg/cm^2) en el depósito(1) pasa por las válvulas del arranque, mantenido por el distribuidor al inferior de los cilindros, accionandolos con presión reducida hasta 2,500 a 3,500 kPa (≈ 25 a 35 kg/cm^2). El motor al trabajar carga de nuevo los depósitos de aire.

El arranque por un motor de combustión interna pequeño se aplica sobre todo en motores grandes de máquinas pesadas que trabajan en clima frío. Primero se arranca con cualquier método común ese motor pequeño que luego arranca el motor grande. Este método es muy efectivo en temperaturas hasta -45°C (-228°K) y normalmente los motores pequeños tienen un 20% de la potencia del motor principal y un sistema de refrigeración común que calienta las paredes de los cilindros de motores grandes facilitando el arranque y combustión en ellos.

En motores EC (Diesel) muy frecuentemente se utilizan otros métodos y elementos auxiliares de arranque de los cuales el más común es la bujía incandescente de arranque que primero calienta la cámara de combustión de cada cilindro, para lograr la temperatura adecuada para causar el auto-encendido y luego se arranca el motor con métodos descritos anteriormente.

14. SISTEMA DE DISTRIBUCION Y REGULACION DE VALVULAS.

El sistema de distribución en motores de combustión interna, juega un papel muy importante en el funcionamiento correcto de los motores. Principalmente este sistema controla la entrada de la carga fresca a los cilindros y el rechazo de gases de escape. El sistema de distribución es característico para motores de 4 tiempos del tipo ECH (Otto) y EC (Diesel) porque en motores de 2 tiempos lo mismo se realiza sobre todo por la colocación adecuada de las lumbreras de admisión y de escape (vease cap.2. 2.) y muy raramente por las válvulas o las lumbreras y válvulas mezcladoras.

Generalmente existen 3 tipos (vease fig.2) de sistemas de distribución que son:

1. el sistema con válvulas bajas.
2. el sistema con válvulas en la culata
3. el sistema mezclado.

El sistema con válvulas bajas es un sistema muy sencillo pero por su constitución no permitió el aumento de la relación de compresión r_v en moto-

res y prácticamente fue completamente abandonado en motores modernos y en la actualidad es considerado obsoleto.

El sistema con válvulas en la culata es temporalmente aplicado en todas las soluciones modernas de motores de combustión interna y trabaja muy bien incluso hasta conseguir frecuencias de 9000 rpm del cigüeñal (en el caso que el árbol de levas se ubique en la culata.) La ubicación del árbol de levas no es tan importante porque los motores comerciales raramente sobrepasan la frecuencia de 6000 rpm.

Hay tres métodos de acción del árbol de levas :

1. por engranes
2. por la cadena (de distribución) y
3. por banda (cinta) dentada.

Todos los métodos son usados actualmente pero la banda dentada disminuye considerablemente el ruido causado por el trabajo del motor.

El sistema mezclado se constituye por las válvulas de admisión colocadas en la culata, y por las válvulas de escape ubicadas abajo. Por eso la construcción del sistema es muy complicada y cara, aunque da la posibilidad del aumento de la relación de compresión r_v y el mejoramiento del rendimiento volumétrico η_v . Este sistema por sus cualidades encontró poca aplicación en motores de vehículos y se le usa relativamente en forma esporádica en otras soluciones.

14.1. CINEMATICA DEL SISTEMA DE LEVAS.

Un parámetro importante para la potencia del motor es el rendimiento volumétrico η_v que depende mucho de los ángulos de apertura y cierre de las válvulas. En la fig. 83 se muestra el funcionamiento fásico del sistema de distribución.

Del diagrama fásico se deduce que tanto la admisión como el escape duran más de 180° a diferencia del giro del cigüeñal y que hay regiones comunes en los ángulos de apertura de ambas válvulas (por ej. de $+\beta_a$). Esa forma de trabajar mejora el llenado y vaciado de los cilindros. Claro que eso depende todavía de las velocidades de flujo de gases (mezcla fresca o gases de escape) que logran los valores medios siguientes :

- $v_m = 40$ a 60 m/s para las mezclas de admisión y
- $v_m = 50$ a 80 m/s para los gases de escape.

La apertura y cierre de válvulas estan manejados por el sistema de distribución y más directamente por las levas en el árbol de levas. Generalmen

te se construyen 3 tipos de contornos de levas que son :

1. leva convexa
2. leva tangencial
3. leva concava.

En la fig. 84 se muestra la forma de esas levas.

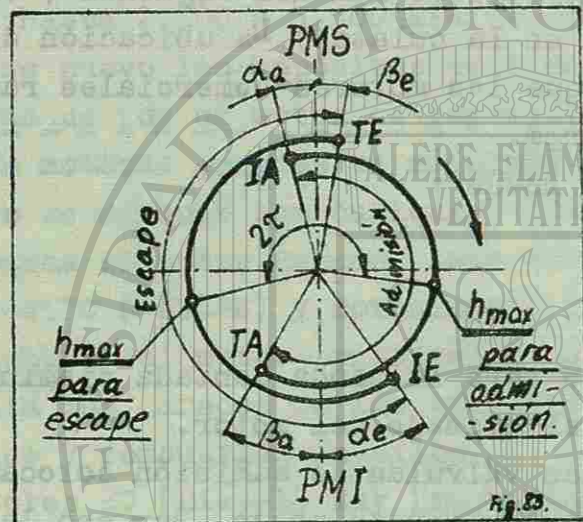


Fig. 83.

Diagrama fásico del funcionamiento del sistema de distribución (vease también fig. 18) :

- IA- inicio de admisión (abre la válvula de admisión).
- TA- terminación de admisión (cierre de la válvula).
- IE- inicio de escape (abre la válvula de escape).
- TE- terminación de escape (cierre de la válvula).

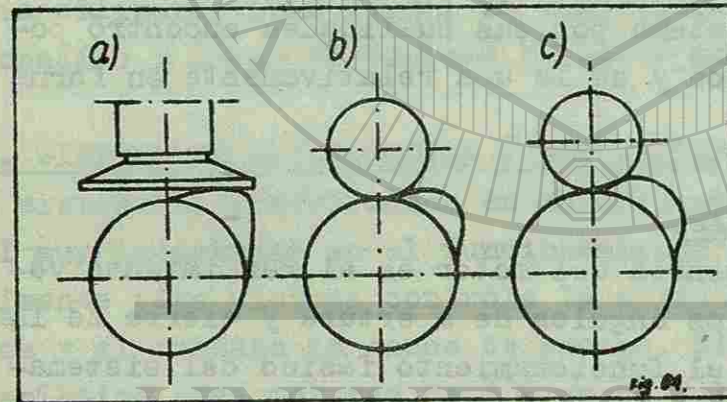


Fig. 84.

Los contornos básicos de levas :

- a) leva convexa (armonica)
- b) leva tangencial (de disco)
- c) leva concava.

La solución mostrada en la fig. 84a puede complementarse con empujador de válvulas plano o de rodillo y en la forma presentada en el dibujo es la más común y usual en todas las aplicaciones técnicas de motores. Las otras dos soluciones cooperan solamente con empujadores de válvulas de rodillo y encontraron su aplicación en motores de media y poca frecuencia de giro.

La cinemática de la distribución determina las magnitudes unidas con movimiento de leva; ellas son :

1. carrera de la válvula (o del empujador de válvulas) - h ,
2. velocidad de la válvula (o del empujador de válvulas) - v ,
3. aceleración de la válvula (o del empujador de válvulas) - a .

Los diagramas de este tipo dependiendo del ángulo de giro del cigüeñal se muestran en la fig. 85.

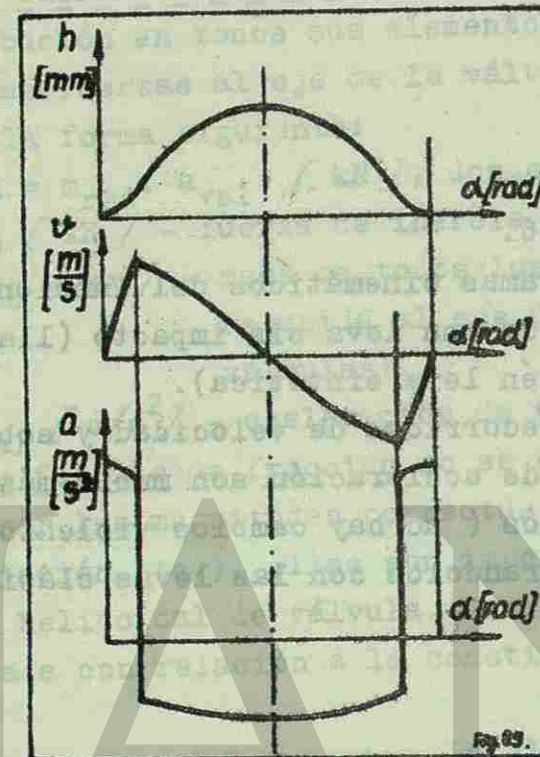


Fig. 85

Diagramas cinemáticos del funcionamiento de una leva convexa (armonica)

La válvula logra la máxima velocidad positiva o negativa en el punto de cambio de los radios de la leva (del radio lateral al radio de la punta y al revés). En el mismo punto sucede el cambio de aceleraciones que se da en forma brusca. Primero aparece la desaceleración (aceleración negativa) y luego el otro lado de la leva- la aceleración positiva. La desaceleración influye sobre el rompimiento del contacto entre la leva y el empujador de válvulas, pero un resorte helicoidal escogido correctamente no lo permite, entonces las válvulas trabajan bien. La desaceleración dicha logra los valores siguientes:

- $a = 20$ a 40 m/s^2 - para motores de poca frecuencia de revoluciones
- $a = 500$ a 1500 m/s^2 - para motores rápidos.

En los carros de carrera (motores muy rápidos) se aplican ahora las levas llamadas levas sin impacto.

Eso corresponde al contorno de levas. Las clásicas (fig 84) forman su contorno de las partes de algunos círculos, y esas nuevas- de las partes de

varias curvas (sinosoides, parabolos etc.) usando computadoras, máquinas y herramientas manejadas numericamente durante la formación (diseño) y fabricación. Los diagramas cinemáticos de ellos se muestran en la fig.86.

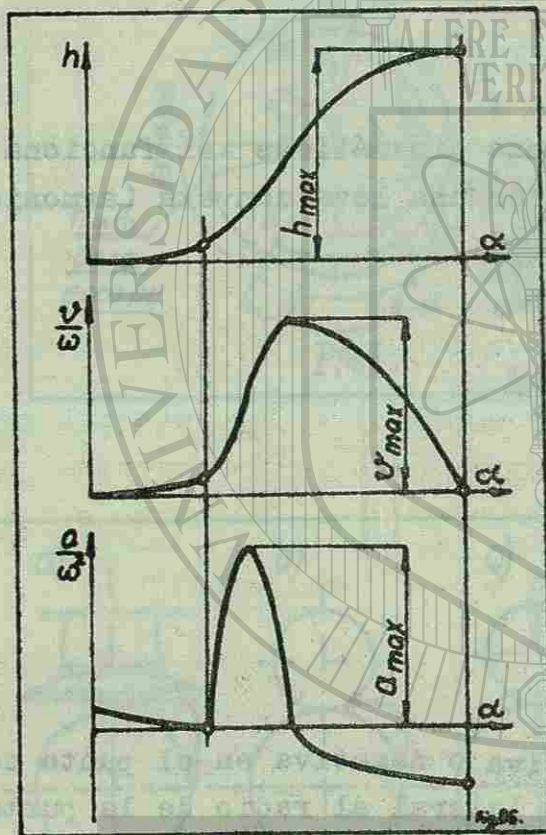


Fig.86.

Diagramas cinemáticos del funcionamiento de una leva sin impacto (llamada también leva sintética).

Los recorridos de velocidad y sobre todo de aceleración son mucho más ventajosos (no hay cambios violentos) - comparandolos con las levas clásicas.

14.2. DINAMICA DEL SISTEMA DE DISTRIBUCION.

En el sistema de distribución aparecen las fuerzas dinámicas causadas por las diferencias de presiones en cilindros, fuerzas de inercia de los elementos, fuerzas de resistencia de fricción durante el movimiento y la resistencia de los resortes de las válvulas.

Las fuerzas de presión de gases que actúan sobre las válvulas aparecen durante la combustión; pero más importantes son las diferencias en presi-

ones durante la carrera de admisión que resultan de las presiones en el cilindro y en los ductos de escape, y son del orden de 0.04 a 0.08 MPa (≈ 0.4 a 0.8 kg/cm^2) que no son muy altas, pero existen.

Las fuerzas de inercia se forman durante el trabajo del mecanismo de distribución en todos sus elementos. Para facilitar el cálculo se reducen estas fuerzas al eje de la válvula o al eje del empujador de válvulas, en la forma siguiente:

$$F_{in} = m_{red} \cdot a_{val} \quad [kN], \text{ donde}$$

$F_{in} [kN]$ - fuerza de inercia total

$m_{red} [kg]$ - masa de todos los elementos del mecanismo de distribución-reducida al eje de la válvula (o al eje del empujador de válvulas),

$a_{val} [m/s^2]$ - aceleración de válvula.

Las fuerzas de fricción no se calculan debido a las dificultades de encontrar las magnitudes correctas (del coeficiente de fricción, fuerza de fricción etc.). Ellas son importantes para el cálculo correcto del resorte helicoidal de válvula. Se estiman añadiendo una parte porcentual (evaluada con relación a la constitución del sistema) a las fuerzas de inercia.

Las fuerzas del resorte. La elección correcta del resorte es el fin de todo el cálculo de las fuerzas dinámicas. Un diagrama final del cálculo se muestra en la fig. 87.

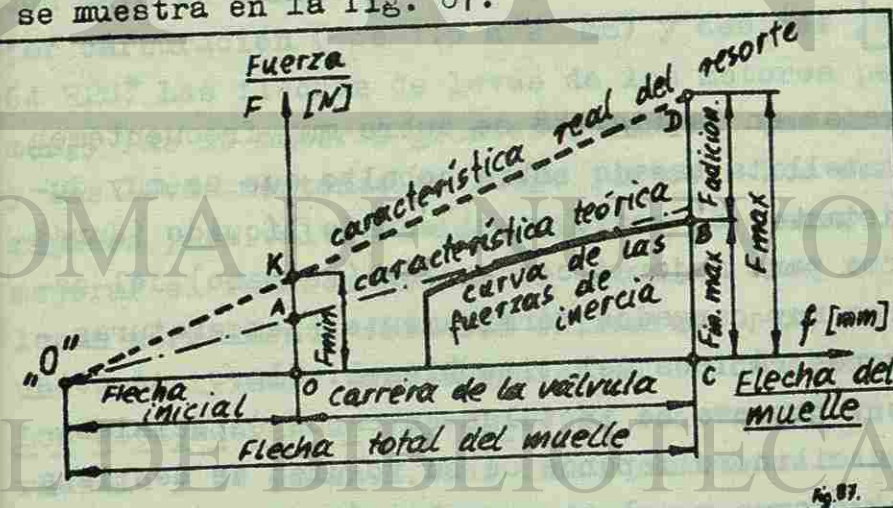


Fig.87.

Diagrama de la característica real del resorte helicoidal de la válvula:

$$\frac{DB}{BC} = 1 ; \frac{DC}{CD} = 0.5$$

Primero se construye la curva de las fuerzas de inercia y posteriormente en forma tangencial se forma la característica teórica del resorte. Del mismo punto "0" considerando otras fuerzas dinámicas se construye la característica real del resorte, esto es, la función $c = F/f$ que comprende la dependencia entre la fuerza y la flecha de la muelle.

14.3. CONSTITUCIONES DE ELEMENTOS BASICOS.

Los elementos básicos del sistema de distribución son : las válvulas, los resortes, las flechas de levas y empujadores de válvulas.

Las válvulas trabajan en condiciones muy difíciles, y por eso son construidas con aceros especiales refractarios, resistentes a la abrasión y corrosión que más comunmente son aceros al cromo-silicio (8 a 12% de Cr y 2 a 4% de Si) .

En motores rápidos se aplican los aceros austeníticos con 21% de Cr y 15% de Ni. Para válvulas de admisión se utilizan también los aceros más baratos, entre ellos los de cromo ó de cromo-niquel. Las constituciones más comunes de válvulas se muestran en la fig.88.

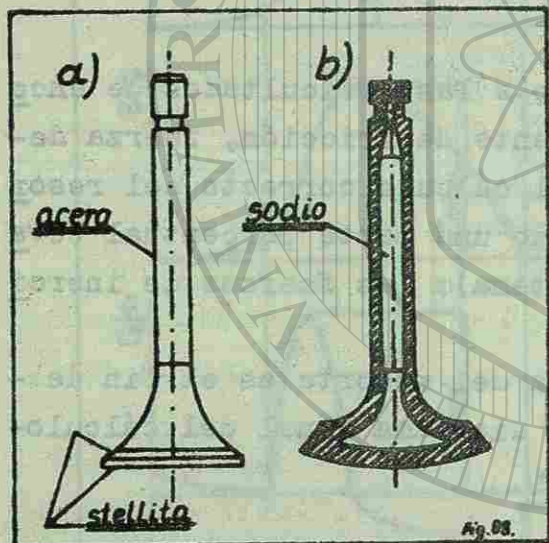


Fig.88.

Las válvulas más comunes aplicadas en - motores :

- a) válvula normal (motores Otto y Diesel)
- b) válvula con sodio (motores Diesel - rápidos).

Las partes de válvulas mostradas en la fig. 88 se cubre muy frecuentemente con una aleación llamada stellita basada sobre cobalto que es muy dura, refractaria y corrosioresistente. El sodio en el estado líquido (durante el trabajo del motor) sirve para mejorar conducción (rechazo) del calor de la válvula en cilindros muy cargados térmicamente (temperaturas elevadas) como sucede en motores rápidos del tipo Diesel. Claro que esas válvulas son mucho más caras y por eso se instalan en casos especiales. El número de válvulas en cada cilindro depende de su volumen de desplazamiento D, frecuencia de revoluciones y del tipo de la cámara de combustión. Comunmente se utilizan dos válvulas (una de admisión y una de escape) pero hay soluciones con tres válvulas para cada cilindro (dos de admisión y una de escape) y con cuatro válvulas (dos de admisión y dos de escape).

Los resortes de válvulas deben tener las dimensiones pequeñas y la rigidez suficiente para cumplir los requerimientos del trabajo. Por eso se construyen de alambre especial para muelles estirado en frío, de acero de alto carbono (0.65 a 0.85% de C), acero al manganeso o acero al cromo-vanadio. Para aumentar las resistencias a la fatiga se les endurece por tiroteo con perdigones. La oxidación superficial, zincado o cadmizado forma la corrosioresistencia del alambre. El peligro de vibraciones resonantes se elimina por aplicación de resortes con pasos variables de vueltas o en caso de motores rápidos, también por uso de dos o tres resortes (uno en otro) para cada válvula. Para conservar la hermeticidad de válvulas (sobre todo de escape) y formación de productos de la combustión y del desgaste uniforme sobre ellas (muy frecuentemente en motores sobrealimentados) se les da un movimiento giratorio con frecuencia de 0.25 a 1 rps (con ayuda de aparatos llamados Rotocap).

Las flechas de levas (árboles) mantienen a las válvulas y esas son sus funciones principales (además accionan también, por ejemplo, a bombas de aceite, elementos de bombas de inyectores, distribuidores del encendido etc). Se construyen como árboles forjados plasticamente o moldeados.

Para árboles forjados se utilizan los aceros al carbono de alta calidad, carburados o mejorados termicamente, o aceros de aleación al cromo carburados. En caso de árboles moldeados se usa hierro fundido de aleación con mayores cantidades de cromo. Las superficies de levas se endurecen por carburación (de 1.5 a 2 mm) y después por templado hasta de 54 a 64 HRC.* Las flechas de levas de los motores pequeños y medios son uniformes, y las de motores grandes soldadas (se producen por separado los ejes y las levas montandolos luego juntos). Los contornos de levas en motores rápidos para válvulas de admisión y de escape no son iguales a fin de mejorar el funcionamiento de válvulas. Los rodamientos de árboles se colocan normalmente cada dos cilindros, pero en caso de motores más grandes uno por cilindro para asegurar el trabajo correcto.

Los empujadores de válvulas se construyen en tres versiones: plana, de rodillo y de palanca. Sus funcionamientos se muestran en la fig. 89. Los empujadores de válvulas se hacen generalmente de fierro fundido o de acero al carbono (raramente del acero de aleación) y sus regiones activas se endurecen aumentando también la resistencia al desgaste. Rodillos y sus ejes se construyen de aceros comunes carburados o de aceros al cromo (para lograr la dureza de 62HRC). La más grande aplicación

* HRC se refiere a dureza Rockwell C.

En la encontraron los empujadores planos y después los de rodillo. Los primeros tienen el peso muy pequeño, son simples y resistentes. Los empujadores de rodillo tienen una capacidad de transmitir las fuerzas de empuje muy altas y muy poca resistencia del movimiento que es muy ventajoso. Las varillas (vastagos) de válvulas son hechos de tubos o barras pequeños del acero o a veces de aleaciones ligeras. Sus puntas se endurecen para disminuir el desgaste. Las palancas de válvulas (punterías) se forja frecuentemente del acero al carbono o a veces del acero al cromo. En motores rápidos se las moldea del acero fundido o fierro fundido haciéndolas también en formas soldadas. Las puntas activas se endurecen para disminuir el desgaste.

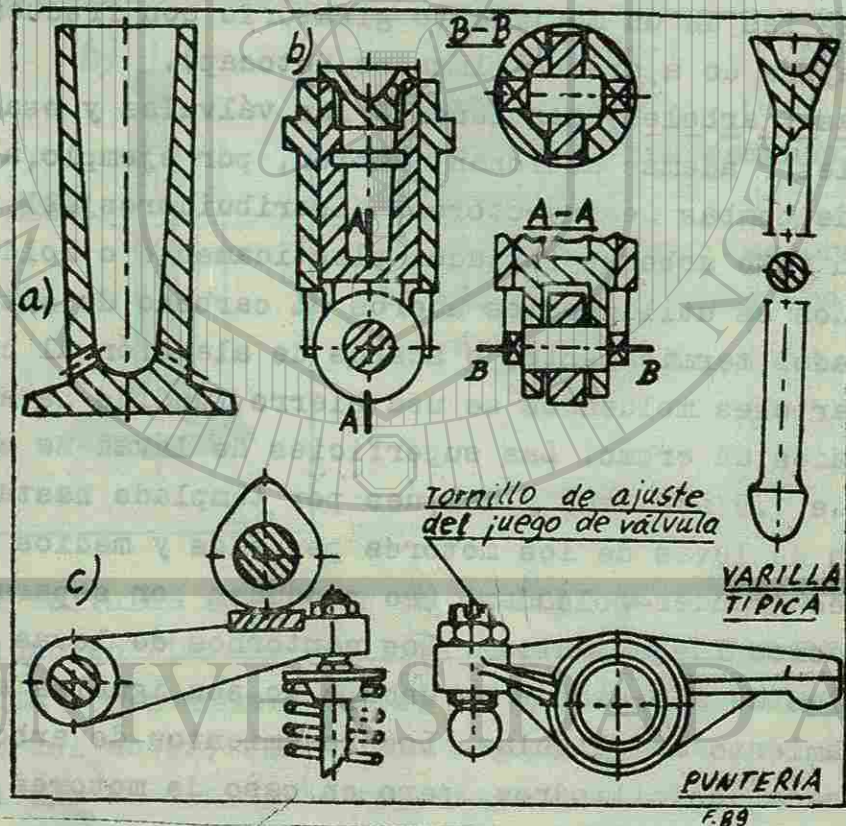


Fig.89. Esquema de funcionamiento del empujador de válvulas de rodillo con varilla y palanca de válvula (puntería):
 a) empujador plano, b) empujador de rodillo, c) empujador de palanca.

14.4. REGULACION DEL SISTEMA DE DISTRIBUCION.

La regulación del sistema dicho se realiza sobre la etapa del diseño formando los contornos de levas adecuados. La ubicación correcta angular y longitudinal de las levas sobre el árbol de levas es muy importante para el trabajo del motor para el que podría desarrollar su potencia nominal. Accionamiento del árbol de levas se realiza por engranes, cadena o banda (cinta) dentada. La necesidad de la tensión adecuada de la cadena o banda causa aplicación de tensores especiales. Muy importante es la colocación correcta del engrane del árbol contra el engrane del cigüeñal porque durante 2 giros del cigüeñal sucede 1 giro del árbol de levas. Eso se realiza poniendo unas senales (flechitas, puntos etc.) sobre ambos engranes. Además entre la punta de la palanca (puntería) y varilla de la válvula (vease fig.89) debe existir un juego de válvula que permite el funcionamiento correcto de válvulas (es del orden de unas partes del milimetro). Se lo debe revisar y ajustar con la ayuda del tornillo (fig89) o por soluciones parecidas.

15. MECANISMO DE MANIVELA.

La función principal del mecanismo de manivela es cambiar el movimiento alternativo del émbolo al movimiento giratorio del cigüeñal. El mecanismo dicho consta de los elementos siguientes: émbolo con anillos, biela, cigüeñal y rueda volante.

15.1. FUNCIONAMIENTO CINEMATICO.

El esquema del funcionamiento cinemático del mecanismo de manivela se muestra en la fig.90.

Considerando la frecuencia de revoluciones n [rps] del cigüeñal se puede calcular la velocidad angular del mismo en la forma siguiente :

$\omega = 2\pi n$ [rps]. Los parámetros cinemáticos de la fig.91 presentan una cierta analogía (o semejanza) a los parámetros cinemáticos del funcionamiento de levas (vease fig.85). Cuando se toma en cuenta que el árbol de levas esta accionado por cigüeñal se puede explicar parcialmente esa semejanza (además la cinemática de levas que mueven los empujadores de válvulas, depende mucho de los contornos de las mismas.

En la encontraron los empujadores planos y después los de rodillo. Los primeros tienen el peso muy pequeño, son simples y resistentes. Los empujadores de rodillo tienen una capacidad de transmitir las fuerzas de empuje muy altas y muy poca resistencia del movimiento que es muy ventajoso. Las varillas (vastagos) de válvulas son hechos de tubos o barras pequeños del acero o a veces de aleaciones ligeras. Sus puntas se endurecen para disminuir el desgaste. Las palancas de válvulas (punterías) se forja frecuentemente del acero al carbono o a veces del acero al cromo. En motores rápidos se las moldea del acero fundido o fierro fundido haciéndolas también en formas soldadas. Las puntas activas se endurecen para disminuir el desgaste.

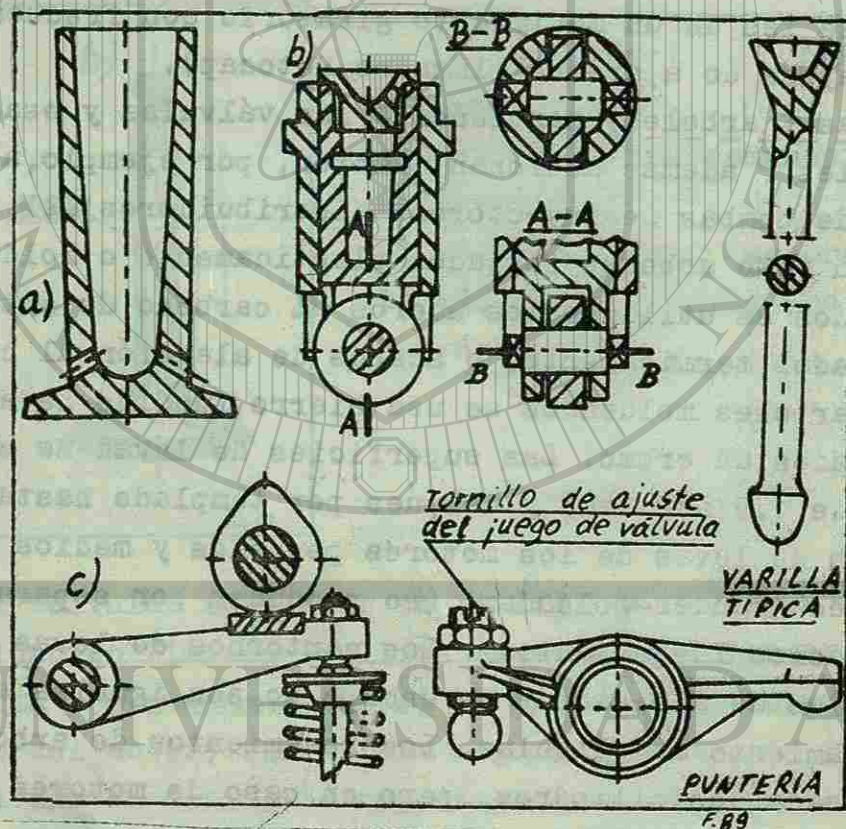


Fig.89. Esquema de funcionamiento del empujador de válvulas de rodillo con varilla y palanca de válvula (puntería):
 a) empujador plano, b) empujador de rodillo, c) empujador de palanca.

14.4. REGULACION DEL SISTEMA DE DISTRIBUCION.

La regulación del sistema dicho se realiza sobre la etapa del diseño formando los contornos de levas adecuados. La ubicación correcta angular y longitudinal de las levas sobre el árbol de levas es muy importante para el trabajo del motor para el que podría desarrollar su potencia nominal. Accionamiento del árbol de levas se realiza por engranes, cadena o banda dentada. La necesidad de la tensión adecuada de la cadena o banda causa aplicación de tensores especiales. Muy importante es la colocación correcta del engrane del árbol contra el engrane del cigüeñal porque durante 2 giros del cigüeñal sucede 1 giro del árbol de levas. Eso se realiza poniendo unas señales (flechitas, puntos etc.) sobre ambos engranes. Además entre la punta de la palanca (puntería) y varilla de la válvula (vease fig.89) debe existir un juego de válvula que permite el funcionamiento correcto de válvulas (es del orden de unas partes del milímetro). Se lo debe revisar y ajustar con la ayuda del tornillo (fig.89) o por soluciones parecidas.

15. MECANISMO DE MANIVELA.

La función principal del mecanismo de manivela es cambiar el movimiento alternativo del émbolo al movimiento giratorio del cigüeñal. El mecanismo dicho consta de los elementos siguientes: émbolo con anillos, biela, cigüeñal y rueda volante.

15.1. FUNCIONAMIENTO CINEMATICO.

El esquema del funcionamiento cinemático del mecanismo de manivela se muestra en la fig.90.

Considerando la frecuencia de revoluciones n [rps] del cigüeñal se puede calcular la velocidad angular del mismo en la forma siguiente:

$\omega = 2\pi n$ [rps]. Los parámetros cinemáticos de la fig.91 presentan una cierta analogía (o semejanza) a los parámetros cinemáticos del funcionamiento de levas (vease fig.85). Cuando se toma en cuenta que el árbol de levas está accionado por cigüeñal se puede explicar parcialmente esa semejanza (además la cinemática de levas que mueven los empujadores de válvulas, depende mucho de los contornos de las mismas.

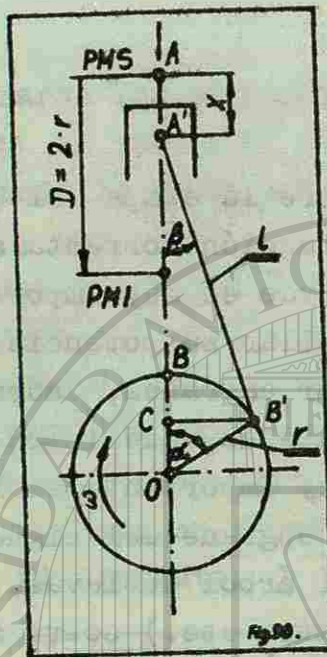


Fig. 90.
 Funcionamiento cinemático del mecanismo de manivela:
 r- radio de manivela,
 l- longitud de biela,
 D=2r- desplazamiento total del émbolo,
 $\lambda=r/l$ - relación entre radio de manivela y longitud de biela,
 α - ángulo del giro de biela desde PMS,
 β - ángulo entre el eje de biela y del cilindro.

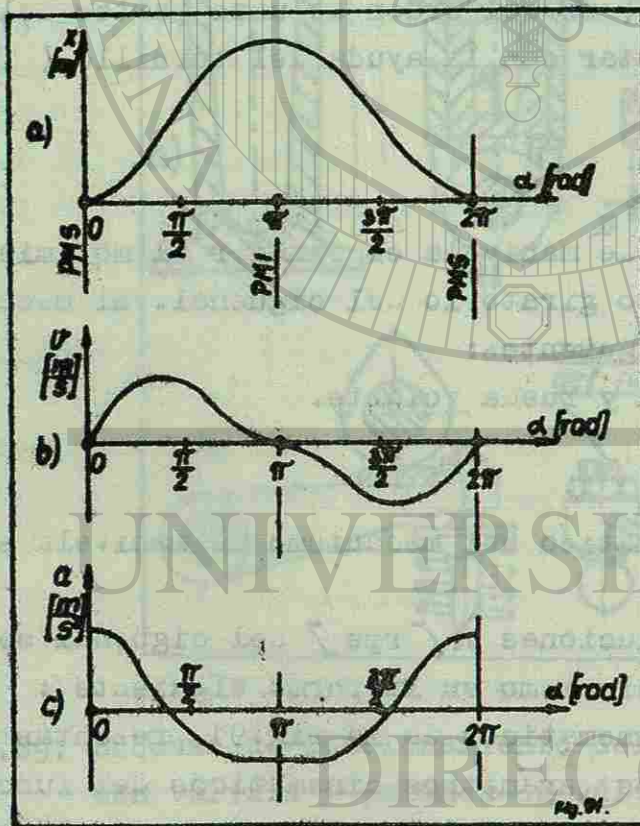


Fig. 91.
 Diagramas cinemáticos del funcionamiento del mecanismo de manivela durante un giro (2π radianes) del cigüeñal:
 a) desplazamiento del émbolo,
 b) velocidad lineal del émbolo
 c) aceleración del émbolo.

15.2. LAS FUERZAS DINÁMICAS.

El mecanismo de manivela se encuentra bajo la acción de varias fuerzas - dinámicas de las cuales las más importantes son las fuerzas de presión de gases (fuerzas de gases) y las fuerzas de inercia. Las fuerzas de gases dependen momentáneamente de la presión de gases y cambian su valor según el recorrido del trabajo del cilindro en el motor. Se calculan en la forma siguiente:

$F_g = \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot D^2 \cdot p_g$ [kN] donde,
 F_g [kN]- fuerza dinámica de gases, $1\text{kN}=10^3\text{N}=102\text{kgf}$,
 D [m]- diámetro del cilindro(émbolo),
 p_g [kPa]- presión momentánea de gases en el cilindro (se la determina del diagrama del indicador tomado para cada cilindro), $1\text{kPa}=0.01\text{ kg/cm}^2$.

Las fuerzas de inercia dependen de las magnitudes de masas y sus aceleraciones momentáneas. Hay movimientos alternativos y rotatorios de ciertas masas y por eso se distinguen las fuerzas de inercia de avance y centrífugas. La colocación de masas se muestra en la fig. 92.

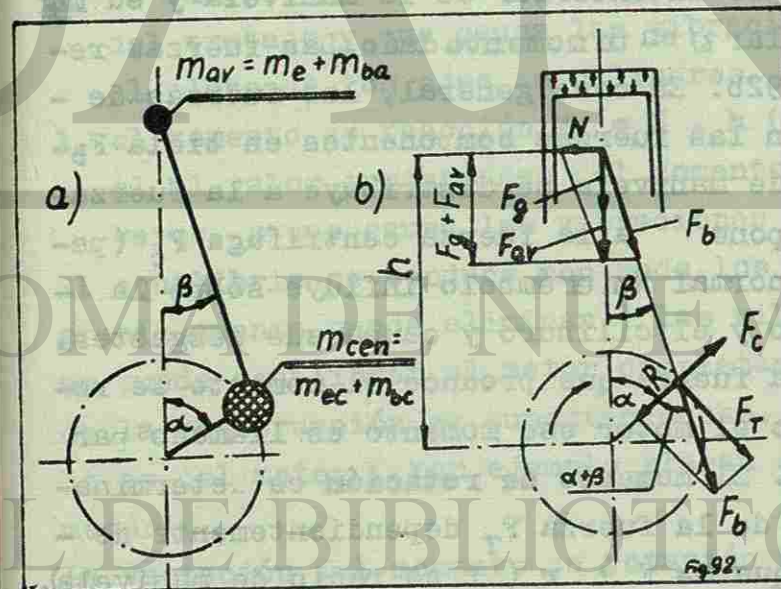


Fig. 92.
 Accionamiento de las fuerzas de inercia :
 a) distribución de masas reducidas de avance y masas rotatorias,
 b) esquema de distribución de todas las fuerzas en el mecanismo de manivela.

Las fuerzas de inercia de avance se calculan con la ecuación siguiente:
 $F_{av} = m_{av} \cdot a$ [kN], donde
 F_{av} [kN] - fuerza de inercia de avance

$m_{av} = m_e + m_{ba}$, [kg] - masa de los elementos en movimiento de avance; m_e - masa del émbolo con anillos y perno, m_{ba} - masa de biela con sus detalles (parte de ella en conjunto con el perno de la manivela),

a [m/s²] - aceleración momentánea de la masa m_{av} . La fuerza de avance actúa siempre longitudinalmente a la aceleración instantánea.

Las fuerzas de inercia centrífugas están calculadas según la ecuación:

$F_c = m_{cen} \cdot a_c$ [kN], donde

F_c [kN] - fuerza de inercia centrífuga,

$m_{cen} = m_{ec} + m_{bc}$, [kg] - masa de los elementos en movimiento rotatorio; m_{ec} - masa acodada del cigüeñal, m_{bc} - masa de biela con sus detalles (parte de ella en conjunto con perno y acodamiento de la manivela),

$a_c = r\omega^2$, [m/s²] - aceleración centrífuga de la masa m_{cen} ; r [m] - radio de manivela, ω [s⁻¹] - velocidad angular de manivela.

La fuerza centrífuga F_c actúa siempre al exterior de la manivela y su magnitud depende de su velocidad angular ω en un momento dado. Las fuerzas resultantes se presentan en la fig. 92b. En caso general, las fuerzas de gases y de avance, F_g y F_{av} , forman las fuerzas componentes en biela F_b y normal N . La fuerza F_b en el perno de manivela se distribuye a la fuerza tangencial F_T y radial R que se opone a la fuerza centrífuga F_c (pero no es igual a ella). La fuerza normal N en el émbolo influye sobre la fuerza de fricción entre el émbolo y el cilindro y causa sus desgastes. La fuerza tangencial F_T es la única fuerza que produce el momento de rotación sobre el cigüeñal. Para todo el motor ese momento es llamado par de torsión $T = P \cdot R$ (vease cap. 7.2). El momento de rotación es determinado por el recorrido de los cambios de la fuerza F_T dependientemente de su posición y valor (fig.93), porque $M = F \cdot r$ (r es radio de manivela). El conocimiento de este recorrido es muy importante porque se le usa para calcular el volante del cigüeñal (del motor).

15.3. IRREGULARIDAD DE LA MARCHA DEL MOTOR.

La variación del momento de rotación durante la marcha del motor es una cualidad característica de su trabajo. En la fig.93 se muestra la varia-

ción de la fuerza tangencial F_T que influye sobre los valores instantáneos del momento dicho.

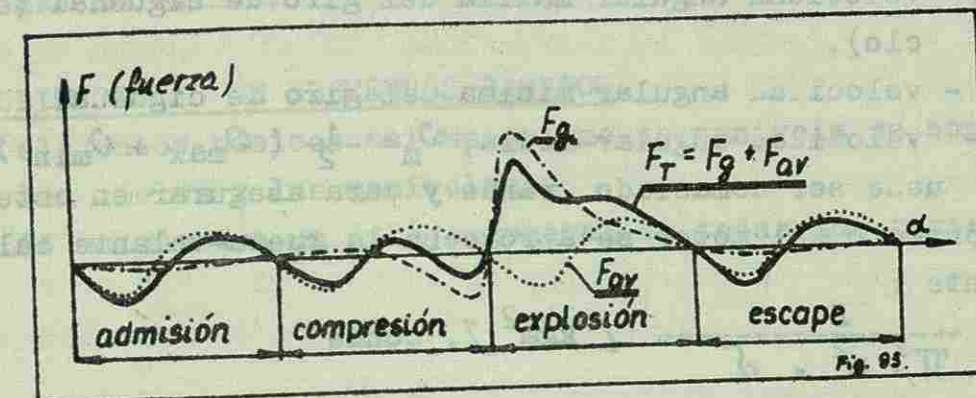


Fig.93. Ejemplo del recorrido de variación de la fuerza tangencial F_T de manivela durante el ciclo de un motor monocilindrico de 4 tiempos.

Para mejorar el trabajo del motor se debe equilibrar las fuerzas y momentos dinámicos que son:

1. la fuerza centrífuga $F_c = m_{cen} \cdot r\omega^2$ [kN] que repercute en la suspensión del vehículo o en los apoyos del motor y causa las vibraciones multidireccionales del mismo,
2. la fuerza de avance $F_{av} = m_{av} \cdot a$ [kN], variable durante cada ciclo del trabajo y que causa las vibraciones del motor longitudinalmente al plano de los ejes de cilindros.,
3. el momento de reacción $M_T = N \cdot h$ (vease fig.92) que es siempre igual al valor instantáneo del momento de rotación M pero en sentido inverso, y que causa las vibraciones en el plano de giro de la manivela.

El equilibrio se conduce montando los contrapesos que disminuyen (desgraciadamente nunca eliminan) las vibraciones del motor. Teóricamente se puede equilibrar el motor completamente, pero el costo y complicación de la construcción se aumentan mucho. Por eso se utilizan los amortiguadores del motor (por ejemplo placas de hule o goma en suspensión del motor).

La variación del momento de rotación M influye también sobre la irregularidad del giro de cigüeñal. Durante la carrera de trabajo, la velocidad angular del cigüeñal ω aumenta, y en carreras auxiliares (otras 3) disminuye. Esos cambios se determinan por el grado de irregularidad de la marcha que es:

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_m} \quad \delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{(\omega_{\max} + \omega_{\min})/2}, \text{ donde}$$

ω_{\max} [s⁻¹] - velocidad angular máxima del giro de cigüeñal (en un ciclo),

ω_{\min} [s⁻¹] - velocidad angular mínima del giro de cigüeñal

ω_m [s⁻¹] - velocidad angular media, $\omega_m = \frac{1}{2} (\omega_{\max} + \omega_{\min})$.

Ese grado no puede ser demasiado grande y para asegurar en este sentido el trabajo correcto del motor se arovecha la rueda-volante calculada en la forma siguiente :

$$m_v \cdot D_v^2 = \frac{E}{\pi^2 \cdot n^2 \cdot \delta} \quad [\text{kgm}^2], \text{ donde}$$

m_v [kg] - masa de la rueda-volante referente al centro de gravedad de ella,

D_v [m] - diámetro de la misma rueda-volante,

E [J] - excedente del trabajo del mecanismo de manivela, (1J = 1Nm = 0.7376 lb-pies),

n [rps] - frecuencia de revoluciones del cigüeñal,

δ [-] - grado de irregularidad de la marcha del motor,

La rueda volante almacena los excedentes de la energía en momentos adecuados regresandolos en otros momentos, disminuyendo en este modo la magnitud del grado δ .

Atendiendo la aplicación de cada motor se determinan los grados de irregularidad de la marcha :

1. en maquinaria agrícola $\delta = 1/30$,
2. en tractores y vehículos $\delta = 1/40$ a $1/70$,
3. en bombas y ventiladores industriales $\delta = 1/20$ a $1/30$,
4. en otras máquinas $\delta = 1/180$ a $1/300$.

Las vibraciones del cigüeñal causados por la acción de las fuerzas y momentos descritos en este capítulo se deben también tomar en cuenta. El cigüeñal tiene vibraciones libres y forzadas. Las primeras estan realizada por una sola excitación exterior (fuerza, impacto etc.) y el cigüeñal disminuyendo la amplitud de vibraciones libres (propias) regresa al estado anterior. Las vibraciones forzadas son excitadas continuamente por un medio exterior. De ellas se distinguen : vibraciones flexibles, longitudinales y torsionales. Las últimas en caso de motores, son las más peligrosas y cuando las frecuencias de excitaciones converge con la frecuencia de vibraciones propias, eso conauce a la resonancia y destrucción del mo-

tor . Por eso antes de la producción industrial, los motores se revisan y comprueban. Por lo que el peligro de destrucción en motores comerciales - prácticamente no existe.

15.4. CONSTITUCIONES DE ELEMENTOS BASICOS.

Entre los elementos básicos del mecanismo de manivela se consideran : los émbolos , las bielas y las manivelas.

En la fig.94 se muestra un dibujo general de todas las partes.

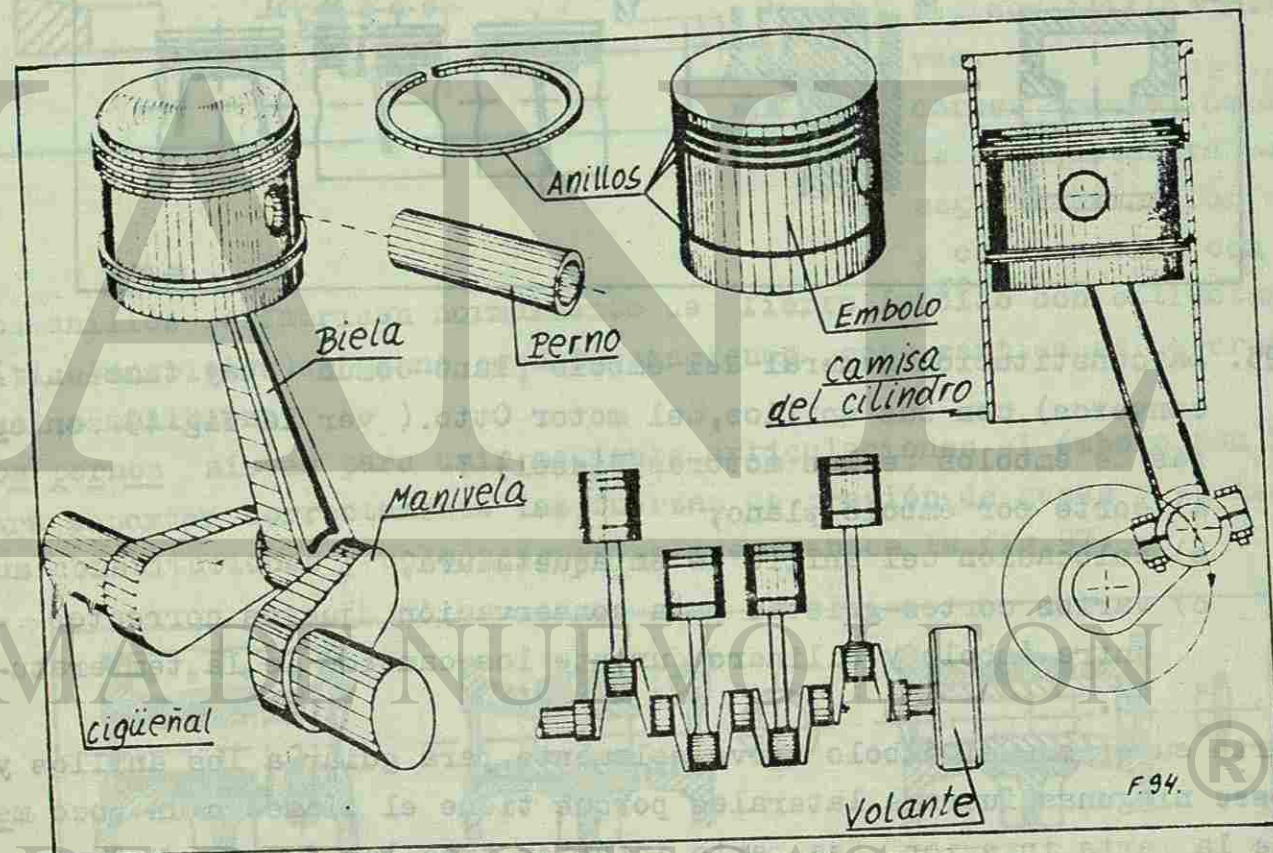


Fig. 94. Partes principales del mecanismo del manivela.

15.4.1. LOS EMBOLOS.

Los émbolos de motores de combustión interna se construyen generalmente con aleaciones de aluminio y de fierro fundido (de una manera excepcional con aleaciones de magnesio y de acero). Los émbolos de aleaciones ligeras se hacen en forma de piezas fundidas en coquillas o en arena, o también forjandolas (en caso de motores más cargados térmicamente, - sobre todo del tipo Diesel, pero también del tipo Otto).

El fierro fundido por sus desventajas (peso grande y conductibilidad térmica muy reducida) se utiliza por su bajo costo en motores de poca (a veces media) velocidad. La constitución del émbolo se muestra en la - fig.95.

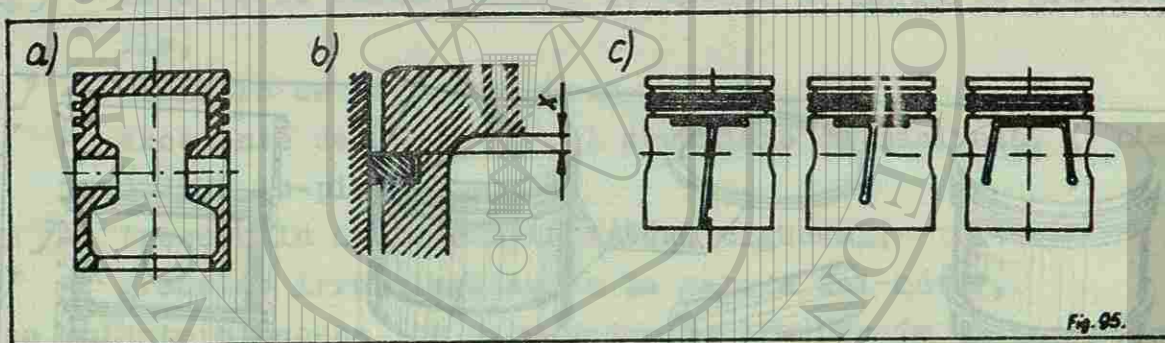


Fig.95. La constitución general del émbolo plano común (hay también - convexos) con sus anillos, del motor Otto. (ver la fig 49. con caras de émbolos de los motores Diesel) :

- a) corte por émbolo plano,
- b) colocación del anillo de empaquetadura,
- c) varios cortes-grietas para conservación juegos correctos entre émbolo y cilindro durante los cambios de la temperatura.

La parte superior del émbolo sirve solamente para guiar a los anillos y no posee ningunas fuerzas laterales porque tiene el diámetro un poco menor de la parte inferior. Esa parte inferior trae las fuerzas N (ver la fig. 92b) y cumple los requerimientos de buena cooperación con la superficie del cilindro. En este fin para asegurar los juegos correctos entre émbolo y cilindro en condiciones cualquiera de trabajo (arranque, distintas velocidades y temperaturas) se hacen unos cortes en la parte de conducción (fig.95c). En la parte más o menos media (en el centro de gravedad del émbolo) se ubican los cubos de perno. Todas las

partes se hacen con muy grande exactitud y grado de fineza. Los anillos sirven para dar empaque al émbolo en el cilindro y a recoger (rascar) las cantidades excesivas del aceite de la superficie del cilindro, y que se muestran en la fig.96.

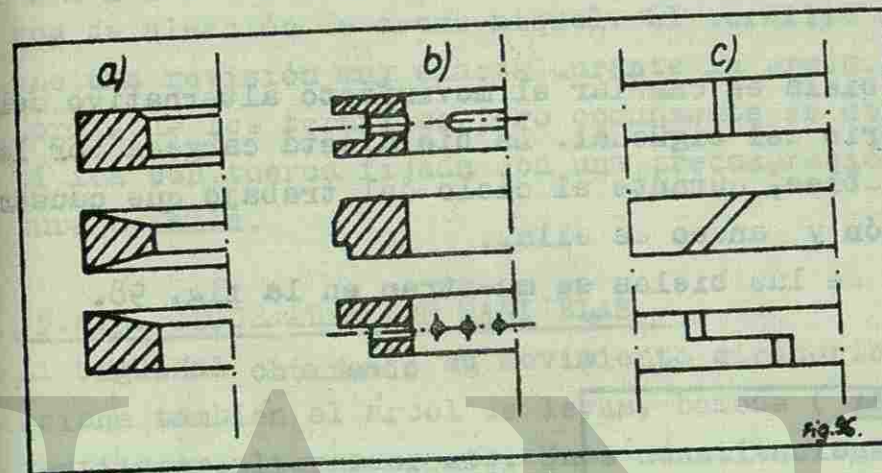


Fig.96. Los anillos del émbolo :
a) típicos anillos de empaquetadura (de compresión)
b) típicos anillos rascadores,

c) cortes comunes de anillos de empaquetadura para asegurar buena compresión y colaboración con cilindro.

Los anillos se fabrican normalmente de fierro fundido con estructura perlítico-sorbitica de grano pequeño anadiendo pocas cantidades de cromo, níquel o molibdeno.

Los pernos sirven para unir mediante articulaciones el émbolo con la biela para soportar correctamente las fuerzas de presión de gases y de inercia. Sus constituciones y colocaciones se muestran en la fig.97.

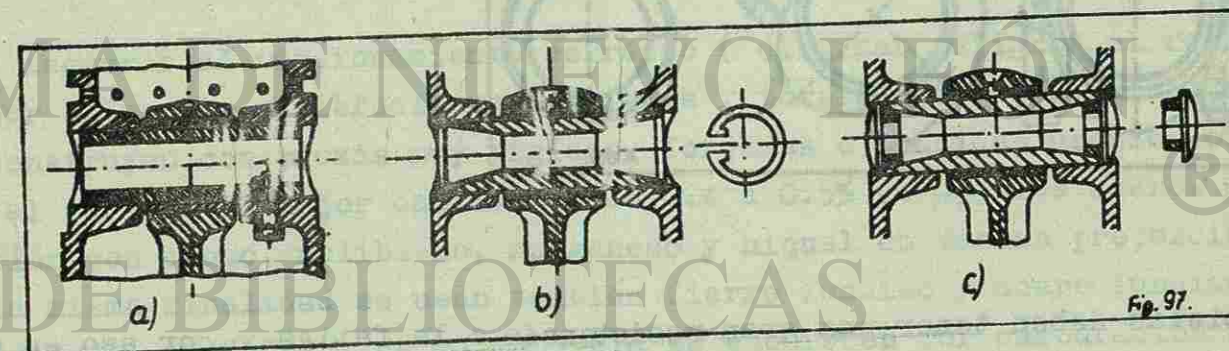


Fig.97. Constituciones y métodos de colocación de los pernos en émbolos y en cubos de biela.

Los pernos se construyen normalmente de acero al bajo carbono (0.12 a 0.18% de C), carburandolos superficialmente y luego templandolos hasta 58 a 63 HRC. A veces para mejorar sus propiedades al acero se añaden pocas cantidades (≈ de 1.) de cromo o de cromo-niquel (sobre todo para pernos en motores Diesel).

15.4.2. BIELLAS.

La función principal de la biela es cambiar el movimiento alternativo del émbolo al movimiento rotatorio del cigüeñal. La biela está cargada por las fuerzas de inercia muy variables, durante el ciclo del trabajo que causan compresión, tracción, flexión y pandeo de ellas.

Las constituciones comunes de las bielas se muestran en la fig. 98.

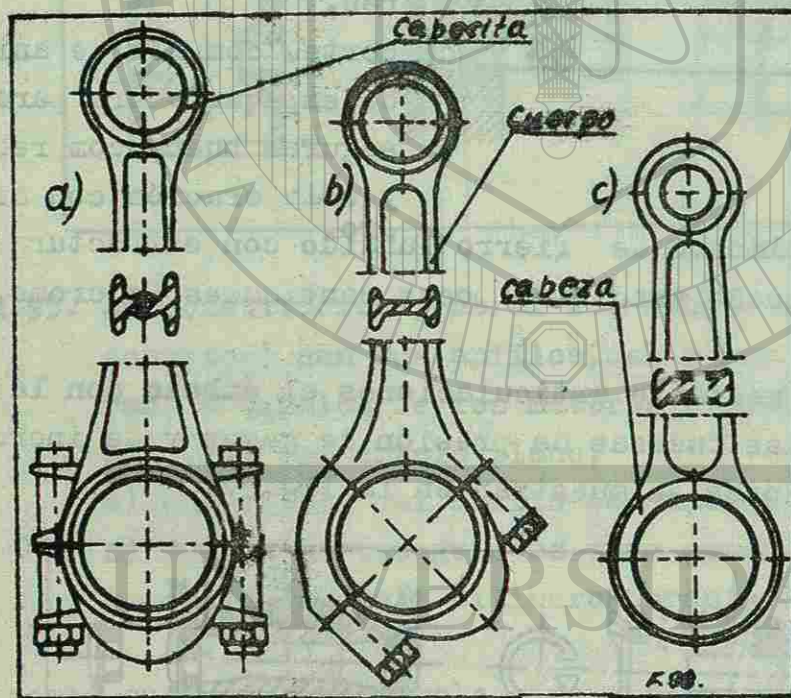


Fig.98.

Las bielas típicas:

- a) con cabeza dividida plana,
- b) con cabeza dividida inclinada,
- c) con cabeza no dividida.

Las bielas deben tener una gran resistencia a la fatiga y por eso en sus construcciones se usan aceros al carbono (de 0.35 a 0.45 de C) mejorado térmicamente, con aceros de aleación y en ocasiones también con aceros fundidos. Los manguitos de cubos de bielas se hacen con varios tipos de bronce (al estaño-fosforo , estaño-plomo o estaño-niquel) con la dureza de-

75 a 100 HB*. El perno del émbolo se debe lubricar y muy frecuentemente se hacen unos canales especiales en las bielas para conducir el aceite bajo presión hasta el perno y la casecita de la biela. Muy importante papel juegan los tornillos de biela. El rompimiento del tornillo causa frecuentemente la destrucción del motor.

Los tornillos de biela se construyen con mejores aceros al carbono o aceros de aleación de cromo-niquel. El tornillo es de muy buena calidad y tiene una revisión muy exacta durante la producción industrial. Hay muchas formas de los tornillos pero comunmente se utilizan tornillos de la forma típica con tuerca fijada con una precompresión para no causar ninguna soltura o falla.

15.4.3. CIGÜEÑALES CON MANIVELAS.

El cigüeñal obteniendo su movimiento giratorio mediante biela y manivela acciona también el árbol de levas, bombas (de aceite, agua y combustible) ventilador, alternador etc. Unas constituciones típicas de manivelas se muestran en la fig.99.

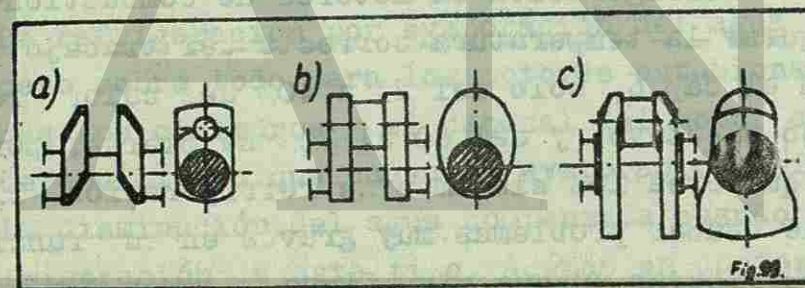


Fig.99.

Constituciones comunes de manivelas en cigüeñal de motores.

Para asegurar el funcionamiento correcto (eliminar peligro del rompimiento por esfuerzos y vibraciones flexibles y torsionales) de los cigüeñales se construyen con piezas muy rígidas, forjadas o fundidas usando los aceros al carbono de mejor calidad (de 0.4 a 0.5% de C), los aceros de aleación con cromo, molibdeno, manganeso y niquel en varias proporciones. En la misma finalidad se usan también fierro fundido y acero fundido. Los muñones del cigüeñal y de la manivela se endurecen por carburación (y templado) ó nitruración (más raramente) logrando la dureza máxima de 68 a 72 HRC*. A veces también se aplica el cromado de muñones que luego se pulen sin procesos térmicos. De los fierros fundidos se aplican sobre todo la fundición maleable o fundición esferoidal que amortiguan bien las -

* HB se refiere a dureza Brinell y HRC se refiere a dureza Rockwell C.

vibraciones del cigüeñal logrando las cualidades de resistencia semejantes a los aceros. Las únicas desventajas de los cigüenales de fundición son: el costo del material de fierro fundido de aleación es mayor que el de los aceros, en el proceso de fundición en producción de cigüenales aparecen todavía relativamente grandes desechos.

La empaquetadura de la caja del cigüeñal (cárter) se realiza por aplicación de juntas alicuadas y anillos deflectores de aceite montados en los extremos del cigüeñal.

Además se monta (mediante tornillos) a un lado de él, la rueda-volante para equilibrar las irregularidades del trabajo en el mecanismo de la manivela.

Los cigüenales con manivelas son fijados en cojinetes de deslizamiento y muy raramente en cojinetes de rodamiento. Las aleaciones básicas utilizadas en esos cojinetes de deslizamiento son aleaciones de estaño, plomo, cobre-plomo y de aluminio-estaño.

16. REFRIGERACION DE LOS MOTORES.

La aplicación de los sistemas de refrigeración en motores de combustión interna es necesaria para asegurar la temperatura correcta del trabajo del mismo. Como fue escrito en el cap.6, solo del 25 a 40% del calor producido se transforma en trabajo efectivo, y del 60 al 75% se pierde, por acción especial del diseñador que crea los sistemas de refrigeración. El recalentamiento del motor puede causar problemas muy graves en su funcionamiento y por eso se deben refrigerar aunque signifique prácticamente la pérdida de una parte del calor producido. Hasta ahora no se han encontrado los sistemas mejores para aplicarlos en motores de combustión interna. Hay generalmente dos sistemas de refrigeración:

- 1. sistema directo (por ejemplo por aire).
- 2. sistema indirecto (por ejemplo por agua).

Carca de 25 a 32% del calor producido esta derivado por un sistema de refrigeración. El más común es el sistema indirecto en que lo más frecuentemente se utiliza agua (debe ser neutral químicamente) o agua mezclada con unas composiciones químicas anticorrosivas con muy bajas temperaturas de congelación.

16.1. REFRIGERACION INDIRECTA.

Principalmente todos los líquidos de refrigeración deben tener las propiedades siguientes:

- 1. anticorrosividad,
- 2. alta temperatura de ebullición,
- 3. baja temperatura de congelación (solidificación),
- 4. alto calor específico c [kcal/kg.°K] ó [kJ/kg.°K], [Btu/lb.°R].

Generalmente se utilizan tres grupos de mezclas refrigerantes (fuera del agua pura):

- 1. mezclas de agua-glicol., [glicol = $C_2H_4(OH)_2$],
- 2. mezclas de agua-alcohol, [alcohol = etanol = C_2H_5OH],
- 3. mezclas de agua-alcohol-glicerina, [glicerina = $C_3H_5(OH)_3$].

Todos los aditivos en agua sirven para satisfacer las necesidades de un buen medio refrigerador. Principalmente se utilizan tres tipos de refrigeración indirecta:

- 1. refrigeración por evaporación del agua
 - 2. refrigeración por termosifón
 - 3. refrigeración forzada.
- } refrigeración automática.

La refrigeración por evaporación del agua no se utiliza frecuentemente, pero sobre todo para los motores estacionarios. El agua sin movimiento rodea los cilindros y el cabezal del motor calentándose hasta la temperatura de ebullición que causa la evaporación del mismo.

La disminución del agua compensada cuando es necesario y así sucede la refrigeración de este tipo. Además en ductos y depósitos de agua aparece la incrustación que disminuye la eficiencia del sistema.

La refrigeración por termosifón esta aplicada en algunos casos para los motores de poca potencia. Su funcionamiento se muestra en la fig.100.

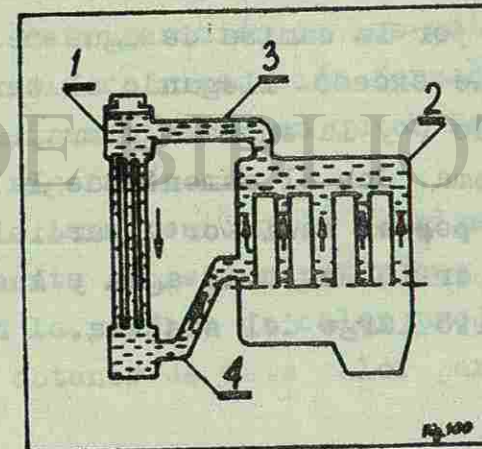


Fig.100.

Esquema de funcionamiento de la refrigeración por termosifón en motores:

- 1. radiador, 2. camisa de agua (de cilindros), 3. ducto del reancho de agua, 4. ducto de suministro de agua.

vibraciones del cigüeñal logrando las cualidades de resistencia semejantes a los aceros. Las únicas desventajas de los cigüenales de fundición son: el costo del material de fierro fundido de aleación es mayor que el de los aceros, en el proceso de fundición en producción de cigüenales aparecen todavía relativamente grandes desechos.

La empaquetadura de la caja del cigüeñal (cárter) se realiza por aplicación de juntas alicuadas y anillos deflectores de aceite montados en los extremos del cigüeñal.

Además se monta (mediante tornillos) a un lado de él, la rueda-volante para equilibrar las irregularidades del trabajo en el mecanismo de la manivela.

Los cigüenales con manivelas son fijados en cojinetes de deslizamiento y muy raramente en cojinetes de rodamiento. Las aleaciones básicas utilizadas en esos cojinetes de deslizamiento son aleaciones de estaño, plomo, cobre-plomo y de aluminio-estaño.

16. REFRIGERACION DE LOS MOTORES.

La aplicación de los sistemas de refrigeración en motores de combustión interna es necesaria para asegurar la temperatura correcta del trabajo del mismo. Como fue escrito en el cap.6, solo del 25 a 40% del calor producido se transforma en trabajo efectivo, y del 60 al 75% se pierde, por acción especial del diseñador que crea los sistemas de refrigeración. El recalentamiento del motor puede causar problemas muy graves en su funcionamiento y por eso se deben refrigerar aunque signifique prácticamente la pérdida de una parte del calor producido. Hasta ahora no se han encontrado los sistemas mejores para aplicarlos en motores de combustión interna. Hay generalmente dos sistemas de refrigeración:

- 1. sistema directo (por ejemplo por aire).
- 2. sistema indirecto (por ejemplo por agua).

Carca de 25 a 32% del calor producido esta derivado por un sistema de refrigeración. El más común es el sistema indirecto en que lo más frecuentemente se utiliza agua (debe ser neutral químicamente) o agua mezclada con unas composiciones químicas anticorrosivas con muy bajas temperaturas de congelación.

16.1. REFRIGERACION INDIRECTA.

Principalmente todos los líquidos de refrigeración deben tener las propiedades siguientes:

- 1. anticorrosividad,
- 2. alta temperatura de ebullición,
- 3. baja temperatura de congelación (solidificación),
- 4. alto calor específico c [kcal/kg.°K] ó [kJ/kg.°K], [Btu/lb.°R].

Generalmente se utilizan tres grupos de mezclas refrigerantes (fuera del agua pura):

- 1. mezclas de agua-glicol., [glicol = $C_2H_4(OH)_2$],
- 2. mezclas de agua-alcohol, [alcohol = etanol = C_2H_5OH],
- 3. mezclas de agua-alcohol-glicerina, [glicerina = $C_3H_5(OH)_3$].

Todos los aditivos en agua sirven para satisfacer las necesidades de un buen medio refrigerador. Principalmente se utilizan tres tipos de refrigeración indirecta:

- 1. refrigeración por evaporación del agua
 - 2. refrigeración por termosifón
 - 3. refrigeración forzada.
- } refrigeración automática.

La refrigeración por evaporación del agua no se utiliza frecuentemente, pero sobre todo para los motores estacionarios. El agua sin movimiento rodea los cilindros y el cabezal del motor calentándose hasta la temperatura de ebullición que causa la evaporación del mismo.

La disminución del agua compensada cuando es necesario y así sucede la refrigeración de este tipo. Además en ductos y depósitos de agua aparece la incrustación que disminuye la eficiencia del sistema.

La refrigeración por termosifón esta aplicada en algunos casos para los motores de poca potencia. Su funcionamiento se muestra en la fig.100.

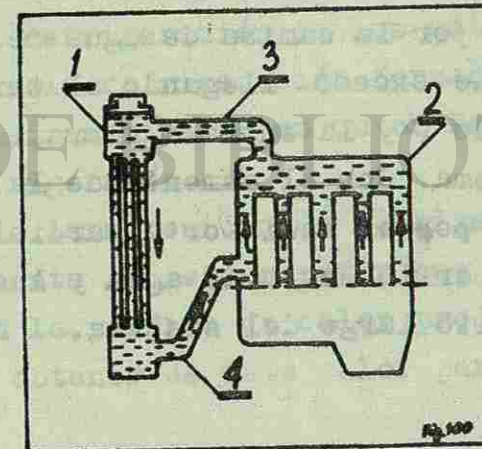


Fig.100.

Esquema de funcionamiento de la refrigeración por termosifón en motores:

- 1. radiador, 2. camisa de agua (de cilindros), 3. ducto del reancho de agua, 4. ducto de suministro de agua.

Este tipo de refrigeración consta de dos depósitos de agua que, considerando el dibujo, son : camisa de agua (2) y radiador(1) conectados por ductos por abajo y por arriba.

El movimiento de agua es causado por la diferencia de densidades (pesos específicos) de agua caliente y fría. En motores contemporáneos este sistema no funciona muy bien porque el flujo de agua no es muy rápido y la camisa y radiador construidos adecuadamente, aumentarían mucho el tamaño del motor y su peso. Por ello se utiliza solo en motores pequeños.

La refrigeración forzada es ahora comúnmente aplicada en motores de combustión interna de cualquier tipo. La constitución es muy semejante a la idea anterior solamente que en el circuito del refrigerador se encuentra una bomba que mueve el flujo de agua o un medio refrigerante. Su funcionamiento se muestra en la fig. 101.

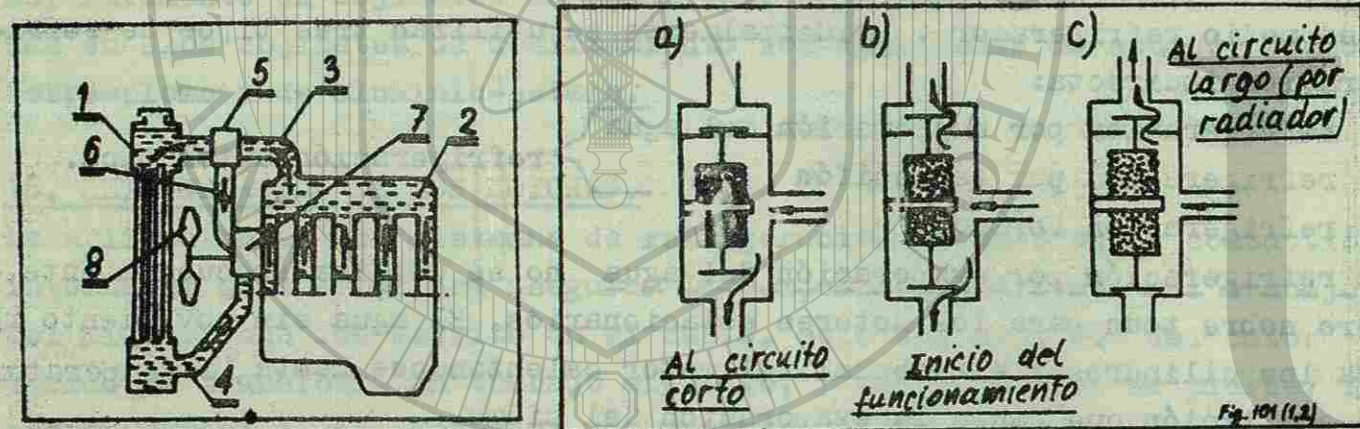


Fig.101. Esquema de funcionamiento de la refrigeración forzada y del termostato en su circuito:

1. radiador, 2. camisa de agua(de cilindros), 3. ducto del exceso , 4. ducto de suministro, 5. termostato, 6. ducto de recirculación, 7. bomba de agua, 8. ventilador de enfriamiento.

El flujo de agua accionado por bomba pasa por la camisa de agua de los cilindros calentándose y sale por el ducto de exceso llegando al termostato. Inicialmente el termostato esta cerrado (y la entrada al radiador) y el agua gira en el circuito corto del sistema. Con el aumento de la temperatura, primero el agua pasa parcialmente por el radiador y parcialmente por el circuito corto accionado y movido por la bomba de agua y luego solo por el radiador, es decir por el circuito largo del sistema.

El ventilador mejora el proceso de refrigeración aumentando la velocidad del flujo de aire. El movimiento de agua esta forzado por una bomba accionada por el cigüeñal del motor (que acciona también muy frecuentemente el ventilador.)

16.2. REFRIGERACION DIRECTA.

La refrigeración directa de motores es prácticamente el proceso de enfriamiento por el flujo de aire. Para aumentar la superficie de conducción de calor, las paredes de los cilindros se construyen con aletas que fácilmente se pueden observar en motores de motocicletas.

Las temperaturas de motores refrigerados por aire son mucho mayores (de 470° a 520°K, es decir, de 200° a 250° C) que los refrigerados por agua (menos de 370°K, es decir, de 100° C). En este caso también se pueden distinguir dos tipos de refrigeración:

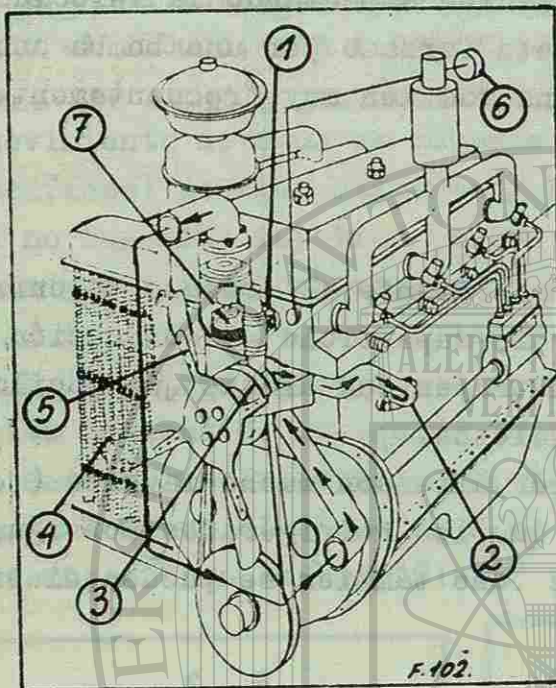
1. refrigeración automática,
2. refrigeración forzada.

La refrigeración automática directa sucede durante el movimiento del vehículo, por aparición del flujo de aire. Este tipo de refrigeración se aplica sobre todo en motocicletas con motores de 2 o 4 tiempos.

La refrigeración forzada directa se realiza por aplicación de un soplador (máquina soplante) el cual excita el flujo de aire independiente del movimiento del vehículo. El soplador es accionado por el motor y el flujo de aire es dirigido por las cubiertas formadas adecuadamente a las aletas de cilindros u otras partes del motor. A veces para dirigir correctamente el flujo de aire se construye también unos ductos como tuberías hechas de láminas de acero o materiales artificiales (plásticos, goma, hule etc.) para que los flujos de aire penetren correctamente a las regiones o partes que se debe refrigerar. En conclusión se debe decir que el método más usual para refrigeración de los motores de combustión interna de cualquier tipo, es la refrigeración forzada indirecta. En la fig. 102 se muestra la vista esquemática de un motor refrigerado por el flujo reforzado de un medio refrigerante.

Fuera de la necesidad de refrigeración para que los motores trabajen correctamente se debe repetir que prácticamente la refrigeración significa también la pérdida de calor producido por la energía que se podría obtener de este calor para aprovecharla en el trabajo.

Fig.102.



Vista esquemática de un motor de 4 tiempos con 4 cilindros refrigerado por agua (o un líquido refrigerante) de flujo forzado:

1. ducto de rechazo de agua caliente,
2. ducto de suministro de agua-enfriada,
3. bomba de agua,
4. radiador típico,
5. ventilador accionado por cigüeñal,
6. indicador de la temperatura,
7. termostato.

17. LUBRICACION DE LOS MOTORES.

La lubricación de los elementos-colaboradores en los motores de combustión interna es muy necesaria para disminuir las pérdidas de energía causadas por fricción. Además el agarrotamiento de los elementos mencionados podría a parar y destruir un mecanismo o el motor.

Principalmente cada lubricación en los motores, cumple también otras funciones que son :

1. capacidad de limpiar de residuos al motor (por uso de filtros),
2. características de no formación de espuma,
3. capacidad de dispersión para disolver y transportar partículas extrañas en el aceite,
4. alta seguridad de ser no tóxicos, no inflamables o explosivos,
5. impiden formar depósitos al unirse con el aire, agua, combustible o los

productos de la combustión.

6. protección anticorrosiva (o disminución significativa de corrosión),
7. refrigeración inferior del motor,
8. proporcionan un bajo punto de fluidez (ver cap.9.2.1.), para estar fluido en bajas temperaturas,
9. una viscosidad conveniente (vease cap.9.2.1),
10. amortiguamiento de las cargas dinámicas,
11. posibilidad de introducción de los aditivos que facilitarán el proceso de rodaje de todos los elementos,
12. alta resistencia de película de aceite para evitar la fricción seca a cargas pesadas y disminuir el desgaste,
13. el costo de aceite debe ser bajo.

Normalmente los lubricantes se encuentran en dos estados de agregación esto es :

1. en el estado quasisolido (engrasado); son grasas
2. en el estado líquido; son aceites.

La diferencia principal entre grasas y aceites es que las primeras tienen su punto de fluidez relativamente alto (se logra por aditivos especiales) comparando con los aceites cuyo estado es líquido.

Generalmente se distinguen tres tipos de lubricantes :

1. lubricantes minerales,
2. lubricantes animales (manteca, aceites de pescados etc)
3. lubricantes vegetales (aceite de ricino, de girasol, etc.)

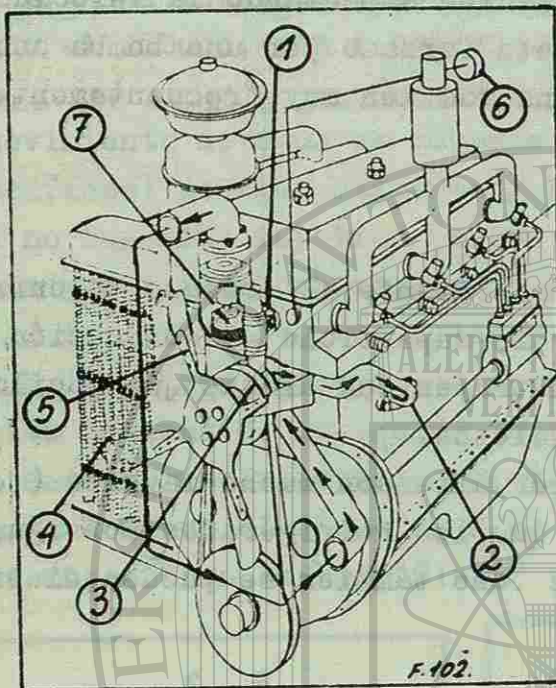
Los lubricantes minerales gradualmente desplazaron a los aceites animales y vegetales en la lubricación de piezas mecánicas. Ahora se aplican prácticamente solo lubricantes minerales a cualquier tipo de lubricación en maquinaria. Se obtienen a través de varios procesos petroquímicos del petróleo crudo.

En los motores hay 3 sistemas generales de lubricación :

1. lubricación a presión total
2. lubricación por salpicadura
3. lubricación por salpicadura modificada.

Los motores grandes y muchos del tipo automotriz, emplean el sistema de presión total para así facilitar el enfriamiento de los cojinetes. El primer sistema suministra un flujo continuo de aceite que ayuda a mantener al cojinete a temperatura relativamente baja. El funcionamiento de todos los sistemas de lubricación mencionados anteriormente se muestran en la fig.103.

Fig.102.



Vista esquemática de un motor de 4 tiempos con 4 cilindros refrigerado por agua (o un líquido refrigerante) de flujo forzado:

1. ducto de rechazo de agua caliente,
2. ducto de suministro de agua-enfriada,
3. bomba de agua,
4. radiador típico,
5. ventilador accionado por cigüeñal,
6. indicador de la temperatura,
7. termostato.

17. LUBRICACION DE LOS MOTORES.

La lubricación de los elementos-colaboradores en los motores de combustión interna es muy necesaria para disminuir las pérdidas de energía causadas por fricción. Además el agarrotamiento de los elementos mencionados podría a parar y destruir un mecanismo o el motor.

Principalmente cada lubricación en los motores, cumple también otras funciones que son :

1. capacidad de limpiar de residuos al motor (por uso de filtros),
2. características de no formación de espuma,
3. capacidad de dispersión para disolver y transportar partículas extrañas en el aceite,
4. alta seguridad de ser no tóxicos, no inflamables o explosivos,
5. impiden formar depósitos al unirse con el aire, agua, combustible o los

productos de la combustión.

6. protección anticorrosiva (o disminución significativa de corrosión),
7. refrigeración inferior del motor,
8. proporcionan un bajo punto de fluidez (ver cap.9.2.1.), para estar fluido en bajas temperaturas,
9. una viscosidad conveniente (vease cap.9.2.1),
10. amortiguamiento de las cargas dinámicas,
11. posibilidad de introducción de los aditivos que facilitarán el proceso de rodaje de todos los elementos,
12. alta resistencia de película de aceite para evitar la fricción seca a cargas pesadas y disminuir el desgaste,
13. el costo de aceite debe ser bajo.

Normalmente los lubricantes se encuentran en dos estados de agregación esto es :

1. en el estado quasisolido (engrasado); son grasas
2. en el estado líquido; son aceites.

La diferencia principal entre grasas y aceites es que las primeras tienen su punto de fluidez relativamente alto (se logra por aditivos especiales) comparando con los aceites cuyo estado es líquido.

Generalmente se distinguen tres tipos de lubricantes :

1. lubricantes minerales,
2. lubricantes animales (manteca, aceites de pescados etc)
3. lubricantes vegetales (aceite de ricino, de girasol, etc.)

Los lubricantes minerales gradualmente desplazaron a los aceites animales y vegetales en la lubricación de piezas mecánicas. Ahora se aplican prácticamente solo lubricantes minerales a cualquier tipo de lubricación en maquinaria. Se obtienen a través de varios procesos petroquímicos del petróleo crudo.

En los motores hay 3 sistemas generales de lubricación :

1. lubricación a presión total
2. lubricación por salpicadura
3. lubricación por salpicadura modificada.

Los motores grandes y muchos del tipo automotriz, emplean el sistema de presión total para así facilitar el enfriamiento de los cojinetes. El primer sistema suministra un flujo continuo de aceite que ayuda a mantener al cojinete a temperatura relativamente baja. El funcionamiento de todos los sistemas de lubricación mencionados anteriormente se muestran en la fig.103.

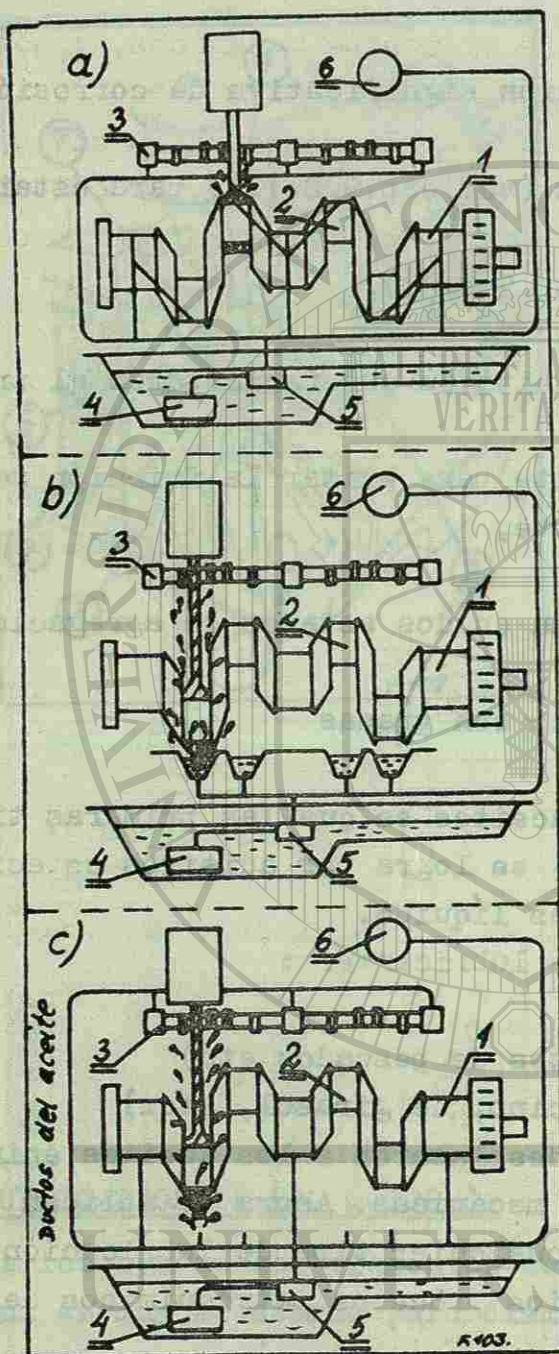


Fig. 103. Vistas esquemáticas de los sistemas principales de lubricación y sus funcionamientos:
 a) sistema de presión total,
 b) sistema de salpicadura,
 c) sistema de salpicadura modificado.
 Los elementos son:
 1. cojinetes principales, 2. cojinetes de la biela, 3. árbol de levas, 4. colador para el aceite, 5. bomba del aceite, 6. manómetro de la presión de aceite.

En la fig. 103 se puede observar que el tercer sistema reúne algunas cualidades del primero y del segundo, pero lo más importante en motores autónomos de combustión interna es la lubricación a presión total.

17.1. VISCOSIDAD DE LUBRICANTES.

El problema de viscosidad se mencionó en el cap. 9.2.1. describiendo las propiedades del aceite combustible. Pero la viscosidad de aceites lubricantes o lubricantes en general tiene un significado muy importante para

la aplicación correcta, dependiendo de los elementos mecánicos, y sobre todo para los motores de combustión interna.

La viscosidad del aceite fluido es la medida de la resistencia que opone el aceite para fluir. Hay varias unidades de la viscosidad. En cálculos científicos y teóricos se utilizan: la viscosidad dinámica y la viscosidad cinemática.

La viscosidad dinámica se determina según la ecuación de Newton en manera siguiente:

$$\eta = \frac{F}{A \cdot G}, \text{ donde}$$

F [N], [dina], - fuerza de fricción en newtones o dinas,

A [m²], [cm²], - el campo de las superficies que se encuentran en el movimiento relativo entre si,

G [$\frac{m}{s}$ o $\frac{cm}{s}$]; [s^{-1}], - gradiente de la velocidad del movimiento y

$G = v/h$, donde v es la velocidad del movimiento relativo y h es la distancia entre las superficies.

En el sistema CGS de unidades, la unidad de la viscosidad dinámica es 1 Poise (1P): el fluido tiene la viscosidad de 1P cuando 2 capas del fluido de superficie de $A = 1 \text{ cm}^2$ alejados entre si en $h = 1 \text{ cm}$, bajo la fuerza de $F = 1 \text{ dina}$ ($1 \text{ dina} = 1 \text{ g} \cdot \text{cm}/\text{s}^2$) se mueven con la velocidad $v = 1 \text{ cm}/\text{s}$.

$$1P = \frac{1 \text{ dina}}{1 \text{ cm} \cdot 1s} = 1 \text{ [g/cm} \cdot \text{s]}$$

En el sistema internacional SI se usan pascalosegundos, donde $1Pa \cdot s = \frac{1N}{1m^2 \cdot 1s} = 1 \text{ [kg/m} \cdot \text{s]}$, entonces $1Pa \cdot s = 10P$.

En la práctica se aplican milipascalosegundos, donde $1 \text{ mPas} = 10^{-3} Pa \cdot s = 1cP$ ($1cP = 1 \text{ centipoise}$).

La inversión de la viscosidad dinámica η es la fluidez ϕ del fluido y aparece la igualdad:

$$\phi = 1/\eta = 1 \text{ [cm} \cdot \text{s/g]} \text{ o } \text{[m} \cdot \text{s/kg]}.$$

La viscosidad cinemática es la viscosidad dinámica dividida por la densidad del fluido (aceite):

$$\nu = \eta/\rho \text{ donde}$$

η [g/cm²·s; kg/m²·s; Pa·s] - viscosidad dinámica del fluido (aceite),

ρ [g/cm³; kg/m³], - densidad del fluido (aceite)

En el sistema CGS de unidades, la unidad de la viscosidad cinemática es de 1 Stokes (1St): el fluido tiene la viscosidad de 1St cuando su densidad es $\rho = 1 \text{ g/cm}^3$ y para desplazar sus 2 capas con la superficie $A = 1 \text{ cm}^2$ con-

la velocidad de $v = 1 \text{ cm/s}$ alejados de sí en $h = 1 \text{ cm}$ se debe usar la fuerza $F = 1 \text{ dina}$.

$$1 \text{ St} = \frac{1 \text{ P}}{1 \text{ g/cm}^3} = \frac{1 \text{ g/cm} \cdot \text{s}}{1 \text{ g/cm}^3} = 1 \text{ [cm}^2/\text{s]}$$

Más frecuentemente se utilizan centistokes (1cSt) o milistokes (1mSt), donde $1 \text{ cSt} = 10^{-2}$ y $1 \text{ mSt} = 10^{-3}$ St.

En el sistema internacional se usan unidades $[\text{m}^2/\text{s}]$ y no tienen otro nombre, entonces $1 \text{ [m}^2/\text{s]} = 10^4 \text{ St} = 10^6 \text{ cSt} = 10^7 \text{ mSt}$.

Ambas viscosidades, dinámica y cinemática, se denominan viscosidades absolutas y son determinantes básicas en las viscosidades de fluidos.

17.1.1. VISCOSIDADES RELATIVAS DE LOS ACEITES.

En la práctica las viscosidades de fluidos (aceites) se determinan por las unidades convencionales que lo más frecuentemente son las relaciones entre el tiempo de salida del fluido investigado, al tiempo de salida del fluido de referencia; o también ellas determinan comúnmente el tiempo de salida del fluido investigado de un aparato en condiciones normales.

En USA, la viscosidad de aceites u otros fluidos se determina en segundos de Saybolt (ver cap.9.2.1) que significan el tiempo de salida de 60 cm^3 del fluido investigado al tiempo de salida del viscosímetro de Saybolt. Hay 2 tubos capilares en este viscosímetro, para fluidos de baja viscosidad y para fluidos de alta viscosidad. Por eso se distinguen respectivamente dos tipos de segundos de Saybolt:

1. Saybolt Universal Seconds (SUS, US o VUS),
2. Saybolt Furol Seconds (SFS).

En Gran Bretaña y parcialmente en USA se utilizan también los segundos de Redwood que determinan el tiempo de salida de 50 cm^3 del aceite (fluido) investigado del viscosímetro de Redwood. Hay también dos tipos de viscosímetros de Redwood y por eso se distinguen:

1. segundos de Redwood comerciales, Redwood Commercial Seconds, llamados también segundos de Redwood No.1.
2. segundos de Redwood de Almirantazgo, Redwood Admiralty Seconds, llamados también segundos de Redwood No.2.

En Francia se aplican los grados de Barbé ($^{\circ}\text{B}$) que determinan la cantidad (en cm^3) del fluido que sale durante 1 hora del viscosímetro Barbé en condiciones normales.

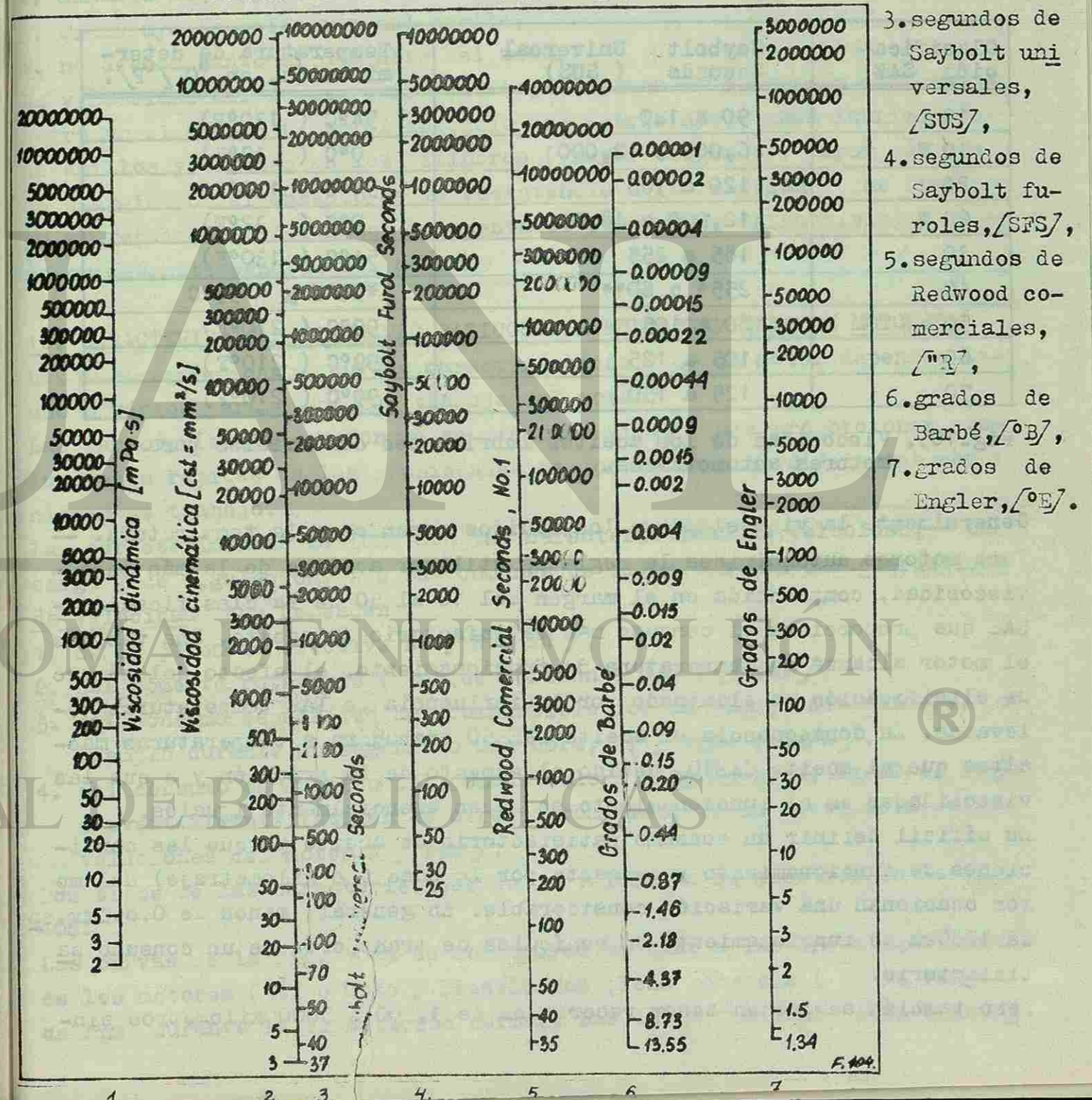
En la mayoría de los países de Europa (y en toda la URSS) se usan los

grados de Engler ($^{\circ}\text{E}$). La viscosidad en $^{\circ}\text{E}$ es la relación del tiempo de salida de la misma cantidad de agua destilada en temp. 20°C por el tubo capilar normal del viscosímetro de Engler.

Las dependencias entre todas las viscosidades absolutas y relativas se muestran en el nomograma presentado en la fig.104.

Fig.104. Nomograma para determinar las viscosidades absolutas y relativas de los aceites (fluidos) lubricantes:

1. viscosidad dinámica, $[\text{mPa} \cdot \text{s}]$,
2. viscosidad cinemática, $[\text{mm}^2/\text{s}]$,



17.2. INFLUENCIA DE LUBRICACION SOBRE EL RENDIMIENTO DEL MOTOR.

La viscosidad de los lubricantes dicta muchas de las características de los motores. La correcta viscosidad del aceite para un motor, se determina prácticamente mediante la experiencia. La más común clasificación para aceites automotrices comerciales es la clasificación SAE (Standards Automotive Engineers) que se muestra en la fig. 105.

Clasificación SAE	Saybolt Seconds (SUS)	Temperatura de determinación, en °C [°F].
10	90 a 120	54°C (130°F)
10 W	6,000 a 12,000	0°C (32°F)
20	120 a 185	54°C (130°F)
20 W	12,000 a 48,000	0°C (32°F)
30	185 a 255	54°C (130°F)
40	255* a 80**	*54°C y **99°C
50	80 a 105	99°C (210°F)
60	105 a 125	99°C (210°F)
70	125 a 150	99°C (210°F)

Fig.105. Viscosidad de los aceites lubricantes comerciales para motores automotrices.

Generalmente la viscosidad de los fluidos depende de la temperatura. -- Para motores automotrices la regla es utilizar aceites de la más baja viscosidad, comprendida en el margen del 10 al 50 de la clasificación SAE que proporciona el consumo más satisfactorio de aceite. Una vez que el motor alcanza su temperatura de funcionamiento, el efecto del número de clasificación es eliminado por la influencia de las temperaturas elevadas. En consecuencia el aceite SAE 50 trabajará a temperaturas más altas que el aceite SAE10, debido al aumento de la fricción y a que las viscosidades en el funcionamiento se hacen esencialmente iguales. Es difícil definir un consumo satisfactorio de aceite porque las condiciones de funcionamiento y desgaste por la edad (o kilometraje) del motor ocasionan una variación considerable. En general, menos de 0.65ltr. ca da 1000km de funcionamiento en vehículos de transporte es un consumo satisfactorio.

Pero también se pueden tener recorridos de 1,00 a 5000 kilometros sin-

un marcado deterioro del aceite que deberá cambiarse siempre que sus condiciones se hayan desgastado y puedan producirle daño al motor. Los libritos de servicio de los motores (vehículos) deben determinar el tipo de aceite y su cambio dependiendo del kilometraje. Principalmente el empleo de aceites del grado SAE más alto:

1. disminuye el consumo de aceite,
2. aumenta la temperatura del aceite y de los cojinetes principales,
3. disminuye la oxidación del aceite,
4. no afecta tanto al desgaste del motor.

La viscosidad del aceite demasiado baja causara la aparición del humo negro en el escape (por el incendio del lubricante), poca lubricación de anillos y paredes en los cilindros (mayor desgaste), mayor pérdida de energía por el aumento de la resistencia a la fricción (se disminuye el rendimiento del motor y aumenta el consumo de combustible) y un mayor desgaste general del motor.

18. CARACTERISTICAS-DIAGRAMAS BASICOS DEL FUNCIONAMIENTO DE MOTORES.

Las características (curvas características) de un motor dependen de uno o varios parámetros del trabajo del motor.

Las características en formas de diagrama sirven para proporcionar evaluaciones rápidas de las propiedades de los motores en diferentes condiciones de trabajo.

Las características básicas son las características de velocidad, de carga y de regulación. Las más comunes de ellas son las características de velocidad que dependen :

1. de la potencia efectiva N_e [HP; kW],
2. del momento rotatorio (par de torsión) $M_T = T$ [kNm],
3. del consumo específico del combustible por un tiempo determinado, por ejemplo durante un segundo o una hora, F_t [kg/s ; kg/h],
4. del consumo específico del combustible F [kg/HP-hora; kg/kW-s, etc], o eventualmente también de otros parámetros, de la frecuencia de revoluciones del motor N [rpm].

Dos tipos de las características de la velocidad se muestran en la fig. 106.

Las curvas de la fig. 106a se construyen en base a las investigaciones de los motores (tipo Otto y Diesel) con plena potencia (en su rango de rpm) durante la explotación normal. Las de la fig.106b estan constru-

17.2. INFLUENCIA DE LUBRICACION SOBRE EL RENDIMIENTO DEL MOTOR.

La viscosidad de los lubricantes dicta muchas de las características de los motores. La correcta viscosidad del aceite para un motor, se determina prácticamente mediante la experiencia. La más común clasificación para aceites automotrices comerciales es la clasificación SAE (Standards Automotive Engineers) que se muestra en la fig. 105.

Clasificación SAE	Saybolt Seconds (SUS)	Temperatura de determinación, en °C [°F].
10	90 a 120	54°C (130°F)
10 W	6,000 a 12,000	0°C (32°F)
20	120 a 185	54°C (130°F)
20 W	12,000 a 48,000	0°C (32°F)
30	185 a 255	54°C (130°F)
40	255* a 80**	*54°C y **99°C
50	80 a 105	99°C (210°F)
60	105 a 125	99°C (210°F)
70	125 a 150	99°C (210°F)

Fig.105. Viscosidad de los aceites lubricantes comerciales para motores automotrices.

Generalmente la viscosidad de los fluidos depende de la temperatura. -- Para motores automotrices la regla es utilizar aceites de la más baja viscosidad, comprendida en el margen del 10 al 50 de la clasificación SAE que proporciona el consumo más satisfactorio de aceite. Una vez que el motor alcanza su temperatura de funcionamiento, el efecto del número de clasificación es eliminado por la influencia de las temperaturas elevadas. En consecuencia el aceite SAE 50 trabajará a temperaturas más altas que el aceite SAE10, debido al aumento de la fricción y a que las viscosidades en el funcionamiento se hacen esencialmente iguales. Es difícil definir un consumo satisfactorio de aceite porque las condiciones de funcionamiento y desgaste por la edad (o kilometraje) del motor ocasionan una variación considerable. En general, menos de 0.65ltr. ca da 1000km de funcionamiento en vehículos de transporte es un consumo satisfactorio.

Pero también se pueden tener recorridos de 1,00 a 5000 kilometros sin-

un marcado deterioro del aceite que deberá cambiarse siempre que sus condiciones se hayan desgastado y puedan producirle daño al motor. Los libritos de servicio de los motores (vehículos) deben determinar el tipo de aceite y su cambio dependiendo del kilometraje. Principalmente el empleo de aceites del grado SAE más alto:

1. disminuye el consumo de aceite,
2. aumenta la temperatura del aceite y de los cojinetes principales,
3. disminuye la oxidación del aceite,
4. no afecta tanto al desgaste del motor.

La viscosidad del aceite demasiado baja causara la aparición del humo negro en el escape (por el incendio del lubricante), poca lubricación de anillos y paredes en los cilindros (mayor desgaste), mayor pérdida de energía por el aumento de la resistencia a la fricción (se disminuye el rendimiento del motor y aumenta el consumo de combustible) y un mayor desgaste general del motor.

18. CARACTERISTICAS-DIAGRAMAS BASICOS DEL FUNCIONAMIENTO DE MOTORES.

Las características (curvas características) de un motor dependen de uno o varios parámetros del trabajo del motor.

Las características en formas de diagrama sirven para proporcionar evaluaciones rápidas de las propiedades de los motores en diferentes condiciones de trabajo.

Las características básicas son las características de velocidad, de carga y de regulación. Las más comunes de ellas son las características de velocidad que dependen :

1. de la potencia efectiva N_e [HP; kW],
2. del momento rotatorio (par de torsión) $M_T = T$ [kNm],
3. del consumo específico del combustible por un tiempo determinado, por ejemplo durante un segundo o una hora, F_t [kg/s ; kg/h],
4. del consumo específico del combustible F [kg/HP-hora; kg/kW-s, etc], o eventualmente también de otros parámetros, de la frecuencia de revoluciones del motor N [rpm].

Dos tipos de las características de la velocidad se muestran en la fig. 106.

Las curvas de la fig. 106a se construyen en base a las investigaciones de los motores (tipo Otto y Diesel) con plena potencia (en su rango de rpm) durante la explotación normal. Las de la fig.106b estan constru-

idas debido a varias posiciones de la mariposa en el carburador (motores Otto) ó a diferentes dosis del combustible inyectado (motores Diesel).

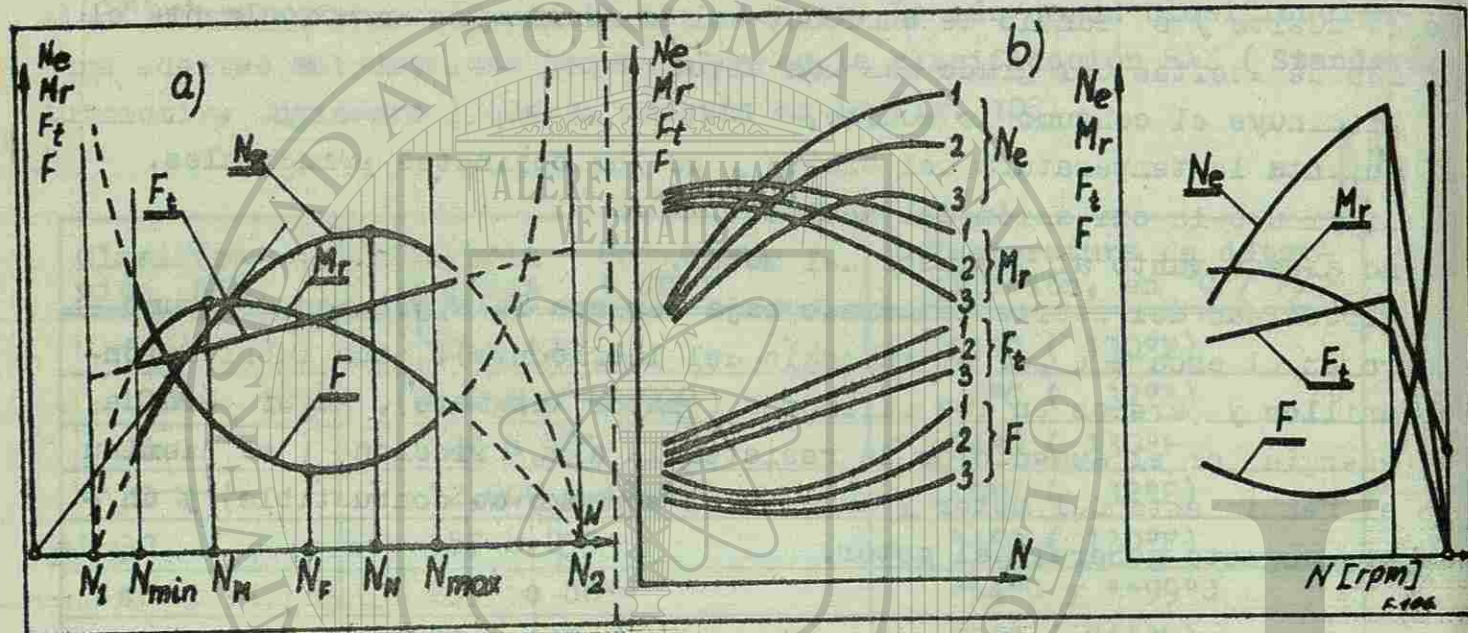


Fig. 106. Características de la velocidad de explotación de un motor automotriz:

- a) características de la potencia plena.
- b) características de las potencias parciales.

Las características de carga hechas en función de carga (potencia efectiva N_e) se construyen sobre todo para los motores con que mantienen un N constante en la frecuencia de sus revoluciones, citando como ejemplo a los motores estacionarios. Una típica característica de carga se muestra en la fig. 107.

Las características de regulación muestran las dependencias gráficas de la potencia efectiva N_e y del consumo específico del combustible F (o F_t), del agente (elemento) regulado que puede ser, por ejemplo, la composición de la mezcla aire-combustible, el ángulo de predicción del encendido α_p (motores Otto) o el ángulo de predicción del chorro α_{pc} (de la inyección) en motores Diesel, etc. Un ejemplo de este tipo se presenta en la fig. 108.

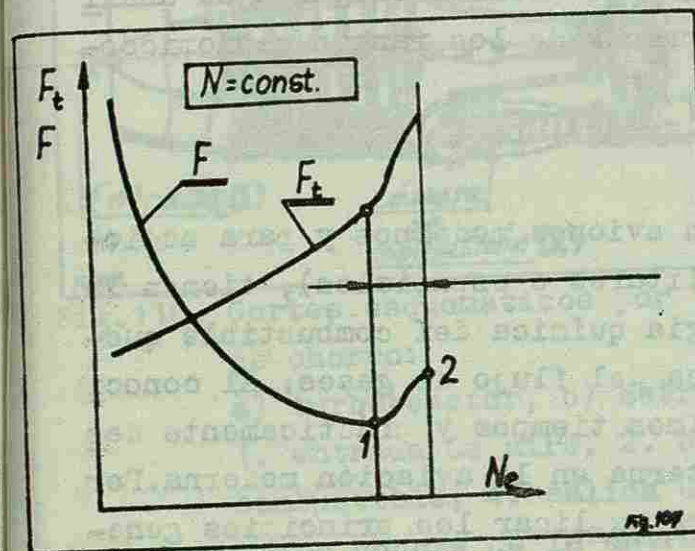


Fig. 107. Característica de carga de un motor Otto.

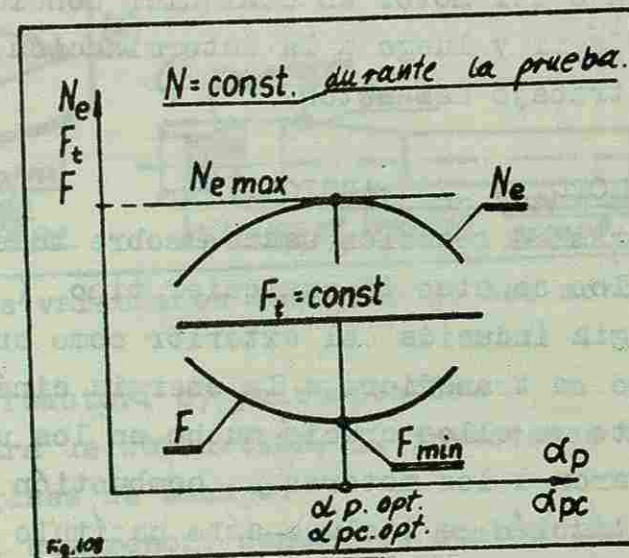


Fig. 108. Característica de regulación del ángulo de predicción del encendido α_p (o chorro α_{pc}).

Las características más completas son las de curvas de nivel llamadas también características generales. Se construyen en el sistema de coordenadas de momento de rotación M_r y de la frecuencia de revoluciones N del motor basándose sobre varias características de velocidad y de carga. Un ejemplo de este tipo se muestra en la fig. 109.

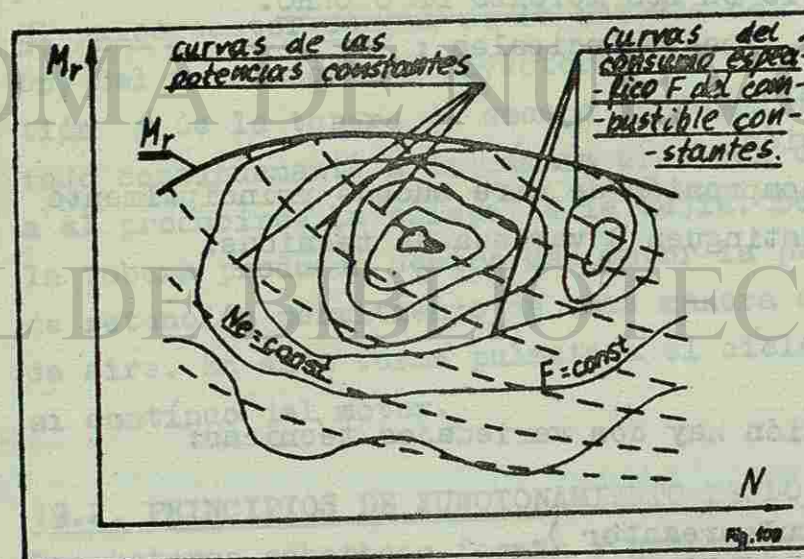


Fig. 109. Característica general (de curvas de nivel) del motor. Las curvas de la potencia efectiva y el consumo específico del combustible forman las curvas de nivel.

Esas características presentan sobre un diagrama las posibilidades del trabajo del motor en cualquier condición. Eso permite llegar a un análisis fácil y luego a la determinación correcta de los rangos económicos del trabajo del motor.

19. MOTORES DE REACCION.

Motores de reacción usados sobre todo en aviones modernos y para accionar los cohetes de cualquier tipo (militares o espaciales), tienen la energía inducida del exterior como energía química del combustible que luego se transfiere a la energía cinética del flujo de gases. El conocimiento de ellos creció mucho en los últimos tiempos y prácticamente desplazaron a los motores de combustión interna en la aviación moderna. Por eso también se incluye este capítulo para explicar los principios generales de funcionamiento de los motores mencionados anteriormente.

Todos los motores de reacción se dividen en dos grupos :

1. motores de propulsión a chorro (motores a chorro)
2. motores coheticos.

En motores de chorro, el agente termodinámico es el aire atmosférico que también es la fuente del oxígeno necesario para la combustión del combustible.

En motores coheticos, el combustible y oxidante, que forman a los agentes termodinamicos de los cohetes, son transportados siempre con motor.

19.1. PRINCIPIOS DE FUNCIONAMIENTO DE LOS MOTORES DE CHORRO.

Los motores de chorro forman dos tipos principales :

1. motores de chorro con compresión
2. motores de chorro sin compresión.

En los primeros, el proceso de compresión de aire sucede principalmente en un compresor mecánico y se distinguen 3 variedades técnicas:

- a) motor turboreactor
- b) motor de turbohélice
- c) motor de flujo.

En motores de chorro sin compresión hay dos variedades técnicas:

- a) motor estratoreactor
- b) motor del **chorro pulsante** (pulsoreactor).

Las vistas esquemáticas de un motor-turboreactor, de un motor-estratoreactor y de un motor-pulsoreactor se muestran en la fig.110.

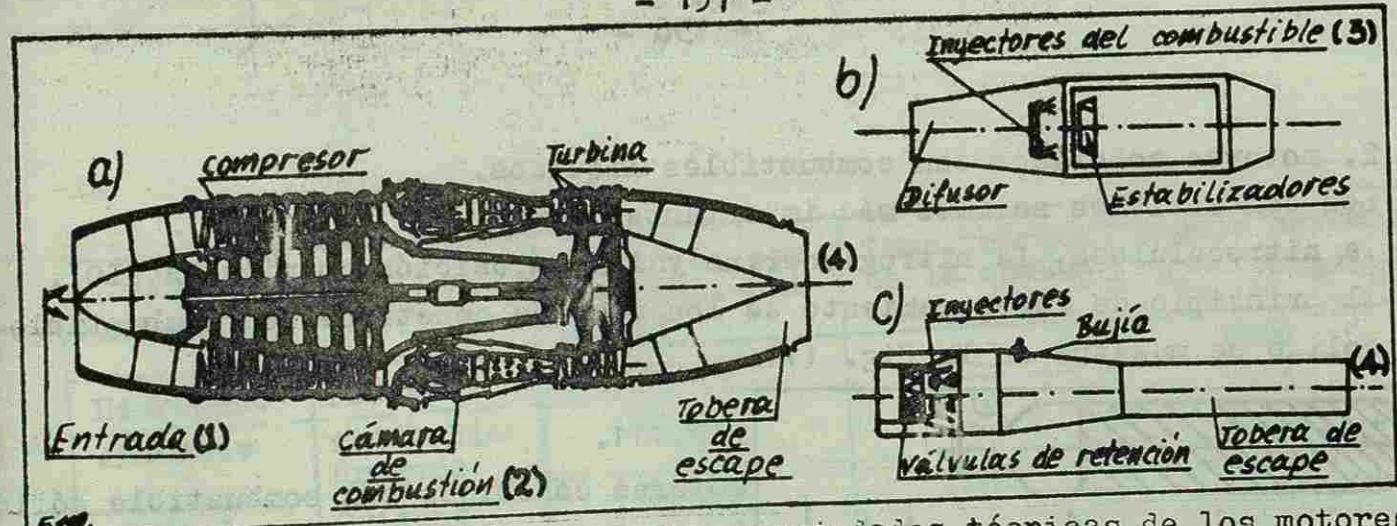


Fig. 110. Cortes esquemáticos por tres variedades técnicas de los motores de chorro:

- a) turboreactor, b) estratoreactor, c) pulsoreactor,
1. entrada de aire, 2. cámara de combustión, 3. inyectores del combustible, 4. salida de gases de escape.

El turboreactor consta de la entrada, compresor, cámara de combustión, turbina y tobera de escape. El aire penetra por la entrada y se comprime en el turbocompresor; saliendo de él, se quema en forma continua aumentando mucho su volumen y produciendo empuje de gases de escape que mueven el avión.

El estratoreactor consta del difusor de la cámara de combustión y de la tobera de escape. En el difusor se comprime el aire que entra al motor. La inyección continua del combustible causa buena pulverización y luego la llama para obtener la presión de combustión estable. Los gases quemados producen el empuje y movimiento del motor.

El pulsoreactor consta de la entrada del conjunto de válvulas de retención, del mezclador con inyectores del combustible, de la cámara de combustión y de la tobera de escape en forma cilíndrica. El combustible inyectado continuamente a la cámara crea con el aire una mezcla que se incendia al producirse la chispa de la bujía. Los gases de escape saliendo por la tobera producen dentro del motor la presión baja que abre las válvulas de retención permitiendo de esta manera a la entrada de una nueva porción de aire. En esta forma pulsativa el ciclo se repite y forma el empuje casi continuo del motor.

19.2. PRINCIPIOS DE FUNCIONAMIENTO DE LOS MOTORES COHETICOS.

Los motores coheticos forman 2 grupos principales :

1. motores coheticos con combustibles sólidos y

2. motores cohéticos con combustibles líquidos.

Los combustibles sólidos más importantes son :

la nitrocelulosa, la nitroglicerina y la composición química NH_4ClO_4 .

El principio de funcionamiento de los motores cohéticos con combustible sólido se muestra en la fig. 111.

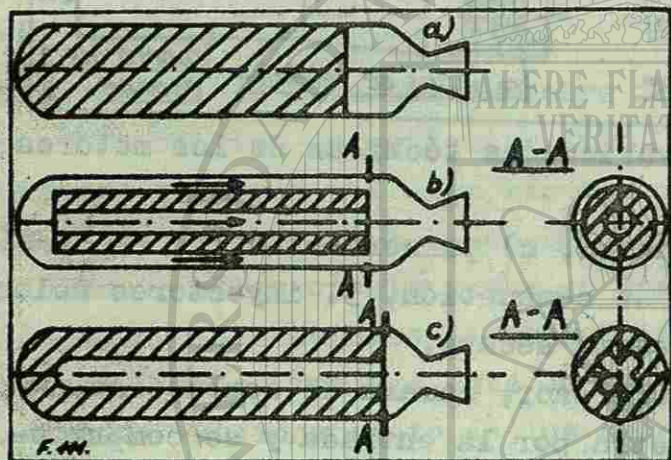


Fig.111.

Motores cohéticos con combustible sólido (que consta de combustible y oxidante):

- a) con la superficie delantera de combustión.
- b) con la superficie lateral de combustión (en forma de una tubería abierta)
- c) con la superficie lateral de combustión (en forma de una tubería cerrada).

Basicamente hay muchas variedades de perfiles de combustibles sólidos con la superficie lateral de combustión, pero el principio de funcionamiento es siempre igual.

En los motores cohéticos con combustibles líquidos, los oxidantes y combustibles se encuentran separados y se les conduce a la cámara reactor mediante un sistema de transportación. Esa cámara tiene tres zonas: pulverización, vaporización y combustión. Su constitución esquemática se muestra en la fig.112.

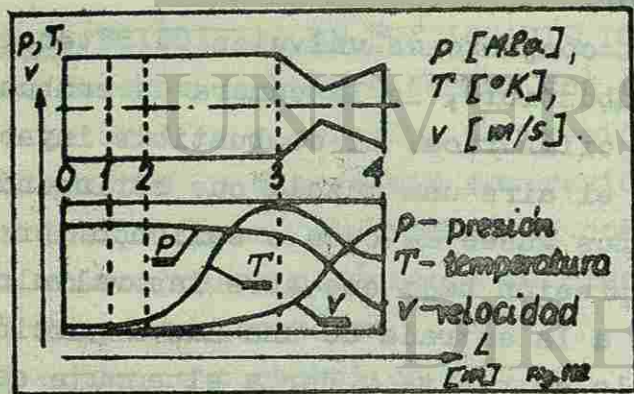


Fig.112.

Constitución esquemática de un motor cohético con combustible líquido, con curvas de recorrido de algunos parámetros.

El combustible líquido (combustible con oxidante) es inyectado continuamente en la zona de pulverización. Los gases quemándose a los gases de escape producen el empuje del motor. Los combustibles líquidos más comunes se muestran en la tabla de la fig.113.

Combustible	Oxidante	Relación combustible-oxidante	Temp.teórica de la combustión, $^{\circ}K$.	Empuje unitario E_{em} $[K \cdot s/kg]$.
Hidrogeno	Fluoro	0.222	3033	3740
Amoniaco	Acido hidrogeno	0.465	2600	2370
Alcohol etilico 75%	Oxigeno	0.769	3116	2480
Hidracina	Oxigeno	1.429	3072	2820
Keroseno	Ozono	0.526	3800	2830

Fig.113. Algunas composiciones líquidas del combustible con oxidante aplicadas en motores cohéticos.

Por las posibilidades de la combustión pulsativa que en este caso no es deseada, los motores cohéticos con combustibles líquidos no encontraron tanta aplicación como los de combustibles sólidos. Además muy frecuentemente en la actualidad se construyen los motores combinados, es decir, se coloca un motor en otro ó un motor al otro en serie. Unos ejemplos de este tipo son: un motor combinado militar, donde primero se ubicó el turboreactor y después el estratoreactor (por eso se aumento el empuje de cerca de 30 a 40%) ó el estratoreactor se coloca dentro del turboreactor con el mismo fin. En tiempos futuros más importancia en cohetes espaciales tendrán, sin embargo, los motores atómicos, ionicos o de plasma.

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

REFERENCIAS:

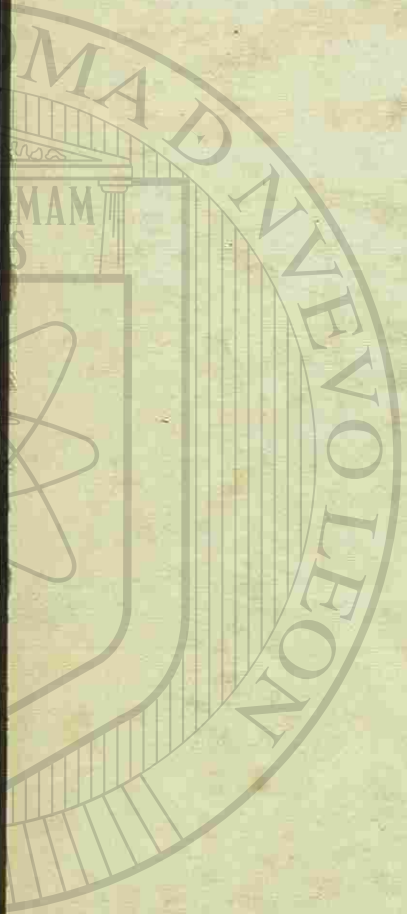
- 1.- Abbot M.M., Van Ness H.C.- " Termodinámica " , Libros McGraw-Hill de México S.A. de C.V., México 1975, originalmente en inglés.
- 2.- Baumeister T., Avallone E.A., Baumeister III T.- " Marks' Standard- Handbook for Mechanical Engineers," McGraw-Hill Book Co., USA 1978, en inglés.
- 3.- Bernhard M., Dobrzyński S., Loth E.- " Silniki Samochodowe(Motores automotrices) " , WKiŁ, Varsovia 1969, en polaco.
- 4.- Janecki J., Hebda M.- Tarcie, smarowanie i zużycie części maszyn- (Fricción, lubricación y desgaste de elementos de maquinaria)", WNT, - - Varsovia 1972, en polaco.
- 5.- Dowkontt Jerzy " Teoria silników cieplnych (Teoría de motores térmicos)", WKiŁ, Varsovia 1973, en polaco.
- 6.- Kijewski Jan- " Silniki Spalinowe (Motores de combustión interna)", Wyd. PW., Varsovia 1977, en polaco.
- 7.- Kolmogorow M.L. Orłow C.I., Kolmogorow T.L.- " Gidrodinamicheskaya podchashmaski (Lubricación hidrodinámica)", Izd. Metallurgía, Moscú- 1975, en ruso.
- 8.- Lutz O., Wolf F. - " Tafeln für Luft and Verbrennungsgase (Tablas para aire y gases de combustión)", Springer Verlag, Berlin 1953, en alemán.
- 9.- Obert Edward F.- Motores de combustión interna. Análisis y aplicaciones.", Compañía Editorial Continental, S.A., México 1980, originalmente en inglés.
- 10.- Rytel Zdzisław- " Poradnik Inżyniera Mechanika. T II. (Manual de Ingeniero-Mecánico. Parte II.), WNT, Varsovia 1969, en polaco.
- 11.- Schulz Erich J.- " Diesel Mechanics," McGraw-Hill Book Co., USA 1977, en inglés.
- 12.- Tuliszka E.- "Termodynamika techniczna (Termodinámica técnica)", PWN, - - Varsovia-Poznań 1980, en polaco.
- 13.- Wójcicki S.- " Spalanie (Combustión)", WNT, Varsovia 1969, en polaco.

JUANIL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS