



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES "CUAUTITLAN"

**DISEÑO DE PRACTICAS DE MOTORES DE
COMBUSTION INTERNA PARA EL LABORATO-
RIO DE TERMOFLUIDOS.**

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE

INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

P R E S E N T A N:

**IGNACIO ALFONSO PEÑALVER KUMUL
MARIO ALBERTO CASTILLO MELLADO**

DIRECTOR DE LA TESIS: FILIBERTO LEYVA PIÑA

1 9 8 2



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

I N D I C E

PRIMERA PARTE

TEORIA FUNDAMENTAL DE LOS MOTORES DE COMBUSTION INTERNA

CAPITULO I

FUNDAMENTOS DE LOS MOTORES DE COMBUSTION INTERNA

- I.1- Ciclo Teórico de los Motores de Combustión Interna.....
- I.2- Ciclo con Suministro de Calor a Volúmen constante.....
- I.3- Ciclo Real y Diagramas de Presión.....
- I.4- Diagrama de Presiones en Función del Desplazamiento Angular del eje para un Motor de 4 Tiempos.....

CAPITULO II

EL CICLO OTTO TEORICO Y PRESION MEDIA DE UN CICLO

- II.1- Ciclo Otto Teórico.....
- II.2- Diferencia entre los Ciclos Otto Real y Teórico.....
- II.3- Presión Media de un Ciclo.....

CAPITULO III

TRANSFORMACIONES DEL FLUJO OPERANTE Y REQUERIMIENTOS DEL MOTOR.

- III.1- Composición del Flujo Operante en los M.C.I.....
- III.2- Reacciones del Combustión del Combustible.....
- III.3- Requerimientos del Motor de Encendido por Chispa.....
- III.4- El consumo Específico de los Motores de 4 Tiempos de encendido por chispa.....

CAPITULO IV

CALCULOS DE POTENCIA-RENDIMIENTOS-BALANCE TERMICO

- IV.1- Presión Media Indicada de un Ciclo.....
- IV.2- Potencia Indicada de un Motor.....
- IV.3- Potencia Efectiva o Potencia al Freno.....

IV.4-	Potencia Absorbida por las Resistencias Pasivas.....
IV.5-	Presión Media Efectiva.....
IV.6-	Rendimientos.....
IV.7-	Balance Térmico.....

CAPITULO V

TRABAJO DEL MOTOR Y FACTORES QUE LO INFLUYEN

V.1-	Curvas Características.....
V.2-	Influencia de la Velocidad del Gas y de los Tiempos de Abertura de las Válvulas sobre las Curvas de Potencia.....
V.3-	Variables que Influyen sobre el Trabajo.....

S E G U N D A P A R T E

PRINCIPALES PARTES DE LOS MOTORES DE COMBUSTION INTERNA Y SU FUNCIONAMIENTO

CAPITULO VI

C I G U E Ñ A L

Introducción.....	
VI.1-	Estructura del Cigüeñal.....
VI.2-	Partes del Cigüeñal.....
VI.3-	Número y Disposición de los Cilindros.....

CAPITULO VII

P I S T O N E S Y B I E L A S

VII.1-	Estructura y partes de los Pistones.....
VII.2-	Bielas.....

CAPITULO VIII

BLOQUE O CONJUNTO DE CILINDROS

VIII.1-	Estructura del Bloque.....
VIII.2-	Cilindros y Camisas.....

VIII.3- Cárter.....

CAPITULO IX

CULATA DE LOS CILINDROS

IX.1- Estructura de la Culata.....
IX.2- Cámaras de Combustión.....
IX.3- Características de las Principales Cámaras de Combustión....
IX.4- Colectores o Múltiples de Admisión y Escape.....

CAPITULO X

MECANISMOS DE DISTRIBUCION

X.1- Aspectos Generales y Partes que Componen el Mecanismo de
Distribución.....
X.2- Mecanismo de Mando o Transmisión.....
X.3- Arbol de Levas.....
X.4- Taqués.....
X.5- Empujadores y Balancines.....

TERCERA PARTE

IMPLEMENTACION DE LA PRACTICA DE MOTORES
DE COMBUSTION I

I.-.- Objetivo.....
II.-.- Generalidades.....
III.-.- Equipo Necesario.....
IV.-.- Conocimiento de las Partes Principales.....
V.-.- Fallas más comunes que se presentan en los M.C.I.
VI.-.- Parámetros.....
VII.-.- Procedimiento de operación.....
VIII.-.- Fórmulas y Cálculos de la Práctica.....
IX.-.- Tabla de Datos.....
X.-.- Tabla de Resultado.....
XI.-.- Gráficas de Resultados.....

EJEMPLO DE LOS DATOS, CALCULOS Y GRAFICAS QUE PUEDEN OBTENERSE
EN EL DESARROLLO DE LA PRACTICA DE MOTORES
DE COMBUSTION INTERNA DE GASOLINA

Tabla de Datos.....
Tabla de Resultados.....
Gráficas de Resultados.....

CONCLUSIONES.....

BIBLIOGRAFIA.....

PRIMERA PARTE

TEORIA FUNDAMENTAL DE LOS MOTORES
DE COMBUSTION INTERNA

INTRODUCCION

AL ESTUDIO DE LOS MOTORES DE COMBUSTION INTERNA

Los motores de combustión interna (explosión), tienen su primera aparición en el año de 1860, inventado por el Belga Etienne Lenoir.

Los experimentos aislados, que se estaban llevando a cabo por toda Europa durante las décadas de 1860 y 1870, fueron los principios fundamentales en el campo de la autopropulsión. Uno de los inventos más significativos fué la construcción del automóvil equipado con un motor de 4 tiempos, en Viena por Siegfried Markus, en el año de 1874. Los motores de vapor quemaban su combustible fuera de los cilindros y fueron los que prepararon el terreno para los motores de combustión interna, que quemaban una mezcla de aire y oxido de carbono en el interior de los cilindros.

La primera vez que el ciclo de 4 tiempos se empleó con éxito fue en 1876, en un motor construído por un Ingeniero alemán, Nicholas Otto y Langer, en el cual el combustible se comprimía antes de inflamarse, con lo cual se obtenía un rendimiento mayor.

Al utilizar gasolina como combustible en vez de gas, se consiguió que el motor dispusiera de un suministro de carburante independiente; a partir de este momento, se le pudo convertir en un objeto móvil. Lo único que faltaba para que surgiera el automóvil era la agrupación de todos sus componentes.

Es importante mencionar que a través de los años los materiales nuevos, así como los aceros especiales para la construcción de las válvulas como los anillos de pistones han contribuído para el aumento del rendimiento del motor al igual que para el diseño del mismo.

Durante el desarrollo de los motores de combustión interna no se ha modificado el ciclo de 4 tiempos (ciclo Otto), ya que como se mencionó anteriormente, las modificaciones en los materiales obligó al diseño apropiado de las cámaras de combustión, cilindrada, diámetros del pistón, arboles de levas, etc., de ahí que no solo se aumento eficiencia sino también se dió una marcha más pareja y como consecuencia una comodidad al usuario.

En nuestros días es necesario conocer el funcionamiento de los motores de combustión interna, ya que no solo se utilizan en los automóviles, sino también se usan en las industrias tanto en generadores, bombas y otros equipos importantes para la producción de ahí que los ingenieros que egresan de nuestra Facultad deberán tener conocimiento de dichos motores.

ESQUEMA Y NOMENCLATURA

Las figuras A y B nos representan, en forma muy esquemática, las secciones frontal y lateral de un motor de combustión interna de 4 tiempos de encendido por chispa.

El cilindro, es el contenedor en forma cilíndrica en el cual se mueve el pistón con movimiento rectilíneo alternativo. El cilindro es parte de bloque de cilindros o monobloque, como se llamaba antiguamente. Este, a su vez, forma parte de la Bancada, que podemos considerar como la estructura fundamental del motor. En muchos casos, el bloque de cilindros está separado de la bancada, a la cual va unida por medio de bulones.

La parte superior del cilindro está cerrada por la culata. El volumen comprendido en el cilindro entre la culata y el pistón representa la Cámara de Combustión, en la cual se quema la mezcla de aire y combustible, es decir, el fluido activo.

En el motor de encendido por chispa, esta mezcla se forma en el Carburador y entra en el cilindro a través del conducto y de la válvula de Admisión. La válvula de mariposa del carburante sirve para regular la cantidad de mezcla entrante.

En los motores de combustión interna de encendido por chispa, se inicia la combustión al saltar la chispa entre los electrodos de la bujía. El pistón ó émbolo, dotado de anillos de compresión, que impiden el escape del gas entre pistón y cilindro, transmiten el empuje de dicho gas, a través del perno, de la Biela, y de éste, a la manivela del Eje del Cigüeñal ó Arbol Motor. La biela y la manivela transforman el movimiento lineal alternativo del pistón en movimiento rotativo del eje del cigüeñal que gira entre cojinetes de bancada, montados en ésta.

Fig. A SECCION FRONTAL DE UN MOTOR DE EXPLOSION DE 4 CILINDROS

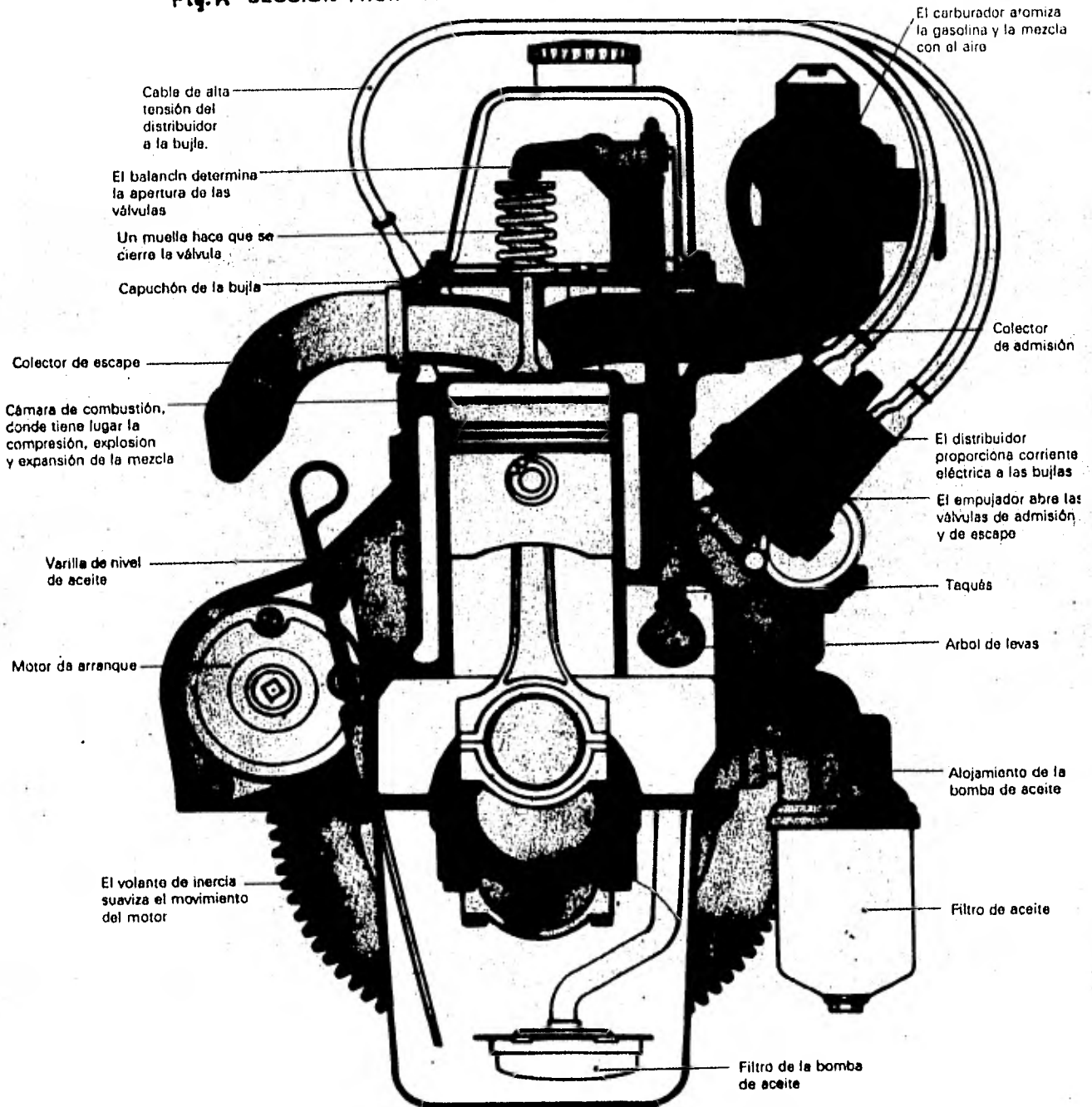
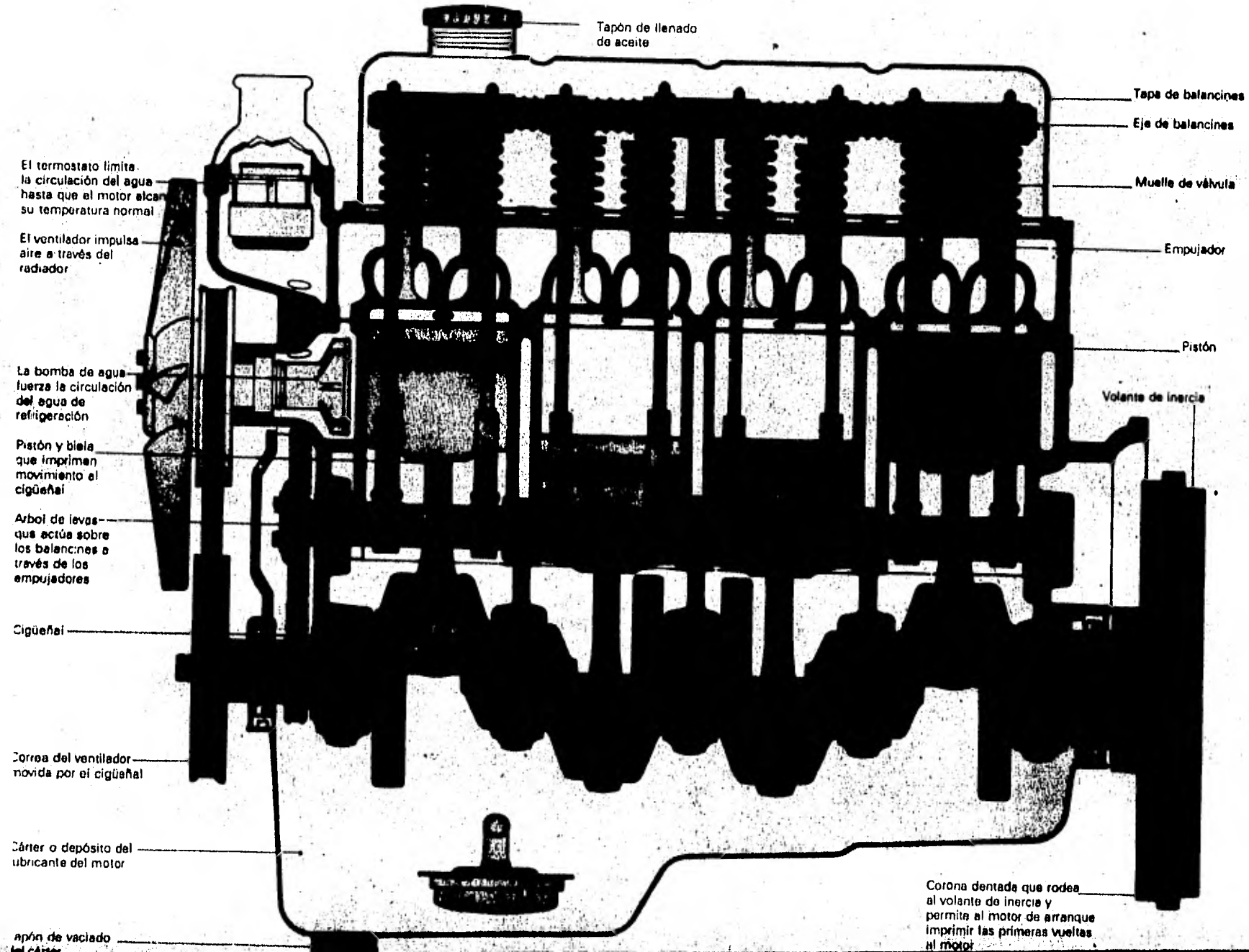
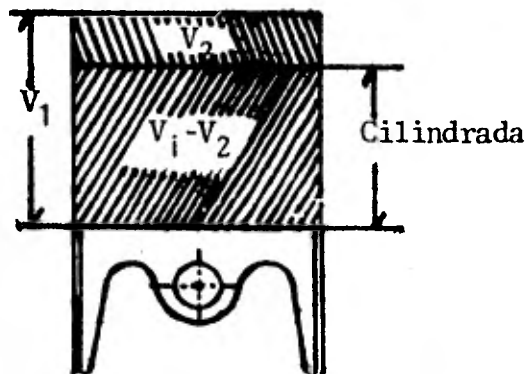


Fig. 5 SECCION LATERAL DE UN MOTOR DE EXPLOSION DE 4 CILINDROS



Los conductos a través de los cuales se descarga al exterior los productos de la combustión son la válvula de escape y el colector o múltiple de escape. Tanto la válvula de admisión como la de escape, están accionadas por órganos llamados de distribución. Un eje de distribución ó arbol de levas es accionado por el eje del cigueñal mediante una cadena o por engranajes. Las levas o camones montados sobre el eje actúan sobre una serie de piezas, tales como los taqués, los empujadores y los balancines, los cuales transmiten el movimiento a la válvula según la ley definida por la forma del correspondiente camón. La válvula es mantenida en su asiento por la acción de su muelle.

Para el estudio de los motores de combustión interna es necesario conocer la terminología universalmente usada hoy para indicar algunas dimensiones y valores fundamentales.



Punto Muerto Superior (P.M.S.) . Es la posición del pistón próxima a la culata.

Punto Muerto Inferior (P.M.I.) . Es la posición más alejada de la culata.

Carrera.

Comprende la distancia entre el P.M.S. y P.M.I., es igual, salvo raras excepciones, al doble del radio de la manivela del eje del cigueñal. Se expresa generalmente en mm.

Volúmen total del cilindro (V_1). Es el espacio comprendido entre la culata y el pistón cuando éste se halla en el P.M.I (cm^3).

Volúmen de la Cámara de Combustión (V_2).

Es el espacio comprendido entre la culata y el pistón cuando éste se halla en el P.M.S. (cm^3).

Volúmen desalojado por el Pistón o Cilindrada ($V_1 - V_2$).

Es el generado por el pistón en su movimiento alternativo desde el P.M.S. hasta el P.M.I. (cm^3).

Relación volumétrica de compresión (ρ).

$$\rho = \frac{V_1}{V_2}$$

Se entiende por tal la que hay entre el volúmen total del cilindro V_1 y el volúmen de la cámara de combustión V_2 . En general, es llamada Relación de Compresión.

CAPITULO I

FUNDAMENTOS DE LOS MOTORES DE COMBUSTION INTERNA

I.1- Ciclo Teórico de los M.C.I.

Los ciclos en los motores de combustión interna nos ayudan a mostrar los efectos de los cambios en las condiciones de operación, para indicar el rendimiento máximo, así como para comparar un tipo de motor con otro, ya que los motores de combustión interna no cumplen con un ciclo termodinámico. (Para que se lleve a cabo un ciclo termodinámico el fluido operante de un sistema experimenta un cierto número de procesos y eventualmente regresa a su estado inicial, lo cual no ocurre en los M.C.I.) .

En el caso del Ciclo Teórico, se supone que el calor se suministra al agente de transformación (mezcla de aire-combustible) que proviene de un foco externo, cuya temperatura es T_1 , y es absorbido después por otro foco externo, cuya temperatura es T_2 , teniendo así que la temperatura $T_1 > T_2$.

Para el estudio de los ciclos teóricos se hacen las siguientes suposiciones:

- 1) En el cilindro del motor durante todo el tiempo hay una cantidad constante e invariable de agente de transformación que realiza un ciclo. Con ésta suposición se excluyen las pérdidas -- que se producen en el motor real debidas al trabajo que hay que gastar en expulsar los gases de escape y en introducir al cilindro la nueva porción de mezcla aire-combustible.
- 2) La capacidad calorífica del agente de transformación que hay en el cilindro se considera constante durante todo el ciclo e independiente de la temperatura.
- 3) El combustible no arde en la cámara de combustión. El calor se suministra desde el exterior en un período determinado del ciclo. Eliminando así las pérdidas de calor producidas por la combustión de la mezcla en el motor real.

- 4) Las transformaciones de compresión y expansión se cumplen sin intercambio de calor con el medio exterior (es decir, son --- transformaciones adiabáticas).

Los ciclos teóricos de los M.C.I. se diferencian entre sí por el procedimiento de suministro y extracción del calor. En el caso de los motores de pistón de combustión interna los ciclos teóricos se clasifican de la siguiente forma:

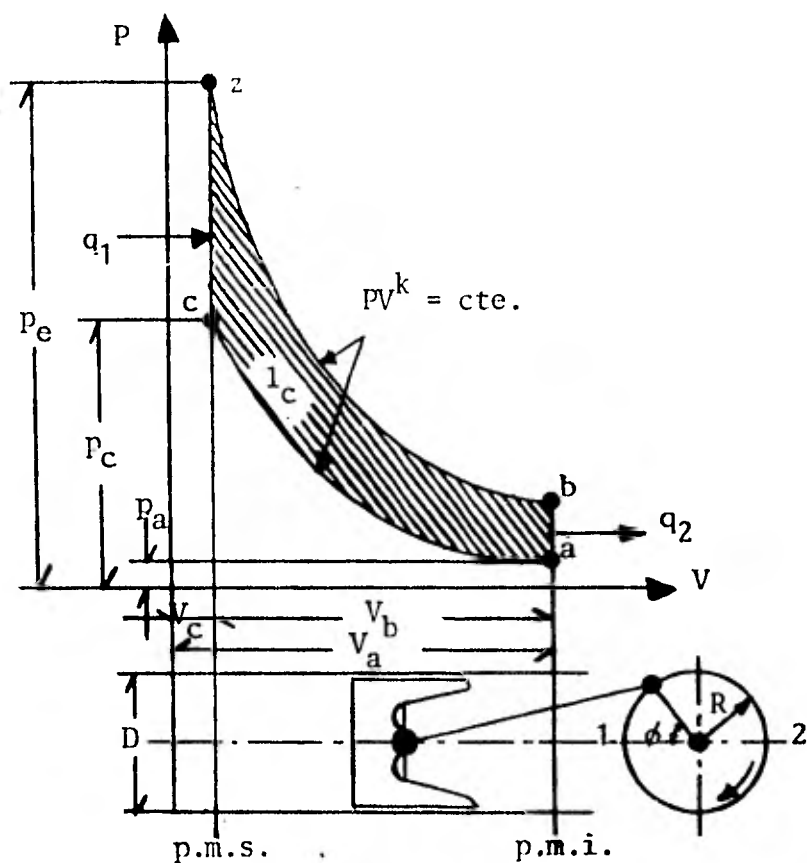
- a) El calor se suministra a volumen constante, el cual corresponde aproximadamente al proceso de combustión en los motores de encendido por chispa.
- b) El calor se suministra a presión constante, el cual se llevaba a cabo en el proceso de combustión en los antiguos motores Diesel con compresor.
- c) Cierta cantidad de calor se suministra a volumen constante y el resto a presión constante (suministro mixto de calor), el cual se utiliza en el proceso de combustión de los motores Diesel rápidos sin compresor.

En todos los casos se considera que la extracción de calor se -- lleva a cabo a volumen constante.

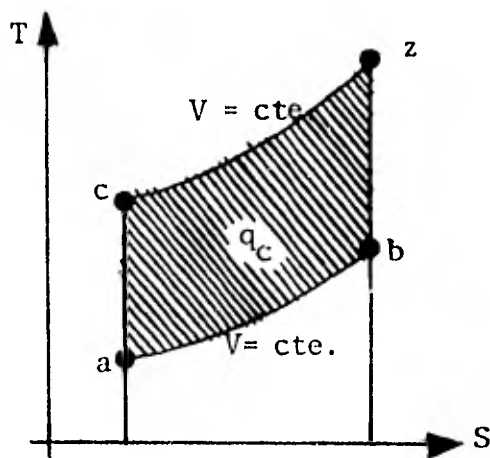
Para nuestro estudio consideraremos nada más el ciclo teórico con suministro de calor a volumen constante, el cual se aproxima más, como se mencionó anteriormente, a los motores de combustión interna de encendido por chispa.

I.2- Ciclo con Suministro de Calor a Volumen Constante.

En la (fig. 1a. y 1b) se representan los diagramas presión -volumen y temperatura-entropía de un ciclo con suministro de calor a volumen constante.



a)



b)

Fig. 1- Ciclo de un Motor de Combustión Interna con suministro de calor a volumen constante.

Si el pistón se mueve desde su punto muerto inferior y el cigueñal gira en sentido horario, desde el punto 2 hasta el punto 1 se efectúa la transformación de compresión ac del agente de transformación que se encuentra constantemente en el cilindro. Esta transformación, con las suposiciones mencionadas anteriormente, se desarrolla sin intercambio de calor con el medio exterior (transformación adiabática).

Quando el pistón está en el P.M.S. y el volumen es constante ($V_c = \text{cte}$), en el proceso cz se suministra desde el exterior la cantidad de calor q_1 . Como resultado de esto la presión y la temperatura del agente de transformación aumentan. La transformación de expansión zb del agente de transformación al moverse el pistón hacia el punto muerto inferior (carrera de trabajo), también se cumple el ciclo teórico sin intercambio de calor con el medio exterior.

La extracción de la cantidad de calor q_2 que va a parar en el foco frío tiene lugar cuando el pistón esta en P.M.I. y el volumen es constante ($V_a = V_b = \text{cte.}$) . Siendo:

D, el diámetro del cilindro

R, radio de la manivela del cigueñal.

S, la carrera del pistón; $S = 2R$

V_h , el volumen que deja libre el pistón al desplazarse desde el P.M.S. al P.M.I. (cilindrada) $V_h = \frac{\pi}{4} D^2 S$

V_c , el volumen que queda sobre el pistón cuando se encuentra en P.M.S. (volumen muerto o de la cámara de combustión).

V_a , el volumen total del cilindro cuando el pistón esta en P.M.I.

ϵ , la relación de compresión, $\epsilon = V_a / V_c$

λ , el grado de elevación de la presión; $\lambda = P_z / P_c$

k, exponente adiabático; $k = C_p / C_v$

ϕ , ángulo de giro del cigueñal

I.3- CICLO REAL Y DIAGRAMAS DE PRESION

Ciclo Real

En el ciclo real a diferencia del ciclo teórico el calor que se -- desprende directamente en la cámara de combustión al arder la mezcla de aire-combustible.

Podemos definir como ciclo real a el conjunto de transformaciones que permiten obtener la energía mecánica, a partir de la energía térmica que se desprende durante la combustión de la mezcla aire-combustible.

En los motores que cumplen con el ciclo real se producen una serie de pérdidas que hacen disminuir la eficiencia con que se aprovecha el calor en comparación con el ciclo teórico. El ciclo real se obtiene experimentalmente por medio de diversos equipos, llamados indicadores de presión, que registran la presión que hay dentro del cilindro en función del ángulo de giro del cigüeñal. El diagrama indicado refleja las condiciones reales del ciclo y por consiguiente, toma en cuenta también las pérdidas de calor, la duración de la combustión, las pérdidas causadas por el rozamiento del fluido; la duración del tiempo de abertura de las válvulas, el tiempo de encendido y las pérdidas de escape.

En general, el ciclo real o también llamado ciclo indicado es el -- que refleja las condiciones efectivas de funcionamiento de un motor y se representa con el diagrama de presiones medias en el cilindro en correspondencia a las diversas posiciones del pistón.

En la (fig. 2) se muestra en forma esquemática, como se traza el diagrama indicado, por medio del indicador. Este equipo, está constituido por un pequeño cilindro provisto de un pistón, el cual está sostenido por un resorte. Este cilindro se comunica a la cámara de combustión del cilindro del motor por medio de un tubo. El vástago del pistón actúa sobre un sistema de palancas que forman un cuadrilátero amplificador, cuyo brazo de palanca más largo está provisto en su extremidad por una punta.

La presión de los gases que se transmiten a través del tubo actúan al pistón, venciendo la carga del resorte, desplazándolo a una longitud proporcional de la presión. La punta traza, por tanto, en sentido vertical una línea de longitud proporcional a la presión que actúa sobre el pistón. Como todo el dispositivo indicador está fijo al pistón motor -

la punta se mueve linealmente con él, y su posición horizontal corresponde en cada punto a la del pistón motor.

La curva trazada por la punta está referida a dos ejes coordenados cuyas abscisas representan los espacios recorridos por el pistón, o sea los volúmenes, así como las ordenadas representan las presiones.

Si el motor es de encendido por chispa, de cuatro tiempos, y que sus condiciones de funcionamiento sean aproximadamente las teóricas; el deslizamiento del pistón desde el P.M.S. al P.M.I. y viceversa, con la válvula abierta, de manera de que no ofrezca ninguna resistencia al paso del gas, la presión en el cilindro se mantiene igual a la atmosférica, y la punta va trazando el segmento horizontal A-A de longitud igual a la carrera, el cual representa el diagrama de las presiones para las fases de admisión y de escape.

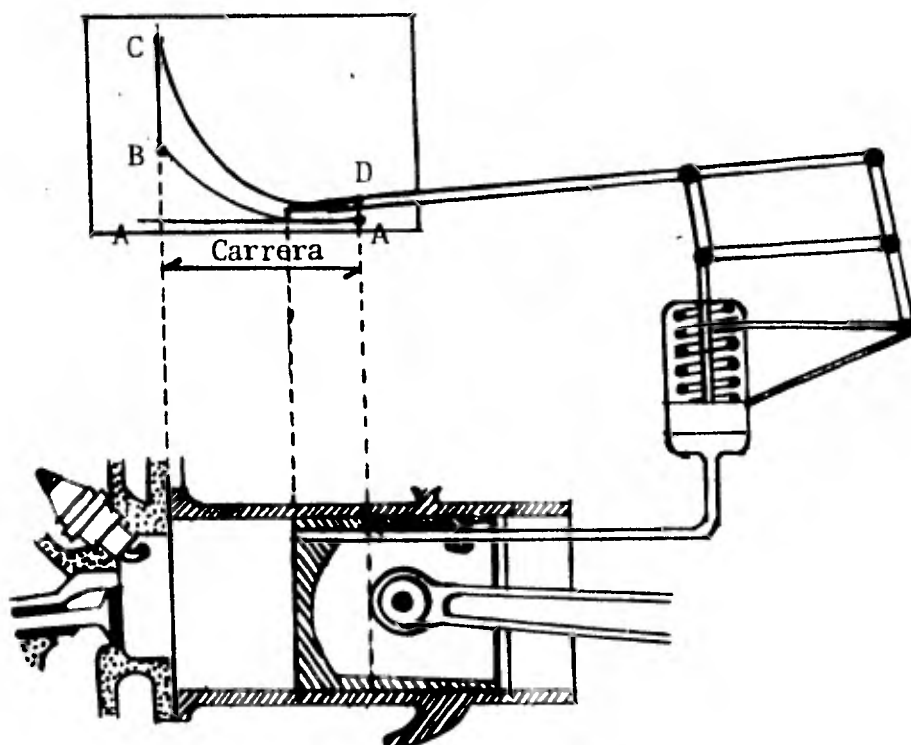


Fig. 2 Obtención del ciclo indicado.

Cerrada la válvula durante la carrera de compresión, la punta describe la curva A-B . Al final de la carrera de compresión se verifica la combustión , y en consecuencia se produce un aumento repentino de presión que hace trazar a la punta la línea vertical BC. Sucesivamente durante la carrera de expansión, la punta describe la curva CD. Poco antes de que termine la carrera de expansión se abre la válvula de escape , y la presión desciende a un valor muy próximo a la atmosférica, teniendo así que la punta traza el pequeño rasgo casi vertical DA.

El equipo explicado anteriormente, que se ilustra en la figura 2 - el cual sirve para mostrar como se obtiene el diagrama indicado, más no utilizado para realizar las pruebas a los motores en general por su complejidad de acoplamiento a éste.

Diagrama de Presión

EXAMEN DEL DIAGRAMA INDICADO. Es importante conocer los diagramas indicados, ya que estos nos proporcionan los datos más correctos del motor.

En la (fig. 3) se muestran dos diagramas indicados de un motor de encendido por chispa; uno, con plena abertura, o sea con la válvula de mariposa completamente abierta, y la otra con la mariposa semi-abierta.

La superficie en blanco nos indica el trabajo positivo, mientras que la superficie rayada nos representa el trabajo negativo o perdido por el bombeo durante las fases de escape y admisión.

Cuando la válvula está totalmente abierta, la resistencia al paso del aire es mínima y entra la mayor cantidad posible de mezcla. Por tanto, el trabajo representado por la superficie blanca es máximo. Mientras que por el contrario al estar la mariposa semi-abierta, entra menos cantidad de mezcla, teniendo así que el trabajo realizado por el fluido será menor, reduciéndose así la superficie positiva como se ilustra en la figura 3.

En la (fig. 4) está señalado el punto correspondiente al encendido de la mezcla, el cual se debe de efectuar antes del punto muerto superior (P.M.S.) a fin de que la combustión pueda realizarse, ya que és-

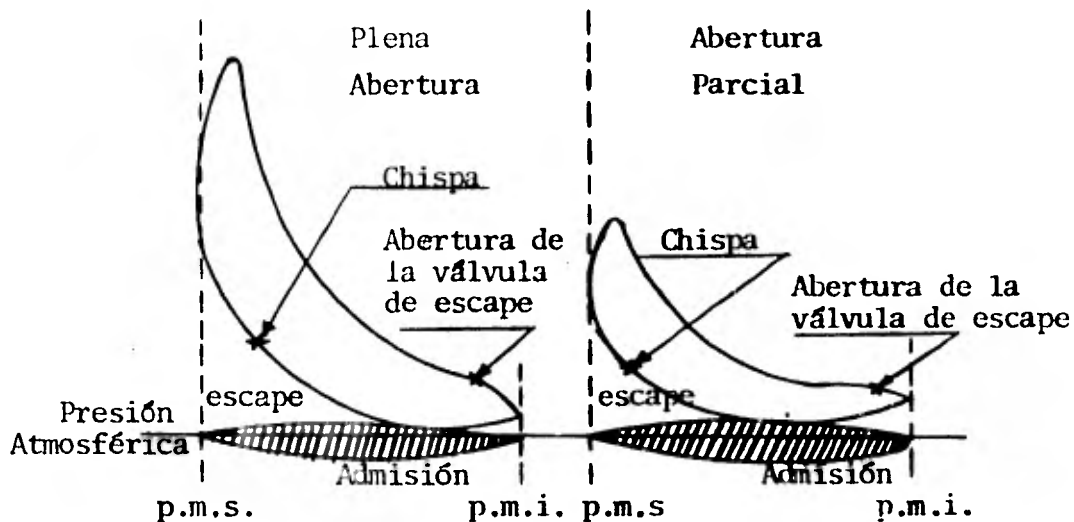


Fig. 3- Ciclo Otto indicado con plena abertura y abertura parcial.

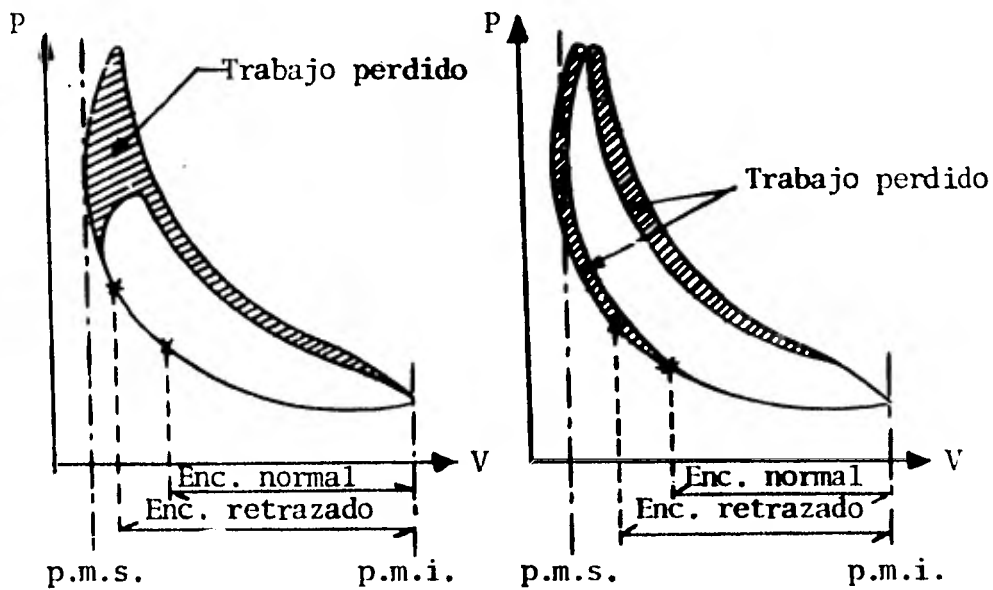


Fig. 4 Influencia del tiempo de encendido sobre el ciclo Otto indicado.

ta necesita de cierto tiempo para poder efectuar dicha combustión lo más cerca posible a la fase teórica, esto es, casi a volumen constante. El tiempo de encendido se establece experimentalmente hallando, por medio de pruebas, el valor correspondiente a la potencia máxima que se puede obtener sin llegar a la detonación o funcionamiento violento del motor, por lo regular el instante en que salta la chispa corresponde al punto en que la presión equivale a la mitad de la que alcanza en el P.M.S. Si la chispa salta con retraso, casi toda la combustión se desarrolla después del P.M.S. La presión máxima que alcanza cuando el pistón se ha desplazado notablemente hacia el P.M.I. y su valor es por consiguiente, más bajo que el normal. La superficie del ciclo se reduce según se representa en la (fig. 5a). La misma deformación del diagrama indicado se produce en el caso de una combustión lenta, cuando por el contrario, la chispa salta con anticipo, en este caso la combustión ocurre en gran parte antes del P.M.S. , la presión máxima es superior a la normal y la forma del ciclo se deforma, como se muestra en la (fig. 5b).

Del examen del ciclo indicado es fácil deducir también si los conductos y las válvulas de admisión y escape están bien diseñados y son bien proporcionados, y si los tiempos de abertura de las válvulas son los adecuados.

En efecto, si los conductos de la mezcla o del aire son insuficientes y ofrecen excesiva resistencia, o bien se ha retardado el principio de la abertura de la válvula de admisión, la presión en el cilindro durante la carrera de admisión es inferior a la normal, por lo tanto, aumentará el trabajo de bombeo como se muestra en la figura 5a.

Si por el contrario, los que ofrecen resistencia mayor al paso de los gases, son los conductos de escape, o bien se atrasa la abertura de la válvula de escape, la presión en el cilindro es normal durante la carrera de expansión; de tal modo, no solo aumenta el trabajo de bombeo, como se muestra en la figura 5b, sino que resulta, además, mayor cantidad de gases de combustión que permanecen en el cilindro al término de la carrera, así como también, mayor la cantidad de la carga fresca que se introduce durante la siguiente fase de admisión.

Como consecuencia tendremos una disminución en el valor de la presión máxima y en los valores de las presiones en toda la fase de traba-

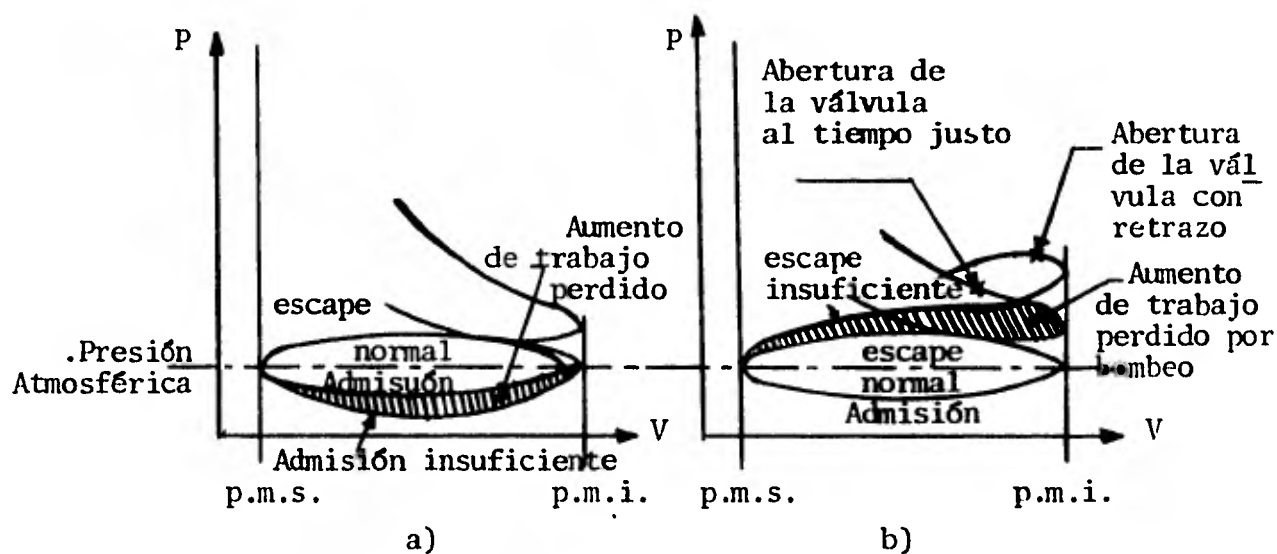


Fig. 5- Influencia de las condiciones de abertura de la válvula sobre el ciclo indicado.

jo. Este defecto es también causa de la disminución en la superficie -- del diagrama indicado, es decir, de una pérdida de trabajo útil.

I.4 - DIAGRAMA DE PRESIONES EN FUNCION DEL DESPLAZAMIENTO ANGULAR DEL EJE PARA UN MOTOR DE 4 TIEMPOS

Una vez estudiado el ciclo indicado, es importante trazar el diá-- grama de las presiones en el cilindro en función del desplazamiento angular de la manivela, en lugar de hacerlo en función de los volúmenes o de los movimientos alternativos del pistón, ya que la manivela lleva la relación cinemática que la liga con los movimientos alternativos del -- pistón. Este diagrama nos sirve para calcular las cargas sufridas por - los cojinetes en relación al eje.

En la (fig. 6) está representado el diagrama indicado de un motor de carburador de 4 tiempos en coordenadas $p - \phi$. Este diagrama, reduci-- do a las coordenadas $p - v$, se muestra en la (fig. 7).

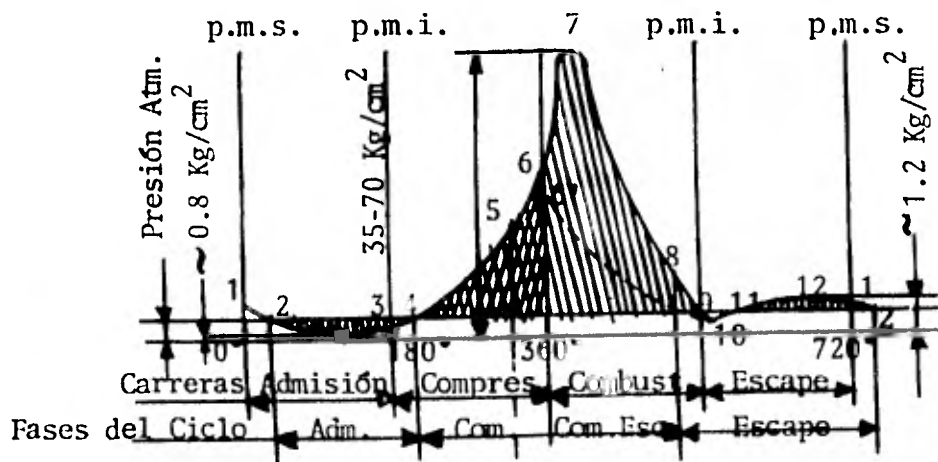


Fig. 6

Diagrama indicado (fig. 6) de un motor de carburador de 4 tiempos en función del desplazamiento angular del eje en coordenadas $p-\phi$. 1 -- abertura de la válvula de admisión; 2, cierre de la válvula de admisión; 3, salto de la chispa; 4, abertura de la válvula de escape; 5, cierre de la válvula de escape ϕ , es el ángulo del encendido.

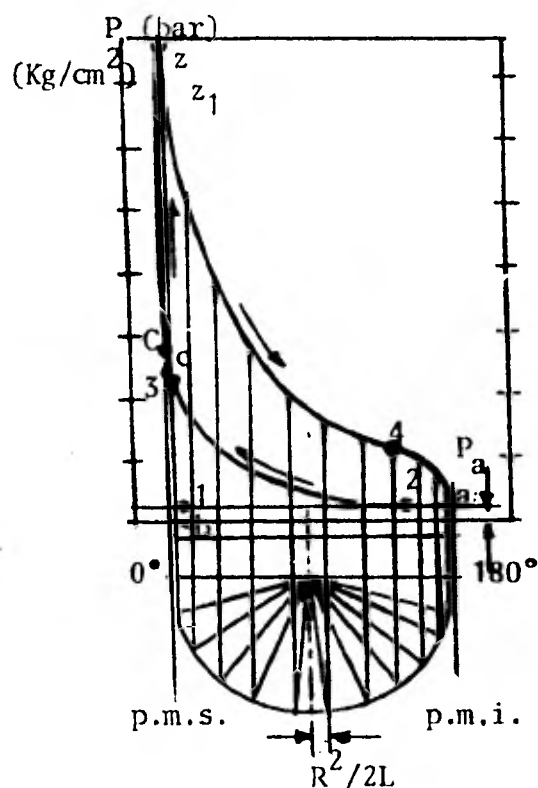


Fig. 7

Diagrama indicado de un motor de carburador (fig. 7) de 4 tiempos en coordenadas $p-v$, y representación gráfica de ϕ en función de S . --- ($R^2 / 2L$), es la corrección a la longitud finita de la biela; R , radio de la manivela; L , longitud de la biela.

A continuación examinaremos cómo varían los valores de la presión

durante el desarrollo del ciclo:

Admisión.- En el motor de carburador, el pistón en la carrera hacia el punto muerto inferior crea una admisión del fluido en el cilindro, desde el instante en que se abre la válvula de admisión (punto 1), y este se hace antes de iniciarse la carrera; mientras que la admisión de la mezcla finaliza en el instante en que se cierra la válvula de admisión (punto 2), y esto se realiza después de haberse efectuado la carrera. Durante la admisión en el interior del cilindro, desciende la presión, debido a que el aire y la mezcla de combustible encuentran resistencia en los conductos de admisión (filtro de aire, carburador, válvula de estrangulamiento, válvula de admisión, etc.) que originan pérdidas de presión. Ello origina la llamada depresión en la admisión, la cual resulta más intensa al aumentar la velocidad del gas, a consecuencia de la resistencia que el fluido debe vencer a su paso por dichos conductos.

El movimiento de las válvulas al comenzar la abertura y al cerrarse debe ser lento, debido a que se producen grandes cargas dinámicas que pueden ocasionar roturas en los elementos del mecanismo de distribución de los gases.

En el motor de 4 tiempos para automóvil la válvula de escape comienza a cerrarse cuando el cigueñal gira de 2 a 25° después del P.M.S.; la abertura de la válvula de admisión se efectúa cuando faltan de 5 a 20° de giro del cigueñal para llegar al P.M.S.

Compresión.- A partir del instante en que se cierra la válvula de admisión en el motor de cuatro tiempos, durante la carrera de retorno del pistón hacia el P.M.S., en la cámara de combustión tiene lugar el proceso de compresión, en el cual la carga es comprimida hasta un valor máximo, que se alcanza al final de dicha carrera. En este instante, el volumen de la carga queda reducido a una fracción del volumen que tenía al principio de la carrera; esta fracción es la inversa de la relación volumétrica de compresión.

Durante la compresión aumenta la temperatura y la presión de la carga. Sus valores finales dependen de la relación de compresión que,

al aumentar, eleva la eficiencia del ciclo y mejora el aprovechamiento del calor.

En el motor del carburador la mezcla de trabajo se inflama por medio de una chispa eléctrica, una vez inflamada la mezcla, la llama producida por la chispa eléctrica se propaga rápidamente (a 30-50mm/seg.) por todo el volumen de la cámara de combustión. Tendiendo en cuenta -- que la combustión requiere un cierto tiempo para realizarse y que el aprovechamiento de calor se consiga, ; la mezcla debe quemarse mientras el pistón esté cerca del P.M.S. al comienzo de la expansión, y esto ocurre, cuando la mezcla se inflama con anticipación (avance del encendido) es decir, antes de que el pistón llegue al P.M.S. (punto 3). En estas -- condiciones la combustión se efectúa con desprendimiento intenso de calor en el tramo correspondiente al giro del cigueñal, desde 10-15° antes del P.M.S. hasta 15-20° después de dicho punto.

En el período de la compresión, cuando la temperatura en las paredes del cilindro, de la culata del mismo y de la cabeza del pistón es -- mayor que la de la carga, ésta última se calienta. A medida de que el pistón se va acercando al P.M.S. la carga se comprime cada vez más y la diferencia entre su temperatura y la temperatura medida de las superficies anteriores disminuye. En un instante determinado las temperaturas de la carga y la de estas superficies se igualan . Y al seguirse moviendo el pistón hacia el P.M.S. cuando la temperatura de la carga es -- mayor que la de las superficies, cambia la dirección del flujo calorífico y empiezan a calentarse las superficies que comprimen la carga.

Expansión.- A diferencia del ciclo teórico, donde se supone que la expansión se efectúa sin intercambio de calor con el medio exterior, en realidad los productos de la combustión se expanden a alta temperatura y ceden parte de su calor al medio circundante a través de la culata, -- de las paredes de los cilindros y de las cabezas de los pistones. Como resultado de esto los productos de la combustión se enfrían.

Con el encendido en el punto 5, un poco antes de terminar la fase de compresión se inicia la combustión, la cual origina una elevación de temperatura y presión que alcanza su valor máximo en el punto 7. La combustión finaliza cuando el pistón ha recorrido ya una parte de la carre

ra.

En el proceso de la combustión la energía química del combustible se transforma en térmica. Esta transformación se realiza durante cierto tiempo en que el pistón se halla cerca del P.M.S. La actividad del proceso de la combustión depende de un gran número de factores y, ante todo, del procedimiento de formación de la mezcla y de la inflamación del combustible.

Una vez terminada la combustión se lleva a cabo la expansión. El volumen aumenta y la presión experimenta un descenso ocasionado, en parte, por la transmisión de calor a las paredes del cilindro. La expansión debería prolongarse cuando fuera posible para aprovechar al máximo la fase útil, es decir, hasta la proximidad del P.M.I., pero, en la práctica, para facilitar la expulsión de los gases, se interrumpe ésta con la abertura (anticipada con respecto al P.M.I.) de la válvula de escape en el (punto 8).

Por lo tanto, la expansión se realiza con absorción y desprendimiento simultáneo de calor.

Escape.- El barrido de los gases quemados comienza en cuanto se abre la válvula de escape (punto 8), en este instante la presión dentro del cilindro es mucho más elevada que la atmosférica, por lo que los gases de escape salen de él a gran velocidad, igual a 600-700 m/seg. En este primer período de la fase en que transcurre casi a volumen constante (escape espontáneo), la presión desciende con rapidez, y en el (punto 9), cuando se inicia la carrera de escape, es poco superior a la atmosférica, con tendencia a descender aún más durante la primera parte de esta carrera. En el (punto 11) se inicia el segundo período de la fase; los gases quemados son expulsados por el pistón que se desplaza hacia el P.M.S. Este período transcurre con presión ligeramente superior a la atmosférica (sobrepresión en el escape) por la resistencia que han de vencer los gases al atravesar la válvula y los conductos de escape, y representan, por consiguiente, trabajo pasivo. El pistón no puede, sin embargo, expulsar todos los gases, porque una parte de ellos lo ocupa la cámara de combustión. En 1, al final de la carrera de escape, -

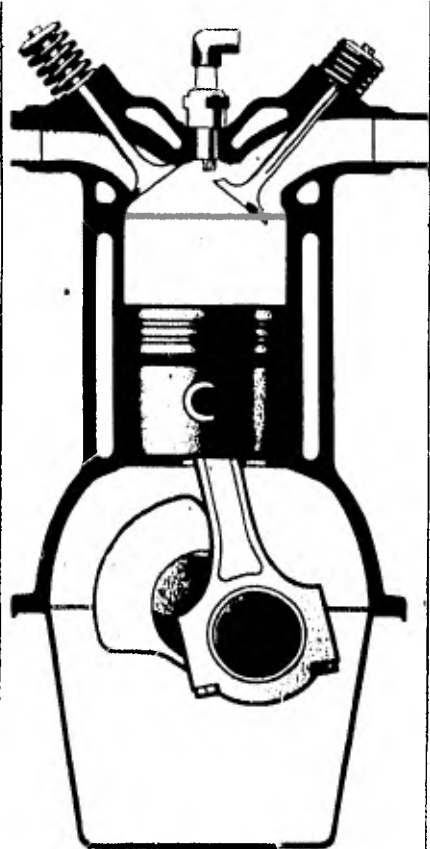
la presión tiene todavía un valor ligeramente superior a la atmosférica, por tal motivo se prolonga la fase hasta el (punto 2). Mientras tanto - ha comenzado la abertura en el (punto 12) de la válvula de admisión, de tal manera que en el (punto 2) se encuentra ya totalmente abierta, y ofrece en este punto la sección máxima de paso para la nueva fase de admisión. Comienza así un nuevo ciclo, que se repite con regularidad.

Los gases quemados salen del cilindro del motor a gran velocidad,-- produciendo un ruido agudo. Para disminuir este ruido se montan silenciadores en el tubo de escape.

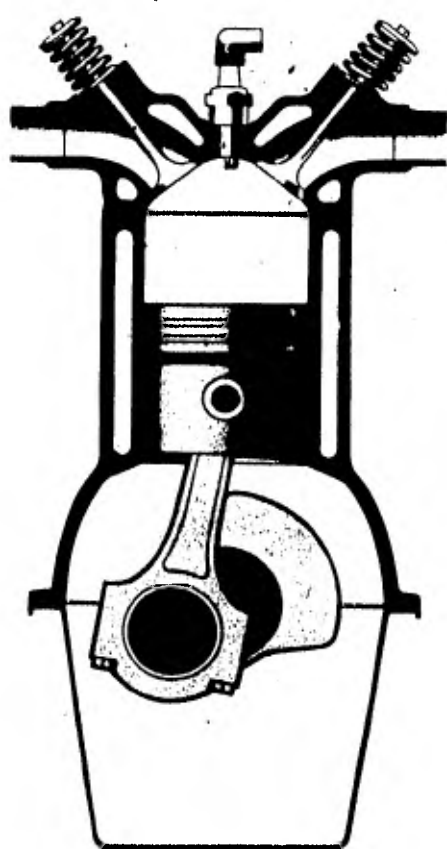
Los silenciadores aumentan un poco más la resistencia del sistema de escape, por lo que la presión en el cilindro se eleva en este período. En estas condiciones aumenta la cantidad de gases residuales que quedan en el cilindro y el coeficiente de llenado disminuye. Por esta razón, el silenciador debe tener una estructura que permita amortiguar la resistencia en el sistema de escape.

En la fig. 6, la superficie rayada representa el trabajo útil mientras que la señalada con rayado doble indica el trabajo pasivo, y la línea de trazos la marcha de la presión cuando no hay combustión.

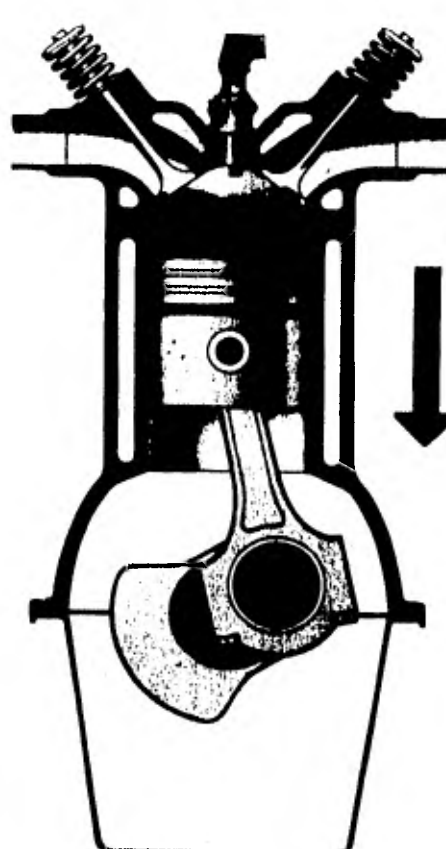
En la fig. 8, está representado el ciclo de funcionamiento de un motor de cuatro tiempos , que para el estudio anterior, es de gran ayuda para la variación de los valores de la presión.



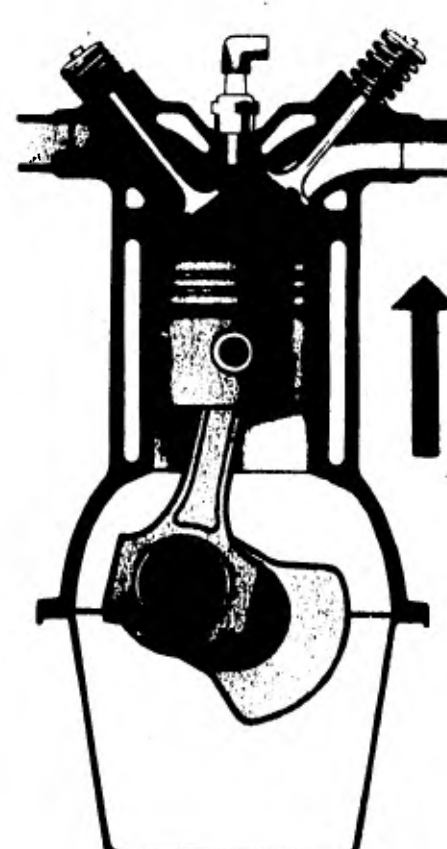
1. Tiempo de admisión. La válvula de admisión está abierta y la válvula de escape cerrada. El pistón desciende y aspira la mezcla.



2. Tiempo de compresión. Tanto la válvula de admisión como la de escape están cerradas. Al subir, el pistón comprime la mezcla, que se vaporiza.



3. Tiempo de explosión. Ambas válvulas permanecen cerradas. El gas comprimido se inflama por la chispa de la bujía. Al expandirse, el gas inflamado empuja el pistón.



4. Tiempo de escape. La válvula de admisión permanece cerrada y se abre la de escape. El pistón sube y expulsa los gases quemados; comienza un nuevo ciclo.



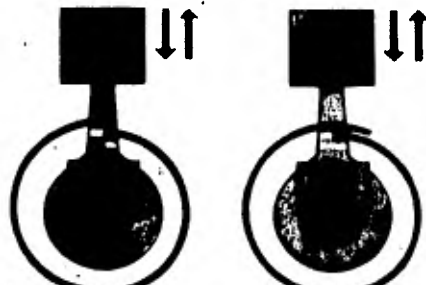
Relación de compresión.

Es la relación que existe entre el volumen que ocupa la mezcla en el cilindro antes y después de la compresión. Generalmente, cuanto mayor es esta relación, mayor es la potencia que desarrolla el motor.

El cruce de válvulas acelera el flujo de los gases

EN TEORÍA, podría suponerse que las válvulas se abren o cierran en el momento en que el pistón se encuentra en los extremos de su recorrido; pero en la práctica existe un desfase, es decir, un adelanto o un retraso en su apertura. La válvula de escape se abre antes de que el pistón alcance la parte más baja de su recorrido y se cierra después de que éste alcance la parte superior; la válvula de admisión se abre antes de que el pistón alcance la parte superior de su recorrido y se cierra después de que éste alcance la inferior.

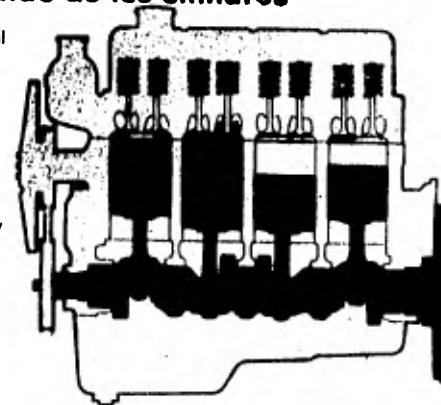
Durante este desfase, ambas válvulas están abiertas al mismo tiempo, y el impulso de los gases que entran y salen del cilindro sirve para llenarlo con la mezcla y para eliminar los gases.



Las flechas indican el desplazamiento del pistón, y las líneas el período de apertura de las válvulas. El diagrama de tiempos teóricos (izquierda) no presenta cruce de válvulas.

Orden de encendido de los cilindros

Los contrapesos del cigüeñal están dispuestos de modo que lo equilibran perfectamente y aseguran que el encendido de cada cilindro produzca su efecto de una forma regular. En un motor de cuatro cilindros cuyo orden de encendido fuera 1, 2, 3, 4, el cigüeñal y los soportes del motor estarían sometidos a considerables esfuerzos y vibraciones. Estos se reducen al mínimo estableciendo el orden de encendido 1, 2, 4, 3 ó 1, 3, 4, 2.



CAPITULO II

EL CICLO OTTO TEORICO Y PRESION MEDIA DE UN CICLO

II.1- El ciclo Otto teórico es el ciclo ideal del motor de encendido por chispa, en el cual el ciclo mecánico se completa con cuatro carreras del pistón y dos revoluciones del cigueñal. Dicho ciclo se representa en la (fig. 9), tanto en coordenadas p-v como en coordenadas T-s .

Las transformaciones termodinámicas que se efectúan durante el desarrollo del ciclo son:

1-2 Adiabática o Isentrópica.- (Un proceso adiabático es aquel en el cual no hay absorción ni desprendimiento de calor por parte del sistema); compresión del fluido activo y el correspondiente trabajo L_1 realizado por el pistón

2-3 A volumen constante.-Introducción instantánea del calor suministrado Q_1 .

3-4 Adiabática.-Expansión y correspondiente trabajo L_2 producida por el fluido activo.

4-1 A volumen constante.-Sustracción instantánea de calor Q_2 .

En realidad, en los motores de 4 tiempos, la sustracción del calor se verifica durante la carrera de escape 1-0, y el fluido se introduce en el motor en la carrera de admisión 0-1, lo cual representa gráficamente en el diagrama p-v mediante una línea horizontal. Los efectos de ambos procesos; se anulan mutuamente, sin ganancia ni pérdida de trabajo, razón por la cual no se consideran en los diagramas ideales en coordenadas p-v las carreras de admisión y escape, de esta manera, el ciclo Otto está representado como un ciclo cerrado, en el cual el fluido activo vuelve a su estado inicial cuando llega a su término la fase de expulsión de calor (4-1).

Como el calor Q_1 se introduce a volumen constante, el trabajo L_{2-3} realizado durante esta transformación es nulo, y la ecuación de la conservación de la energía del fluido sin flujo se transforma en:

$$Q_1 = U_3 - U_2$$

Como se trata de un ciclo ideal, y por tanto, el combustible operante es un gas perfecto, la variación de energía interna durante su --

transformación a volumen constante vale;

$$U_3 - U_2 = C_V (T_3 - T_2)$$

de donde resulta:

$$Q_1 = C_V (T_3 - T_2)$$

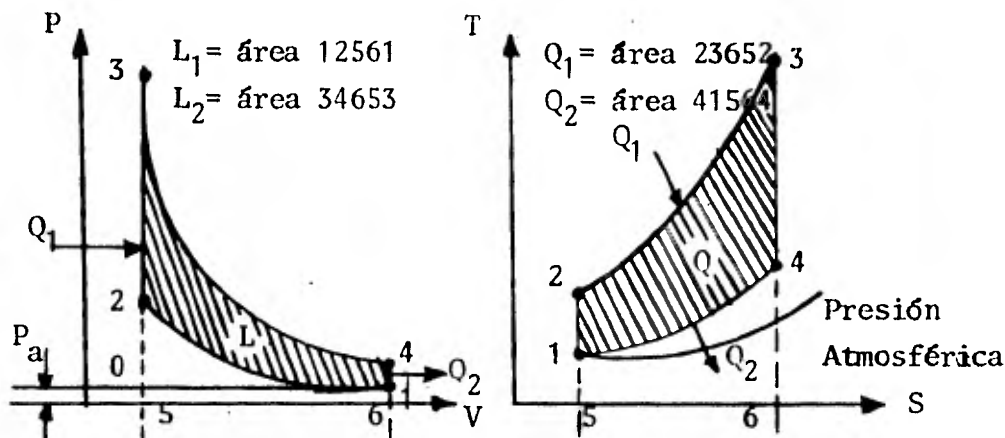


Fig. 9.- Ciclo Otto Teórico en coordenadas: p-v , T-s .

Análogamente, como el calor Q_2 es sustraído también a volumen constante, e trabajo $L_{4-1} = 0$, podemos escribir:

$$Q_2 = U_4 - U_1$$

y por ser fluido un gas perfecto:

$$Q_2 = C_V (T_4 - T_1)$$

Por consiguiente, el rendimiento térmico (que es la fracción del calor suministrado por la combustión que será transformado en trabajo) - ideal para el ciclo Otto teórico resulta:

$$\begin{aligned} \eta_{\epsilon} &= \frac{\text{Calor suministrado} - \text{Calor sustraído}}{\text{Calor suministrado}} \\ &= \frac{C_v (T_3 - T_2) - C_v (T_4 - T_1)}{C_v (T_3 - T_2)} \\ &= 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1 (T_4 / T_1 - 1)}{T_2 (T_3 / T_2 - 1)} \end{aligned}$$

Para las transformaciones adiabáticas de compresión 1-2 y de expansión 3-4 obtenemos, respectivamente:

$T_2/T_1 = (V_1/V_2)^{k-1}$; $T_3/T_4 = (V_4/V_3)^{k-1}$; si $V_1 = V_4$ y $V_2 = V_3$ tenemos:

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} \quad \text{de donde} \quad \frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2}$$

Introduciendo esta expresión en el rendimiento térmico, así como la que existe entre las temperaturas T_1 y T_2 de la fase 1-2 de compresión adiabática, resulta:

$$\eta_{\epsilon} = 1 - \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^{k-1}$$

Indicando como ρ la relación entre los respectivos volúmenes v_1 y v_2 del principio y final de la carrera de compresión (a la cual llamaremos "Relación Volumétrica de Compresión"), se obtiene la expresión final del rendimiento térmico ideal del ciclo Otto:

$$\eta_{\epsilon} = 1 - \frac{1}{\rho^{k-1}}$$

El rendimiento térmico del ciclo Otto es, por tanto, función de la relación de compresión y del exponente K , relación de los calores específicos del fluido operante. Aumentando ρ , aumenta η_e ; aumentando los valores de los calores específicos, disminuye k y, en consecuencia, también el rendimiento térmico η_e . Por ello, el ciclo ideal, para el cual $k = 1.4$, tiene un rendimiento térmico superior al ciclo de aire, dado el caso que, para éste, k posee un valor medio más bajo, por variar los calores específicos con la temperatura.

II.2. Diferencia entre los ciclos Otto Real y Teórico .

Entre el ciclo real y el ciclo teórico correspondiente existen diferencias esenciales tanto en la forma del diagrama como en los valores de temperaturas y presiones:

Diferencias en la forma del diagrama .- Consiste en un perfil distinto en las curvas de expansión y compresión, en la sustitución de los trazos rectilíneos de introducción y sustracción del calor por trazos curvos y el redondeamiento de los ángulos agudos. La causa de tales diferencias se funda en las siguientes razones:

- a) Pérdida de calor .- En el ciclo teórico son nulas, pero se presentan con facilidad, mientras que en el ciclo real sucede lo contrario. Como el cilindro está refrigerado para asegurar el buen funcionamiento del pistón, una cierta parte del calor del fluido se transmite a las paredes. Las líneas de compresión y expansión no son, por lo tanto, adiabáticas, sino politrópicas, con exponente n , diferente de k . Como el fluido experimenta una pérdida de calor se tiene evidentemente; por la expansión, $n > k$, y para la compresión, $n < k$. Se produce, por tanto, una pérdida de trabajo útil correspondiente a la superficie A de la (fig. 10).

- b) Combustión no Instantánea.- En el ciclo teórico se supone que la combustión se realiza a volumen constante; es, por consiguiente, instantánea; mientras que en el ciclo real, sucede lo contrario, la combustión dura un cierto tiempo. Si el encendido tuviese lugar justamente en el P.M.S., la combustión ocurriría mientras el pistón se aleja de dicho punto, y el valor de la presión sería inferior al previsto, con la correspondiente pérdida de trabajo útil.

Por esto es necesario anticipar el encendido de forma que la combustión puede tener lugar, en su mayor parte, cuando el pistón no se encuentra en la proximidad del P.M.S. Esto produce un redondeamiento en la línea teórica 2-3 de la introducción del calor y, por consiguiente, una pérdida de trabajo útil representada por el área B. Pero, esta pérdida resulta de una cantidad menor a la que se tendría sin adelantar el encendido.

- c) Tiempo de abertura de la válvula de escape.- En el ciclo teórico habíamos supuesto que la sustracción de calor ocurría instantáneamente en el P.M.I. En el ciclo real la sustracción de calor tiene lugar en un tiempo relativamente largo; la válvula de escape tiene que abrirse con anticipación para dar tiempo a que una parte de los gases salgan del cilindro antes de que el pistón alcance el P.M.I., de manera que su presión descienda cerca del valor de la presión exterior de la carrera de expulsión. Este hecho provoca una pérdida de trabajo útil representada por el área C, pérdida que es, sin embargo, menor que la que tendría sin adelanto de la abertura de la válvula de escape.

Diferencias en los valores de la presión y temperatura máxima.-Las causas a las que se deben estas diferencias son:

- a) Aumento de los calores específicos del fluido con la temperatura.- Como ya sabemos, tanto el calor específico a presión constante C_p como el correspondiente a volumen constante C_v de un

gas real, crecen con la temperatura, pero de tal forma que su diferencia permanece constante, es decir, $C_p - C_v = AR$; por consiguiente, al aumentar la temperatura disminuye el valor de la relación $k = C_p/C_v$. De lo cual se deduce que los valores de la presión y la temperatura máxima resultan siempre inferiores a los que se alcanzarían en el caso de que los calores específicos permanecieran constantes al variar la temperatura. Este hecho se toma en consideración también al trazar el ciclo teórico de aire; pero, en el caso real, los productos de la combustión tienen calores específicos mayores que el aire y, por tanto, los valores de la presión y de la temperatura máxima son, en el ciclo real, inferiores a los correspondientes a los del cicloteórico. Por esta razón, la superficie y el rendimiento térmico resultan disminuídos.

- b) Disociación en la Combustión.- Los productos de la combustión son esencialmente CO_2 y H_2O , además de otros compuestos, tales como CO , H_2 y O_2 . La disociación de estos productos es una reacción que se lleva a cabo con absorción de calor, la temperatura máxima alcanzable es menor y se pierde una cierta cantidad de trabajo. Pero, dado que la temperatura disminuye durante la expansión, se produce un retroceso en la reacción de disociación. En consecuencia, sobreviene en esta fase una parcial reasociación con desarrollo de calor. Desciende el valor de exponente n de expansión y se aproxima al de la politrópica de compresión; por ello, se consigue una parcial recuperación del trabajo antes perdido.

El ciclo real presenta, por último, otra diferencia importante al compararlo con el ciclo teórico; durante la carrera de admisión, la presión en el cilindro es inferior a la que se tiene en la carrera de escape. Salvo casos particulares, en el transcurso de la admisión la presión resulta inferior a la atmosférica, mientras que en el escape es superior. Se crea, por tanto, en el diagrama indicado una superficie negativa (D, en la figura 10), que corresponde al trabajo perdido. El esfuerzo realizado por el motor para efectuar la admisión y el escape se llama

ma trabajo de bombeo y está por lo general, comprendido en el trabajo perdido por rozamientos.

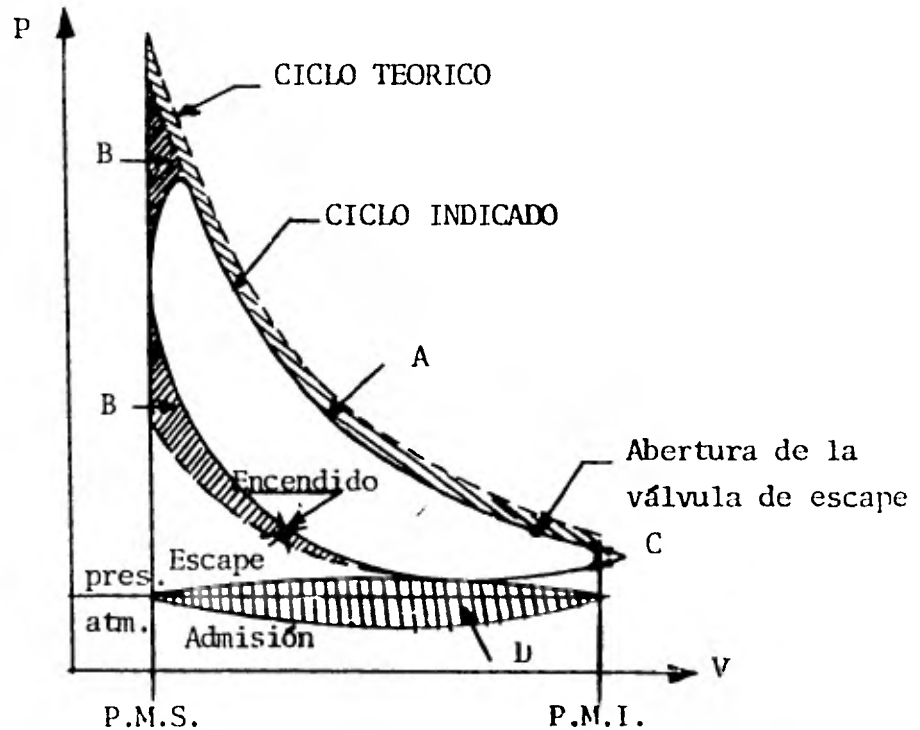


Fig. 10- Comparación entre los ciclos Otto Teórico y Real.

II.3 - Presión Media de un Ciclo .

La presión media en el cilindro varía constantemente durante el ciclo. Haciendo referencia a un diagrama genérico en coordenadas p-v como el trazado en la (fig. 11), la superficie del ciclo representa el trabajo útil realizado por el fluido.

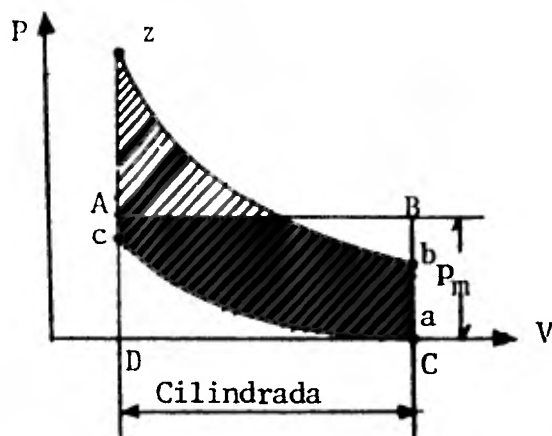


Fig. 11 - Presión Media de un Ciclo.

Si sobre la base del diagrama trazamos un rectángulo A B C D, cuya área sea igual a la del ciclo, la altura del rectángulo representa la presión media p_m del ciclo considerado.

Multiplicando el valor de esta presión media en Kg/cm^2 por la cilindrada en cm^3 , se obtiene para el trabajo útil el mismo valor representado por la superficie del ciclo.

El concepto de presión media se aplica asimismo en el caso de los ciclos reales y en la valoración de la potencia de los motores que se miden en el extremo del árbol del cigueñal.

La presión p_m , es la ordenada al origen del rectángulo y representa el trabajo específico, es decir, el trabajo correspondiente a la unidad de volumen de la cilindrada. Por lo tanto, la presión media del ciclo se puede determinar por:

$$P_m = \frac{l_c}{V_h} \quad (\text{N/m}^2)$$

en donde l_c , es el trabajo realizado durante el ciclo, en el diagrama p-v viene determinado por el área rayada aczba (fig. 11); v_h es la cilindrada, es decir, el volumen que deja libre el pistón al desplazarse desde el P.M.S. hasta el P.M.I. $V_h = \frac{\pi D^2}{4} c$

CAPITULO III

TRANSFORMACIONES DEL FLUIDO OPERANTE Y REQUERIMIENTOS DEL MOTOR

III.1- Composición del fluido operante en los M.C.I.

La energía química contenida en el combustible se libera en forma de calor cuando se quema el combustible por causa de la presencia del oxígeno del aire. Por esto, se introduce al motor, dentro del cilindro, una mezcla de aire y combustible. En los motores de encendido por chispa la mezcla de aire-combustible se lleva a cabo en el carburador y luego es conducida por los conductos de admisión al cilindro.

En los motores de combustión interna se utilizan combustibles líquidos y gaseosos. El combustible líquido consiste en una mezcla de diversos hidrocarburos.

Cuando se analiza un combustible líquido de los que se utilizan en los motores de combustión interna se determina su composición química, que indica la cantidad de cada elemento químico que contiene el combustible, es decir, de carbono C, de hidrógeno H y de oxígeno O; la cantidad de este último suele ser pequeña.

En calidad de combustible gaseoso para los motores de automóvil se usa principalmente el gas natural y los gases que se obtienen por gasificación de combustibles sólidos.

La cantidad de calor que se desprende en la combustión completa de la unidad de masa o de volumen de un combustible se llama calor de combustión de dicho combustible.

Se hace distinción entre calor de combustión superior y calor de combustión inferior del combustible.

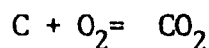
Se llama Calor de Combustión Superior H_0 toda la cantidad de calor que se desprende durante la combustión de la unidad de masa o de volumen del combustible y que puede cederse al medio refrigerante al enfriarse los productos de la combustión hasta la temperatura inicial.

La cantidad de calor que se obtiene de la combustión de la unidad de masa o de volumen del combustible, menos el calor que se desprende al condensarse el vapor de agua, recibe el nombre de Calor de Combustión Inferior del combustible H_u .

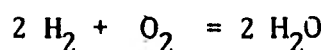
III.2- Reacciones de Combustión del Combustible.

La combustión de un combustible en el cilindro de un motor es un proceso complejo. Para determinar el efecto del calor que se obtiene de la combustión de un combustible hay que conocer los resultados finales de las reacciones de los diversos elementos, que se encuentran en la composición del combustible, con el oxígeno.

Combustión completa del combustible.- Si la cantidad de oxígeno disponible es suficiente, como resultado de la oxidación del carbono se produce anhídrido carbónico, y al oxidarse el hidrógeno se forma vapor de agua. Cuando la combustión es completa cada molécula de carbono se une con una molécula de oxígeno y da una molécula de anhídrido carbónico;



Al arder el hidrógeno dos de sus moléculas se unen con una de oxígeno y forman dos moléculas de vapor de agua;



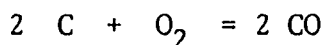
En los motores se utiliza para la combustión el oxígeno del aire que se introduce en el cilindro durante la admisión. Como sabemos, el aire contiene un 23% en masa de oxígeno. Por consiguiente, la cantidad teórica de aire necesaria para la combustión completa de 1 kg. de combustible sera:

$$l_o = \frac{1}{0.23} (8/3 C + 8H - O) \text{ Kg.}$$

El nitrógeno del aire no toma parte en la combustión y es expulsado del cilindro durante la carrera de escape.

Combustión incompleta del combustible.- En los motores de encendido por chispa, cuando funcionan con el régimen de potencia máxima, el proceso de la combustión tiene que efectuarse con poco oxígeno. Los experimentos demuestran, que, cuando es poco el oxígeno, parte del carbono del combustible forma al quemarse monóxido de carbono (CO) y parte del hidrógeno no se quema en absoluto.

Cuando el carbono arde formando monóxido de carbono, dos moléculas de carbono se unen con una de oxígeno, con lo que se obtienen dos moléculas de monóxido de carbono, es decir;



Por lo tanto, la cantidad de aire necesaria para la combustión incompleta de 1 kg. combustible es

$$1_o = 1/0.23 \left[4/3 (2 - \phi) \text{ C} + 8\text{H} - \text{O} \right] \text{ kg}$$

donde ϕ , es la fracción del carbono del combustible que al quemarse forma CO; 1_o , es la cantidad, en masa, de aire que toma parte en la combustión.

III.3- Requerimientos del Motor de E. Ch.

La cantidad de aire, en función del régimen con que funciona el motor, puede ser mayor o menor que la necesaria teóricamente para la combustión completa del combustible.

La razón de la cantidad real de aire, que se introduce en el cilindro para quemar 1 kg. de combustible, a la necesaria teóricamente se llama coeficiente de exceso de aire α . Este coeficiente es ;

$$\alpha = 1/1_o$$

siendo 1_o , la cantidad real, en masa, de aire que toma parte en la combustión de 1 kg. de combustible.

En los motores con encendido por chispa el coeficiente de exceso de aire puede ser mayor que la unidad (mezcla pobre) y menor que la unidad (mezcla rica). En función de las condiciones de trabajo, en los motores

de carburador para automóvil α varía desde 0.85 hasta 1.15.

La mezcla se forma en el carburador, cuya función consiste en dosificar la cantidad de combustible líquido de manera que la relación de -- mezcla sea la requerida para las condiciones de funcionamiento del motor así como pulverizarlo y mezclarlo de modo homogéneo con el aire.

La relación aire-combustible requerida para el motor se altera, dentro de cierta medida, al variar el régimen de funcionamiento.

En lo particular no solo hay tres campos de variación de la abertura de la mariposa del carburador, sino también que en cada uno de ellos difieren las exigencias del motor y, por consiguiente, el carburador debe modificar la relación de mezcla de acuerdo con los mismos. Estos campos -- son:

A BAJO Y MINIMO REGIMEN: la mezcla ha de ser enriquecida.

A REGIMEN DE CRUCERO: la mezcla ha de ser empobrecida.

A REGIMEN DE ALTA POTENCIA: la mezcla ha de ser enriquecida.

Cuando el motor funciona al mínimo de carga, la mariposa está prácticamente cerrada. A mínimo régimen, la carga de gas fresco introducida es muy inferior de la que corresponde al funcionamiento con plena abertura y por tanto, la proporción de gases de la combustión presentes en la carga es mucho más grande.

A medida que se abre la mariposa, las diferencias de presión disminuyen y se reduce la cantidad de mezcla añadida con los gases de escape, por lo cual es menos rica la relación de mezcla necesaria.

En régimen de crucero, es fundamental obtener la máxima economía de combustible; por ello, es menester que el carburador sirva la mezcla en la relación más económica. En los regímenes de elevada potencia, los motores necesitan una mezcla más rica. Enriqueciendo la mezcla, decrece la -- temperatura de la llama, en consecuencia, se reduce los riesgos de dañar la válvula de escape.

En los motores de automóvil, la detonación produce una falta fácilmente percibida por el conductor, con lo cual, las condiciones de funcio-

namiento del motor varían, modificando la posición del acelerador o cambiando la marcha. Generalmente, los motores de automóvil funcionan por debajo de la plena potencia.

III.4- El Consumo específico de los motores de cuatro tiempos de encendido por chispa.

En consumo específico varía al cambiar el régimen de rotación y la carga, es decir, la presión media efectiva (p.m.e). Para obtener un cuadro completo de la forma de variar el consumo específico en todo el campo de funcionamiento del motor, se puede recurrir al llamado plano acotado de consumos, que se representa en la (fig. 12).

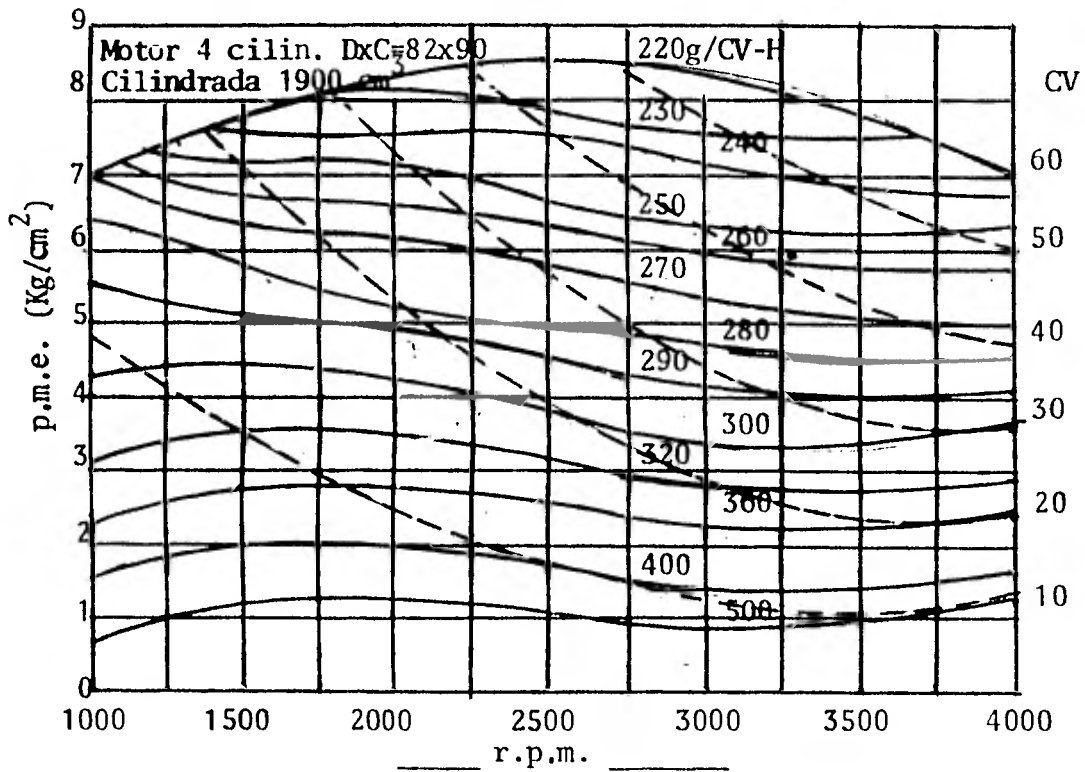


Fig. 12- Plano acotado de los consumos obtenidos experimentalmente para un motor de ciclo Otto.

En la (fig. 13) se han trazado las curvas del consumo específico en gr./ CVh y del consumo horario en kg. en función del número de revoluciones por minuto correspondientes a un motor de encendido por chispa. El --

El consumo específico tiene el valor mínimo en regímenes intermedios y -- crece cuando el motor funciona a bajos y altos regímenes. Al aumentar el -- número de revoluciones el consumo horario crece en proporción mayor que -- la potencia efectiva y, en consecuencia, aumenta el consumo específico.

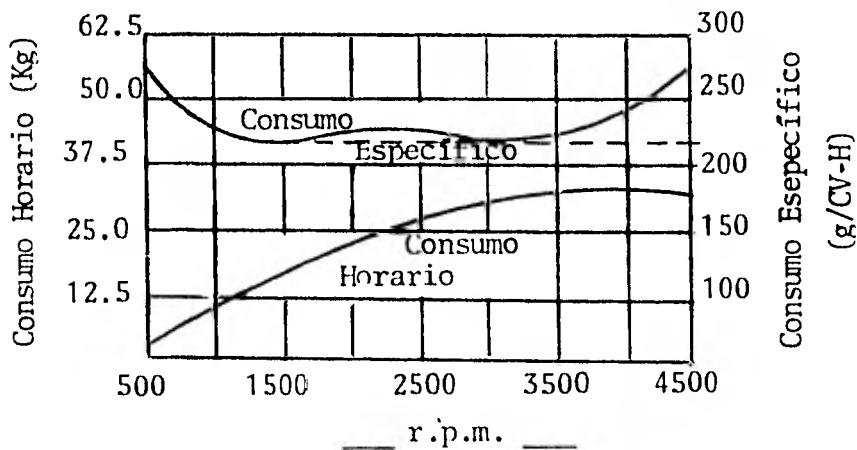


Fig. 13- Consumo específico y consumo horario con plena abertura al variar el régimen.

Reduciendo la abertura y, por tanto, la carga, el consumo específico aumenta de un modo rápido.

Se deduce de los diagramas que el consumo específico varía mucho con las alteraciones de la presión media efectiva y relativamente poco al cambiar la velocidad del motor.

En general, y en condiciones máximas de p.m.e., el consumo es máximo en regímenes bajos, y disminuye al aumentar las revoluciones, hasta que el motor alcanza los 2/3 - 3/4 de la máxima velocidad, para después crecer de nuevo con posteriores aceleraciones de la velocidad.

El aumento del consumo específico al descender la p.m.e., en igualdad de régimen de rotación, se deriva principalmente de las pérdidas mecá

nicas.

Sobre el consumo del combustible tiene notable influencia la relación de compresión; en efecto, aumentando la relación de compresión se incrementa el rendimiento térmico ideal y disminuye, por consiguiente, el consumo específico. En la (fig. 14) se representa la curva de consumo específico en función de la relación de compresión considerada proporcional al rendimiento térmico ideal.

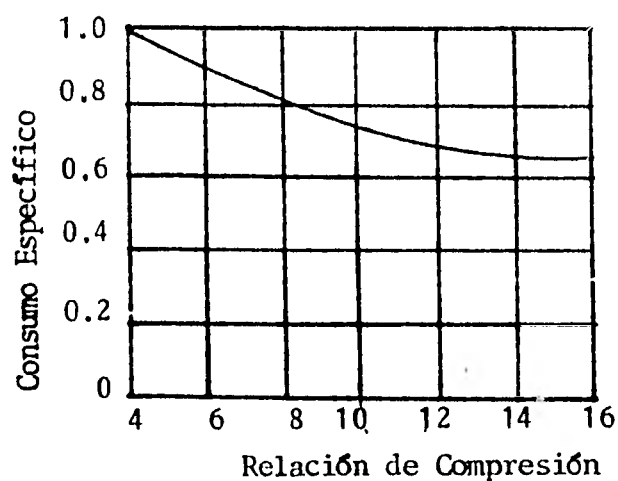


Fig. 14.- Variación del consumo específico con respecto a la relación de compresión.

CAPITULO IV

CALCULOS DE POTENCIA -RENDIMIENTOS -BALANCE TERMICO

IV.1- Presión Media Indicada de un Ciclo.

El trabajo que realiza un motor de encendido por chispa y viene determinado, aproximadamente, por el área del diagrama indicado del ciclo real que se muestra en la (fig. 15a). El trabajo indicado L_i del ciclo se calcula partiendo de dicha área teniendo en cuenta su escala.

En los calculos preliminares es imposible deducir el trabajo del ciclo partiendo de un diagrama indicado redondeado (fig. 12a). Por esto, el trabajo del ciclo teórico se determina por el área del diagrama sin redondear que se muestra en la (fig. 12b). En este caso el trabajo indicado L_i es igual al trabajo de expansión L_e menos el trabajo de compresión L_c , es decir;

$$L_i = L_e - L_c$$

El trabajo en la transformación politrópica de expansión es:

$$L_e = \frac{P_4 V_4}{n_2 - 1} \left[1 - (V_4 / V_5)^{n_2 - 1} \right]$$

El trabajo de la transformación politrópica de compresión es:

$$L_c = \frac{P_2 V_2}{n_1 - 1} \left[1 - (V_2 / V_1)^{n_1 - 1} \right]$$

entonces, el trabajo indicado del ciclo será:

$$L_i = \frac{P_4 V_4}{n_2 - 1} \left[1 - (V_4 / V_5)^{n_2 - 1} - \frac{P_2 V_2}{n_1 - 1} \left(1 - (V_2 / V_1)^{n_1 - 1} \right) \right]$$

Si P_4 es igual a λP_2 , por lo tanto, el trabajo indicado del ciclo será:

$$L_i = P_2 V_2 \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - (V_4 / V_5)^{n_2 - 1} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - (V_2 / V_1)^{n_1 - 1} \right) \right]$$

En el mismo caso que en el ciclo teórico determinaremos el trabajo del --

ciclo real, correspondiente a la unidad de volumen del trabajo del cilindro V_h , es decir, el trabajo específico para el diagrama sin redondear, - por medio de la formula:

$$P.M.I. = P_i = \frac{L_i}{V_h} \quad N\text{-m/m}^3$$

En donde P_i es igual a la presión media, V_h igual a la unidad de volumen del cilindro dado en m^3 , y L_i igual al trabajo indicado del ciclo dado en N-m.

La presión media indicada del ciclo, la podemos definir como la suma de dos presiones medias hipotéticas que son: la presión media, necesaria para vencer las resistencias pasivas, y la presión productora del trabajo efectivo del motor.

IV.2- Potencia indicada de un motor.

La potencia desarrollada en el interior del cilindro, no se recoge - integramente en el eje del motor, ya que parte de ella es absorbida por - las resistencias pasivas, por tanto, podemos distinguir tres clases de -- potencias diferentes: La potencia indicada (N_i), la potencia absorbida -- por las resistencias pasivas (N_p) y la potencia efectiva en el eje del mo - tor (N_e), de donde:

$$N_i = N_p + N_e$$

$$N_p = N_i - N_e$$

la potencia indicada puede calcularse partiendo del ciclo indicado cuya - área representa el trabajo realizado por el gas en el interior del cilin - dro durante el ciclo, mientras que la potencia efectiva se obtiene midien - do el trabajo con un freno en el eje del motor. La potencia absorbida por las resistencias pasivas se mide en general haciendo girar el motor sin - encenderlo, por medio de una fuente de potencia externa.

La potencia indicada es la ordenada media del ciclo indicado y es i - gual a la relación entre el área del ciclo y la cilindrada de un cilindro siendo:

$V_h = \text{Cilindrada} = \pi D^2 S / 4$, donde D, es igual al diámetro del pistón dado - en m, y S, es la carrera del pistón en m.

Si el trabajo indicado es igual a:

$$L_i = \frac{\pi D^2}{4} P_i S$$

tenemos que:

$$L_i = V_h P_i$$

siendo V_h la cilindrada (m^3) y P_i es la potencia indicada dada en ($N\cdot m/m^3$)

El número de ciclos por segundo que efectúa el motor es igual a $2n/\tau$ donde n es el número de revoluciones por segundo del cigüeñal que al multiplicarlo por dos nos da el número de carreras por segundo, y τ es el número de tiempos del motor, esto es, el número de carreras que realiza el pistón en cada ciclo.

La potencia indicada de un cilindro la podemos representar como :

$$N_i = \frac{2}{\tau} P_i V_h n \quad (\text{Watts})$$

La potencia indicada para un motor que tenga i numero de cilindros - esta dada por:

$$N_i = \frac{2}{\tau} P_i V_h n i$$

donde i es igual al numero de cilindros.

La potencia indicada la podemos expresar en KW ,tomando en este caso que P_i esta dada en Bar, V_h en litros y n en r.p.m., por lo tanto tenemos que:

$$N_i = \frac{P_i V_h n i}{\tau 300} \quad (\text{KW})$$

IV.3- Potencia efectiva o potencia al freno.

La potencia efectiva es aquella que puede obtenerse en el cigüeñal del motor y puede aprovecharse para accionar cualquier máquina, es decir, es la potencia que genera el par disponible en el eje del motor. Esta potencia puede calcularse, midiendo con un freno, que aplicado a el eje del motor, se opone al par motor y permite medir el trabajo de dicho eje.

El freno permite medir su momento frenante, conociendo este y el número de revoluciones del motor, es posible calcular la potencia efectiva.

El freno de Prony es uno de los tipos de frenos empleados para cal--

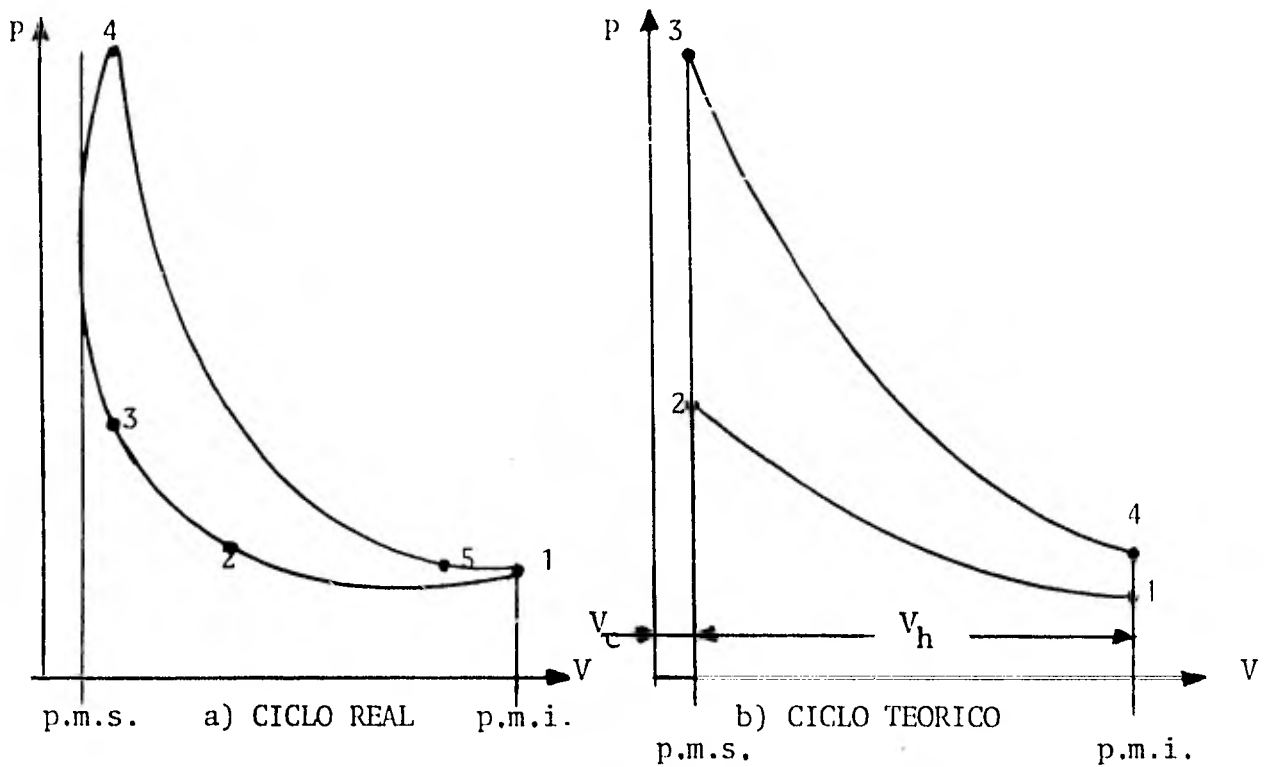


Fig.15- Determinación de la presión media indicada a partir de los diagramas indicados, teórico y real de un motor de encendido por chispa.

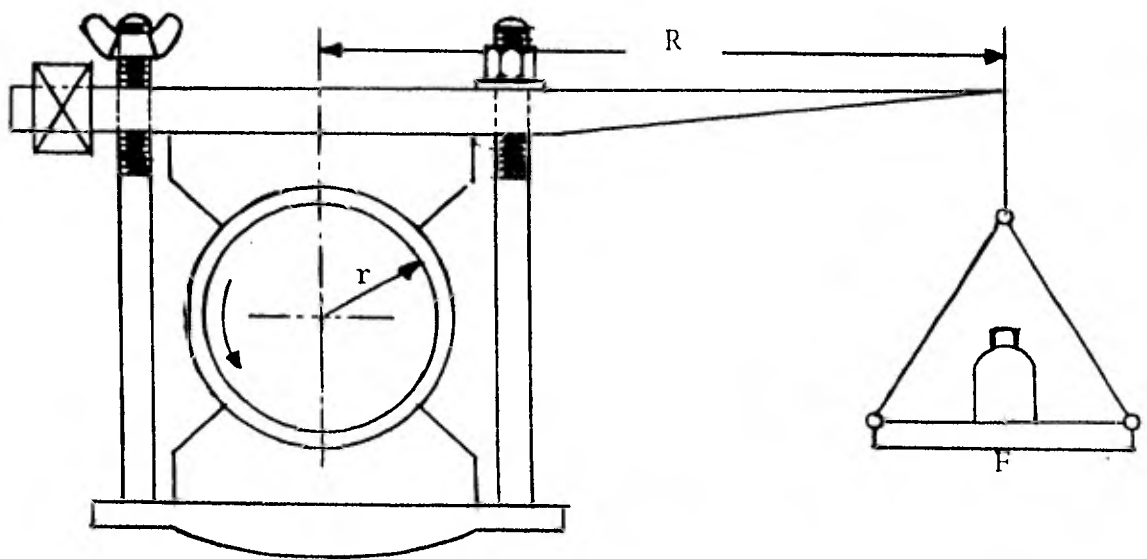


Fig.16- Medición de la potencia efectiva a partir del freno de Prony.

cular la potencia efectiva de los motores. La figura 16 nos representa - esquemáticamente este tipo de freno; el cual consta de una rueda de radio r , unida al eje del motor, la cual está abrazada por las zapatas regulables de un freno, un brazo de longitud R , conectado finalmente al freno, puede moverse a discreción dentro de cierto ángulo, y lleva colgado de su extremo libre, un peso F . Cuando el eje del motor gira, el rozamiento de la rueda con las zapatas del freno genera un momento que tiende a hacer girar el brazo, el cual es mantenido en equilibrio por dicho freno, a causa del peso aplicado en el extremo del brazo.

Un punto cualquiera situado en la periferia de la rueda unida al eje motor realiza, durante cada revolución de éste, un recorrido igual a $2\pi r$ y, así, el trabajo de la fuerza tangencial de rozamiento f viene dada -- por $2\pi rf$, pero el producto rf no es sino el momento aplicado al freno - del eje del motor, momento que, está equilibrado por el correspondiente a RF , producido por el peso colocado en el extremo del brazo.

Por tanto, el trabajo absorbido por el freno en cada revolución del eje motor vale:

$$2\pi RF$$

y la potencia efectiva

$$N_e = 2\pi RFn$$

expresando n en r.p.m. y F en Kg, R en m, y la potencia efectiva en CV - vendra dada por:

$$N_e = \frac{2\pi RFn}{75 \times 60} = \frac{2\pi}{4500} RFn$$

En la practica se elige, para simplificar el cálculo, la longitud R - del brazo de modo que su valor aplicado es multiplicado por la constante $\frac{2\pi}{4500}$ resulta un número redondo.

El producto, llamado par motor, se expresa en Kg-m y significa el momento de torsión del eje del cigueñal.

El par motor representa la capacidad del motor para producir trabajo mientras que la potencia es la medida de la cantidad de trabajo realizado por el motor en un determinado tiempo.

IV.- Potencia absorbida por las resistencias pasivas.

La potencia absorbida por las resistencias pasivas es la diferencia entre la potencia indicada y la potencia efectiva.

$$N_p = N_e - N_i$$

Esta potencia es utilizada para vencer los rozamientos entre las partes mecánicas en movimiento, para efectuar el trabajo de compresión de la mezcla, así como, para accionar los diferentes mecanismos auxiliares.

Dada la diversidad de las pérdidas por rozamiento y las alteraciones de su valor, varían el funcionamiento del motor, la potencia absorbida por rozamiento es difícil de medir con exactitud, pero puede obtenerse su valor calculando el valor de la potencia efectiva, y de la potencia indicada y restandolas, pero este procedimiento es demasiado largo y complejo. Dando así paso para calcular la potencia absorbida por otros métodos más sencillos y convenientes. Se mide la potencia efectiva con un freno dinamométrico, después se suspende el suministro de gasolina, se corta el encendido del motor y se usa el dinamómetro para arrastrarlo en las condiciones más próximas a las anteriores.

La potencia desarrollada por el freno dinamométrico usado como motor eléctrico es la potencia perdida en rozamiento. Este procedimiento da origen a ciertos errores, pero los efectos que ellos causan en un sentido son contrarrestados por los que se producen en sentido opuesto. Este método es utilizado comúnmente en la industria automotriz.

Después de conocer la potencia indicada y la potencia efectiva, se puede conocer fácilmente el rendimiento mecánico (η_m) del motor

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

que es el índice de importancia de la potencia perdida en las resistencias pasivas.

La pérdida de potencia accionada por los rozamientos es, en parte, proporcional a la velocidad de rotación del motor y, para la parte remanente, aproximadamente proporcional al cuadro de dicha velocidad.

La pérdida de trabajo de compresión depende de las acciones de paso-

de los conductos y de las válvulas. Las pérdidas debidas al rozamiento dependen de la naturaleza y la magnitud de la superficie de los cojinetes, así como el tipo de lubricante, del huelgo existente entre las partes en movimiento etc.

De la potencia total perdida, en condiciones de plena carga, aproximadamente un 60% se debe al rozamiento del pistón y de los cojinetes de biela; un 25% al trabajo de compresión, y el resto, al rozamiento de los demás cojinetes y el accionamiento de los accesorios auxiliares

El valor del rendimiento mecánico total (η_m) con el máximo par varía de un 80% al 90%, en general, para un motor de automovil que tiene a plena carga un rendimiento mecánico de 80%, este resulta igual al 55% cuando el par disminuye a un 30% de su valor máximo.

Quando la potencia efectiva es cero, se anula tambien el rendimiento mecánico, ya que toda la potencia suministrada por el motor se consume -- por las resistencias pasivas. Para cada grado de admisión de la mezcla se establese un régimen de revoluciones (mezcla en vacio), que la potencia absorbida por los rozamientos esté en equilibrio con la potencia indicada, en tal caso, el motor consigue tan solo moverse así mismo.

IV.5- Presión media efectiva.

La potencia que se obtiene en el cigueñal del motor y puede aprovecharse para accionar cualquier máquina, se llama, potencia efectiva, y se designa por N_e .

La potencia efectiva es igual a la diferencia entre la potencia indicada y las pérdidas mecánicas o rendimiento mecánico, es decir,

$$N_e = N_i - N_m$$

teniendo que N_e es igual a:

$$N_e = \frac{P_e V_h n_i}{300 \tau} \quad (\text{KW})$$

donde $P_e = P_i - P_m$ (Bar o Kg/cm^2)

Teniendo que P_m es la presión media de las pérdidas mecánicas, es decir,-

la parte de la presión media indicada que se gasta en las pérdidas mecánicas, para vencer el rozamiento, en accionar los mecanismos auxiliares y en el intercambio de gases.

$$P_m = P_r + P_{m.a} + P_c + P_{gas}$$

donde P_r es la presión de rozamiento, $P_{m.a}$ es la presión que se invierte en accionar los mecanismos auxiliares (bomba de agua, bomba de aceite, - generador etc.), P_{gas} es la presión que se emplea en la admisión de carga fresca y en el escape de los gases quemados en el cilindro del motor, - y P_c es la presión que se gasta para accionar el compresor (en los motores sobrealimentados y en los motores de dos tiempos), esta presión se toma en consideración en el caso que, entre el cigueñal y el compresor -- exista transmisión mecánica.

Para los motores de cuatro tiempos de encendido por chispa;

$$P_m \approx 0.45 + 0.145 V_n$$

donde V_n es igual a la velocidad media del pistón en m/seg.

$$V_n = \frac{Cn}{30}$$

siendo C la carrera del pistón en m y n las r.p.m. del cigueñal.

La magnitud P_e se llama presión media efectiva; a semejanza de la -- presión media indicada, P_e representa el trabajo correspondiente a la unidad del volumen del cilindro, y es la presión convencional continua con la cual el trabajo que los gases realizan en cada carrera del pistón es igual al trabajo efectivo del ciclo.

Para los motores de encendido por chispa de cuatro tiempos el valor de P_e varia de 7.4 a 9.5 generalmente.

El valor de la presión media efectiva (p.m.e) esta dada por:

$$P_e = \frac{300}{V_h n i} N_c$$

IV.6- Rendimientos.

Rendimiento termodinámico (η_t). Es la relación entre el trabajo indicado, medido por el área del ciclo indicado, y el equivalente en trabajo del calor gastado para obtenerlo. Este es igual al producto de dos rendimientos: El rendimiento térmico ideal y el indicado.

El rendimiento térmico ideal η_e es la relación entre el trabajo medio por el área del ciclo ideal y el equivalente en trabajo del calor introducido en el ciclo.

En el ciclo Otto el rendimiento térmico es el siguiente:

$$\eta_e = 1 - \frac{1}{\rho^k - 1}$$

en donde ρ es igual a la relación de compresión $\rho = V_1 / V_2$, donde V_1 es el volumen total del cilindro y V_2 es igual al volumen de la cámara de combustión.

El rendimiento mecánico η_i es la relación entre el área del ciclo indicado y la del ciclo ideal; tiene en cuenta la diferencia entre el ciclo ideal y el práctico o real y depende una gran parte de la calidad termodinámica de la cámara de combustión o sea, la forma, la disposición de las válvulas y de las bujías, para aumentar así el rendimiento térmico del motor.

El rendimiento mecánico (η_m). Es la relación entre el trabajo útil medido en el eje del motor y el trabajo indicado. Tiene el trabajo absorbido por los componentes principales los cuales sufren un rozamiento estos son: pistones, anillos, pernos etc., así como también los componentes auxiliares, que son el grupo de elementos que cumplen con funciones secundarias como son: los componentes de la distribución, la bomba de aceite, la bomba de agua, etc. El rendimiento mecánico disminuye no solo al aumentar la velocidad media del pistón, sino también al disminuir la cilindrada unitaria de cada cilindro. El rendimiento mecánico generalmente está comprendido entre el 80% y el 90%, los valores más bajos se refieren a motores rápidos y de cilindrada pequeña.

El rendimiento total (η). Es la relación entre el trabajo útil en el eje motor y el equivalente a la energía calorífica del combustible consumido; por tanto, es igual al producto del rendimiento térmico por el mecánico, esto es:

$$\eta = \eta_i = \eta_t \eta_m$$

Sabemos que la potencia de 1 CV = 75 Kgm/seg; o sea, 1CVh = 270000--- Kgm. Si designamos al consumo de combustible específico como C_s (g/CVh) y por H_i al poder calorífico del combustible (Cal/Kg), el trabajo equivalente al consumo de combustible por CVh es dado en Kgm por:

$$Q = C_s \frac{H_i}{1000} 427$$

donde Q es el calor introducido al motor por el combustible.

L_i es el trabajo útil del ciclo. De donde tenemos:

$$\eta = \frac{L_i}{Q} = \frac{270\ 000 \times 1000}{C_s H_i 427}$$

$$\eta = \frac{632\ 000}{C_s H_i}$$

Rendimiento volumétrico (η_v). Es la relación entre el peso P_e del aire efectivamente introducido por el ciclo en el cilindro y el peso P_t - igual a una carga completa, esto es, que el volumen del aire es igual a - el volumen del cilindro, en condiciones atmosféricas de 15 °C y 760 mm Hg

$$\eta_v = P_e/P_t$$

El rendimiento volumétrico es función de la velocidad media, de la mezcla o del aire a travez del difusor del carburador, los conductos de admisión y de las válvulas. Su valor varía entre 70% y 85%, según el tipo de motor.

IV.7- Balace térmico.

Es conveniente resaltar que solamente una pequeña parte de la energía calorífica del combustible quemado en un motor se transforma en energía mecánica. El resto se dispersa en diferentes formas : En el agua de refrigeración, por medio del radiador, el cual absorbe un buen tanto por ciento: los gases de escape que salen a elevadas temperaturas, estos absorben aún más porcentaje de calor que el anterior; así como también se llevan acabo la transmisión de calor por el resto de las paredes del motor, las cuales lo transmiten al medio ambiente por radiación. La cantidad de calor equivalente al trabajo efectuado para vencer las resistencias pasivas, es absorbido a través de estas tres vías principales de dispersión.

En la figura 17 está representado en detalle como se subdivide el flujo térmico de un motor de combustión interna refrigerado por agua.

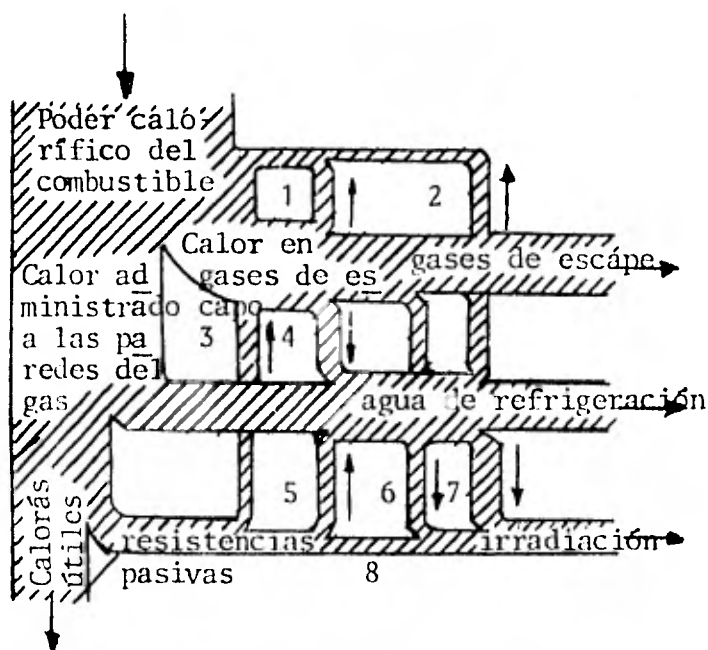


Fig.17- Flujo térmico refrigerado por agua. 1) Calor recibido del gas, del espacio muerto y del escape. 2) Calor transmitido a la mezcla aire-combustible por las paredes calientes. 3) Ca-

lor de rozamiento transmitido a los gases de escape. 4) Calor transmitido por los gases de escape al medio refrigerante. 5) Calor de rozamiento transmitido al medio refrigerante. 6) Calor radiado por el conducto de escape. 7) Calor radiado por los conductos del agua de refrigeración. 8) Calor radiado por las partes no refrigeradas.

La valoración del tanto por ciento del calor perdido se efectúa por métodos bastante simples, obteniéndose así resultados que nos darán el balance térmico.

En la figura 18 se representa en forma significativa el balance térmico de un motor de automovil de características medias; en la figura 19 se muestra el balance térmico de un motor de carburador de cuatro tiempos para automovil, trazado en función de las revoluciones del motor.

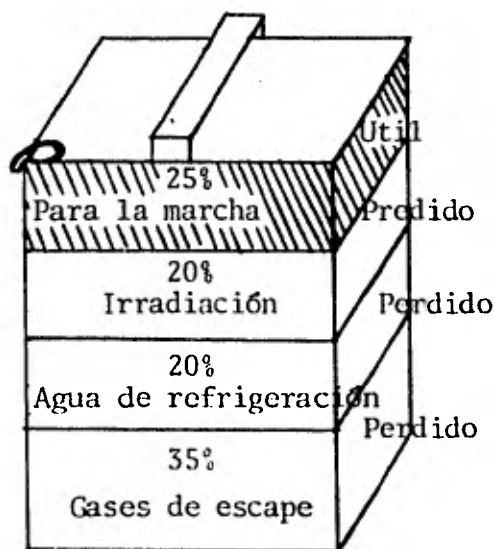


Fig.18- Balance térmico de un motor de cuatro tiempos para automovil

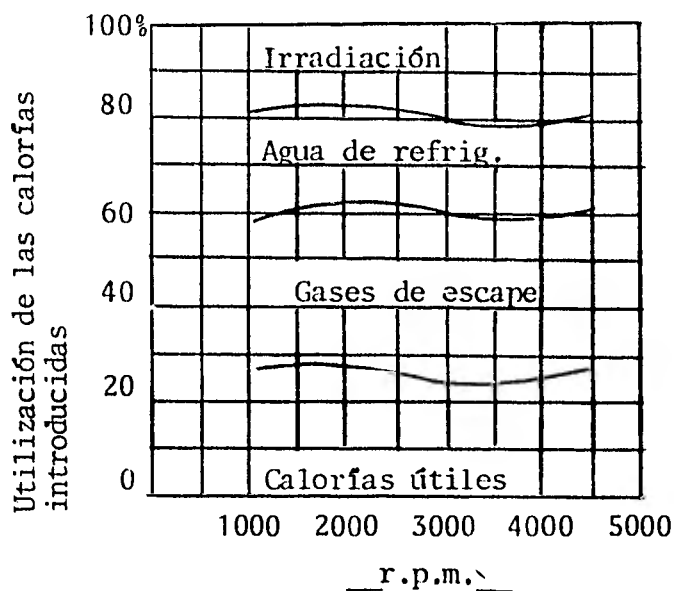


Fig. 19- Balance térmico de un motor de carburador de cuatro tiempos para automóvil.

El balance térmico se obtiene basándose en su investigación en condiciones diversas.

La ecuación del balance térmico la podemos escribir de la siguiente forma:

$$Q_o = Q_e + Q_{ref.} + Q_g + Q_{cd} + Q_{res.}$$

donde Q_o es la cantidad total de calor que se gasta en la unidad de tiempo cuando el motor funciona en un régimen dado.

Q_e es el calor equivalente al trabajo efectivo que realiza el motor.

$Q_{ref.}$ es el calor cedido al medio refrigerante.

Q_g es el calor que se llevan los gases de escape fuera del motor.

Q_{cd} es la parte de calor del combustible que se desaprovecha por ser incompleta la combustión.

$Q_{res.}$ es el término independiente del balance, que establece las pérdidas.

didadas no incluidas en los demás términos de la ecuación del balance térmico.

Cada uno de los componentes del balance se pueden determinar en tantos por cientos de la cantidad total de calor comunicado.

$$q_e = \frac{Q_e}{Q_o} \times 100 \qquad q_{ref.} = \frac{Q_{ref.}}{Q_o} \times 100$$

$$q_g = \frac{Q_g}{Q_o} \times 100 \qquad q_{cd} = \frac{Q_{cd}}{Q_o} \times 100$$

$$q_{res.} = \frac{Q_{res.}}{Q_o} \times 100$$

por lo tanto:

$$q_e + q_{ref.} + q_{cd} + q_{res.} = 100\%$$

La cantidad de calor consumida en 1 Hr es:

$$Q_o = H_i G_c \quad (\text{KJ/h})$$

donde G_c es el gasto por hora de combustible en Kg/h; y H_i el calor equivalente al trabajo efectivo.

$$Q_e = 3600 N_e \quad (\text{KJ/h})$$

$$Q_e = 632 N_e \quad (\text{KCal/h})$$

El calor transmitido al medio refrigerante a través de las paredes de los cilindros, de la culata, de los pistones y de sus anillos, se puede determinar, cuando la refrigeración es por agua, por medio de la siguiente ecuación:

$$Q_{ref.} = 4186 G_a (t_{sal.} - t_{ent.}) \quad (\text{KJ/h})$$

siendo 4186 la capacidad calorífica del agua en KJ/Kg grado, G_a la cantidad de agua en Kg que pasa por el motor en una hora, $t_{sal.}$ es la tempera-

tura del agua que sale del motor en °C, $t_{ent.}$ es la temperatura del agua - que entra en el motor en °C.

Si el cálculo se hace en calorías, la capacidad calorífica del agua - $G_a = 1$ KCal/Kg grado.

$$Q_{ref.} = (t_{sal.} - t_{ent.}) G_a \quad (\text{KJ/h})$$

El calor que arrastran los gases de escape es:

$$Q_g = G_c (M_2 \mu C_p \text{ " } t_g - M_1 \mu C_p t_o) \quad (\text{KJ/ h})$$

donde $G_c M_2 \mu C_p \text{ " } t_g$ es la cantidad de calor en KJ/h, que en 1 hr se llevan del cilindro los gases de escape.

$G_c M_1 \mu C_p t_o$ es la cantidad de calor en KJ que en 1 hr entra en - el cilindro junto con la carga fresca.

t_g es la temperatura en °C de los gases de escape, tomada en el colector de escape.

t_o es la temperatura en °C de la carga fresca que entra en el cilindro del motor.

Si las pruebas se hacen siendo $\alpha < 1$, el calor desaprovechado por -- ser incompleta la reacción química de la combustión será:

$$Q_{cd} = \Delta H_u = 119\ 852 (1 - \alpha) L_o \quad (\text{KJ/Kg})$$

donde ΔH_u es el calor desaprovechado en la combustión.

Cuando $\alpha \geq 1$, el valor de Q_{cd} no se calcula aisladamente sino que - se incluye en Q_{res} el cual se puede determinar de la siguiente manera:

$$Q_{res.} = Q_o - (Q_{ref.} + Q_e + Q_g)$$

CAPITULO V

TRABAJO DEL MOTOR Y FACTORES QUE LO INFLUYEN.

V.1- Curvas características.

El trabajo que desarrolla un motor de combustión interna está definido por sus curvas características, las cuales nos dan a conocer como varía la potencia, el par motor y el consumo de combustible, en función de las revoluciones por minuto. Para definir mejor la calidad de un motor nos podemos auxiliar de otros diagramas como son: El de la potencia indicada, el de la presión media efectiva, de los consumos a distintos grados de regulación y diversas cargas, de la temperatura de los gases de escape, etc. Estas curvas auxiliares se pueden tomar en segundo término, ya que son suficientes datos que se obtienen en las curvas características.

Estas se obtienen en un banco de pruebas en condiciones de máxima alimentación, es decir, con la válvula de mariposa del carburador totalmente abierta.

En la figura 20 se han trazado para un caso genérico las curvas de potencia N (CV), del par motor M_t (Kgm) y del consumo C_s (g/CVh); sobre el eje de las abscisas se han llevado los valores de n (r.p.m.) y sobre el de las ordenadas los de la potencia, el par motor y los consumos.

Entre los valores de la potencia N y los correspondientes al par motor M_t , existe la siguiente relación:

$$N = \frac{M_t W}{75} = M_t \frac{2\pi n}{75 \times 60} = \frac{M_t n}{716.2}$$

lo cual nos da facilidad para obtener la curva de potencia conociendo el par de torsión y viceversa.

La curva del par puede servir, cambiando la unidad de medida sobre el eje de las ordenadas, como curva de presión media efectiva P_e , puesto que para una cilindrada dada por V_h , el par es proporcional a la presión media efectiva, para cada valor del número de r.p.m. entonces de:

$$N = \frac{P_e V_h n}{225 h} \quad M^2 = 716.2 \frac{N}{n}$$

se obtiene:

$$P_e = \frac{225 h}{716.2 V_h} M_t = 0.314 \frac{h}{V_h} M_t$$

Para los motores de 4 tiempos $h = 4$, por lo tanto:

$$P_e = 1.26 \frac{M_t}{V_h}$$

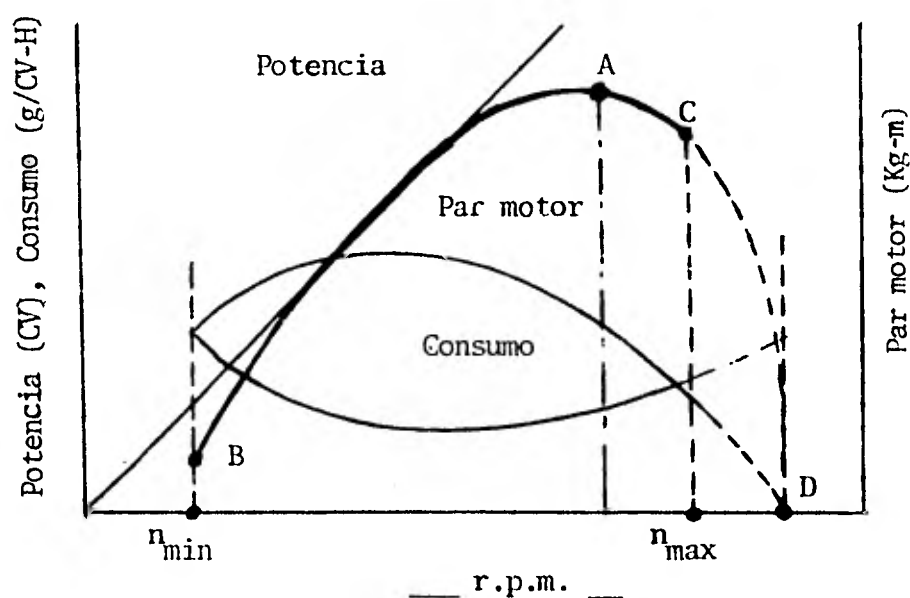


Fig.20- Curvas características.

En la figura 20 vemos que el valor de la potencia aumenta con el número de revoluciones hasta un cierto límite indicado por el punto A, después del cual disminuye hasta anularse en el punto D, y que el régimen de máximo par es notablemente inferior al de la presión media.

Para cada motor existe una velocidad de rotación, cuyo valor depende de las características de construcción, con el cual la masa del combustible que entra en cada uno de los cilindros es la máxima posible para cada ciclo. Cuando el motor tiene esta velocidad, la superficie del ciclo indicado, la presión media indicada y el par motor indicado tienen, por tanto su máximo valor, y también con esta velocidad, el producto del rendimien-

to volumétrico por el rendimiento térmico del motor son máximos.

La potencia indicada continúa incrementandose al aumentar la velocidad de rotación, pues aunque disminuya la cantidad de combustible utilizado por el ciclo, aumenta el número de ciclos y, por tanto, aumenta la cantidad total de combustible utilizado por unidad de tiempo.

Si continua aumentandose la velocidad de rotación, se alcanza un valor tal, que la cantidad de combustible utilizada por ciclo disminuye más rápidamente de lo que aumenta el número de ciclos en la unidad de tiempo, y la potencia indicada disminuye. Como el par motor efectivo está dado por el producto del par motor indicado por el rendimiento mecánico del motor, el cual varía con el número de revoluciones, el valor máximo del par motor efectivo se alcanzará en correspondencia con el régimen de rotación para el cual es máximo el producto del rendimiento volumétrico por el rendimiento térmico y por el rendimiento mecánico, régimen que, en general, será distinto del correspondiente al par indicado.

Analogamente el régimen de máxima potencia efectiva no coincidirá con el de máxima potencia indicada.

La tangente a la curva de potencias que pasa por el origen de los ejes señala el punto de tangencia en que el régimen del par motor es máximo.

$$M_e = \text{constante} \times \frac{N}{n} = \text{constante} \times \tan \alpha$$

Esta relación demuestra que el par motor es máximo para el máximo valor de α .

La parte de la curva de la potencia descrita por trazos en la figura 20 no se calcula en la práctica porque no tiene ningún interés y sería perjudicada la resistencia del motor, que normalmente no está calculada para alcanzar un régimen tan elevado.

El régimen correspondiente al punto B es el de la marcha mínima. Durante ésta, la potencia desarrollada por la mezcla activa es absorbida totalmente por las resistencias mecánicas; por debajo de este valor, el funcionamiento del motor resulta irregular a causa de la alimentación imperfecta y de la irregularidad del par motor.

V.2- Influencia de la velocidad del gas y de los tiempos de abertura de las válvulas sobre las curvas de potencia.

Al variar la sección de los conductos de admisión y escape, las dimensiones de las válvulas o de los tiempos de abertura de las mismas, pueden provocar variaciones apreciables de la potencia en el campo de las revoluciones establecidas.

Una variación en el diámetro de la válvula y del conducto trae consigo una variación en la alzada, por la necesidad de respetar la condición de equivalencia entre la sección de paso de la válvula y la sección de paso del conducto, debemos considerar estas variaciones para obtener una velocidad adecuada de la mezcla.

Aumentando las dimensiones de los conductos y de las válvulas aumenta el rendimiento volumétrico en regímenes altos, ya que al decrecer la velocidad del gas, disminuye la pérdida de carga. En regímenes bajos, la velocidad del gas se reduce, y varía la influencia que los tiempos de abertura ejercen sobre el rendimiento volumétrico; ya que puede ocurrir que al comenzar la fase de compresión una cierta cantidad de mezcla sea devuelta al conducto de admisión.

Al aumentar las dimensiones de los conductos y de las válvulas, y con el régimen más alto se obtendrá, el máximo rendimiento volumétrico, así como también una potencia y un par máximos. El régimen máximo del motor aumenta igual que la potencia, mientras que con regímenes bajos esta última disminuye.

La reducción de la velocidad del gas en regímenes bajos es causa de otros importantes fenómenos: en los motores de carburador favorece la condensación del combustible hasta el punto en que se forma una película del carburante sobre las paredes de los conductos, mientras que en los motores de inyección se perjudica la turbulencia y, por tanto, empeora la combustión. Lo cual trae como consecuencia irregularidades en la marcha y aumento del consumo específico a revoluciones bajas.

Al disminuir las dimensiones de los conductos y de las válvulas, las variaciones ocurren en sentido opuesto. Esto es, al aumentar la velocidad del gas en los conductos, y tener un régimen inferior, el rendimiento vo-

lumétrico será máximo, y por tanto, el par motor y la potencia serán máximos. Al reducir el régimen máximo del motor, la potencia disminuye a elevadas revoluciones y a bajas revoluciones aumenta, por tanto, el funcionamiento del motor resultará más estable a bajas revoluciones.

En la figura 21 se ilustra la influencia que ejercen las dimensiones de los conductos y de las válvulas sobre las curvas características de un motor: Las curvas de línea continua corresponden a conductos y válvulas grandes, y las punteadas a conductos y válvulas de dimensiones pequeñas.

Los efectos en la variación de los tiempos de abertura de las válvulas se puede resumir como sigue:

a) Con tiempos de abertura largos, es decir, con elevados valores de los ángulos de admisión y escape, las variaciones son comparables con las que se obtienen al aumentar las dimensiones de los conductos y de las válvulas, es decir, se consigue un aumento del régimen máximo de rotación de un motor y un incremento de potencia a altas revoluciones, porque se aprovecha la energía cinética del gas. Esto es, si se procede de manera que la válvula de escape permanezca todavía abierta el tiempo suficiente cuando el piston está en el punto muerto superior al final de la carrera del mismo, se producen en el cilindro a consecuencia de la velocidad de los gases que salen, una represión, que se utiliza para succionar el gas antes de que se inicie la carrera de admisión abriendo, para ello, la válvula de admisión con adelanto. Del mismo modo aprovechando la inercia de la columna de gas entrante, se puede conseguir que continúe el llenado del cilindro durante la primera parte de la carrera de compresión. A este efecto se le llama solape de las fases de admisión y de escape. Mientras que con este medio se aumenta el régimen máximo, así como la potencia, se obtiene por el contrario a regímenes bajos, una reducción de la misma porque disminuye la influencia de la inercia del gas entrante, lo cual aumenta la cantidad de mezcla devuelta fuera del cilindro, teniendo así la disminución del rendimiento volumétrico del motor.

b) Con tiempos de abertura breves, se impide la posibilidad de que el motor funcione a regímenes elevados y se logra una reducción de la potencia máxima, obteniéndose así una potencia máxima a regímenes bajos.

En la figura 22 están representadas las curvas características y los

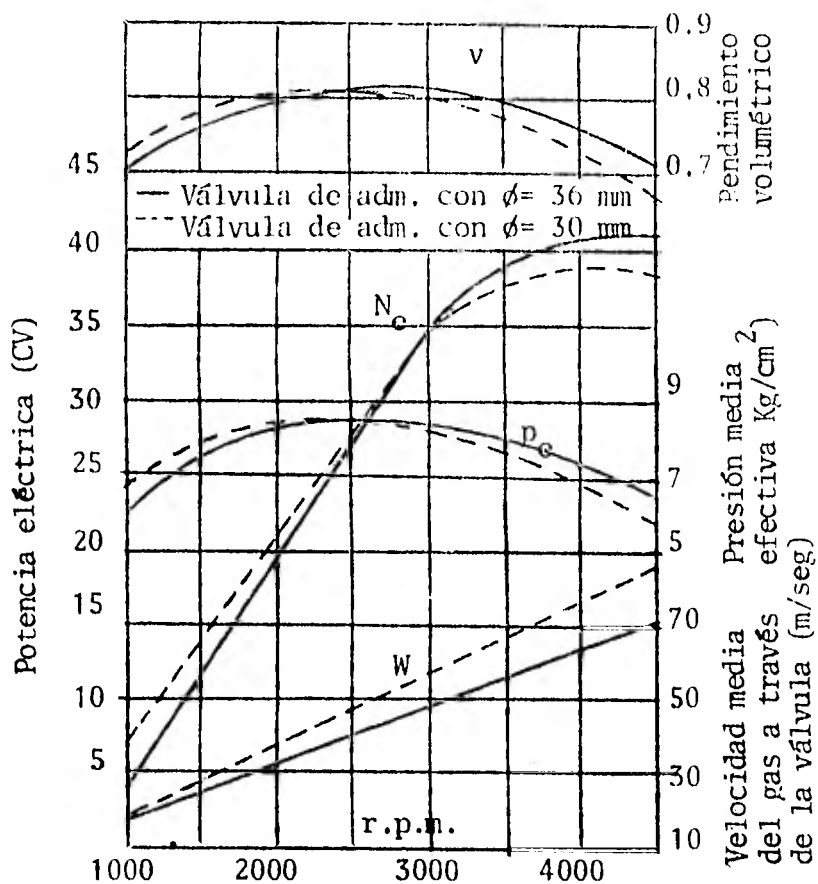


Fig. 21- Curvas características de un motor de 4 tiempos de carburador para dos diferentes dimensiones de válvulas y de conductos.

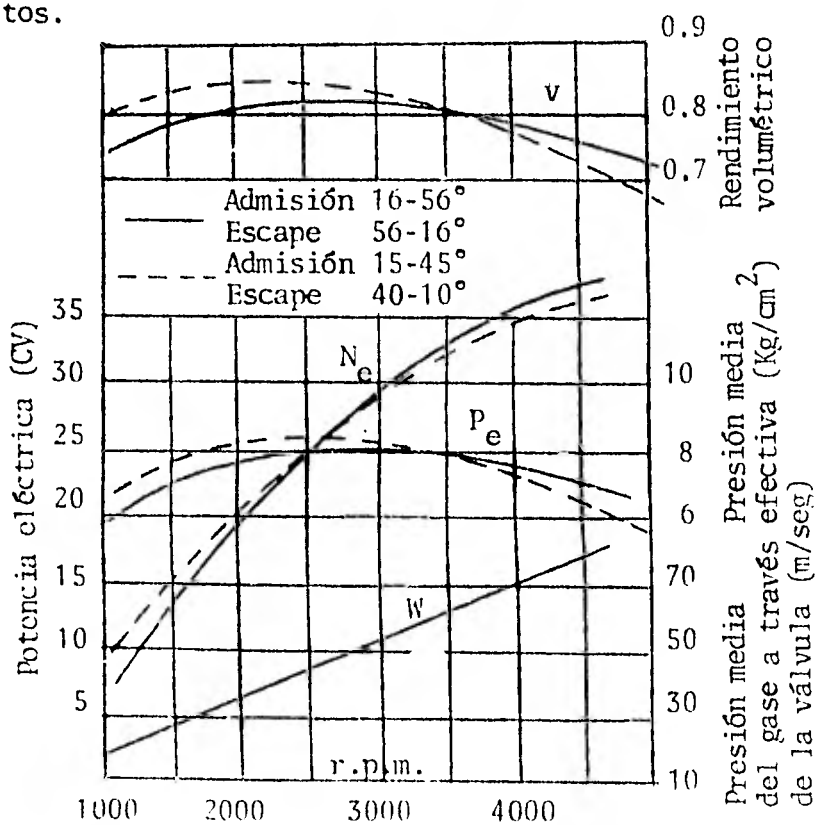


Fig. 22- Curvas características de un motor de 4 tiempos de carburador para dos tipos de distribución diferentes.

rendimientos volumétricos de un mismo motor con tiempos de abertura breves (curva punteada), y aberturas largas (curva continua). Resulta por consiguiente, claro que en los casos en que es necesario tener la máxima potencia posible, se adoptaran amplios ángulos de adelanto y retraso del tiempo, así como grandes dimensiones en los conductos y en las válvulas.

Por el contrario se utilizan ángulos pequeños y conductos estrechos en los casos en que interesa tener regímenes bajos de rotación y obtener el máximo par motor a regímenes bajos. Como ejemplo tenemos, motores para instalaciones fijas, las cuales resultan de sumo interés el factor de duración.

V.3- Variables que influyen sobre el trabajo.

Es oportuno mencionar las variables de que depende la curva característica de trabajo del motor:

1) Relación de compresión. Al aumentar la relación de compresión, -- significa aumentar el rendimiento volométrico así como el rendimiento térmico y, por tanto, el aumento de la potencia indicada, al igual que la potencia efectiva, reduciendo así el consumo específico. En los motores de encendido por chispa, el aumento de la relación de compresión está limitado por la detonación. Además, a causa de las elevadas presiones, ocasionadas por dicha relación, se tienen mayores pérdidas por rozamiento, especialmente entre los anillos del pistón y el cilindro, mientras que las cargas en los cojinetes y el cigueñal aumentan, haciendo así que se robustezca el motor para poder soportar dichas cargas.

2) Peso de la carga introducida. Cuando la masa de la carga es mayor resulta a su vez mayor la potencia. Fijada la cilindrada la potencia desarrollada por el ciclo es tanto más elevada cuanto mayor es la densidad del fluido introducido. El medio más eficaz para aumentar el peso de la carga introducida en cada ciclo es la sobrealimentación.

Otro medio consiste en mejorar el rendimiento volumétrico eligiendo oportunamente las dimensiones de los conductos y de las válvulas, así como el tiempo de abertura de las mismas. La carga resultará tanto más densa cuanto más baja sea su temperatura de entrada del cilindro.

3) Número de revoluciones. A baja velocidad hay mayor tiempo dispo--

nible para la transmisión de calor a través de las paredes, y en consecuencia se tiene una pérdida de calor mayor que a velocidad alta. Al crecer la velocidad, se incrementa el consumo del aire, la potencia indicada, así como también aumenta la potencia absorbida por los rozamientos y la inercia de las partes en rozamiento.

La tendencia está en aumentar siempre el número de revoluciones para intensificar así el consumo de aire y por lo tanto la potencia específica

4) La combustión y el tiempo de encendido. Para lograr un funcionamiento regular y una combustión progresiva, es necesario elegir el instante de encendido y graduar la combustión de manera que el punto de máxima presión esté lo más próxima al comienzo de la carrera de expansión. Como regla general, el instante de encendido y la velocidad de combustión debe regularse de modo que, aproximadamente, la mitad de la presión debida a la combustión se alcance cuando el pistón esté en el punto muerto superior.

Para aprovechar adecuadamente la cilindrada, conviene subdividirla en un número indeterminado de cilindros, para disminuir la cilindrada unitaria permitiendo así un mejor llenado de los cilindros y un más elevado número de revoluciones. Esto a su vez, provoca un aumento del trabajo perdido en las resistencias pasivas y por consiguiente, un menor rendimiento mecánico del motor.

SEGUNDA PARTE

PRINCIPALES PARTES DE LOS MOTORES
DE COMBUSTION INTERNA
Y SU FUNCIONAMIENTO

INTRODUCCION

PARTES PRINCIPALES DE LOS MOTORES DE COMBUSTION INTERNA.

Es importante conocer, desde el punto de vista teórico-práctico, las partes principales de que constan los motores de combustión interna, así como también su funcionamiento de cada una de ellas, ya que cada parte del motor tiene diferente estructura, y efectúan diferente trabajo.

Debido a la detonación que se lleva dentro del motor, la construcción de las diferentes partes del motor deben ser lo bastante rígidas para soportar las fuertes cargas aplicadas sobre las partes internas, así como en los cojinetes del cigueñal, que son los que reciben más esfuerzo.

La forma del cuerpo del motor depende del número, disposición y agrupamiento de los cilindros, del tipo de refrigeración y de la estructura del mecanismo de distribución de los gases.

La estructura de los motores de combustión interna esta constituida por dos partes fundamentales que se atornillan entre sí; La superior es la culata, conocida comunmente como cabeza, y la inferior es el bloque de cilindros o monoblock, en el que se alojan , el cigueñal y otros accesorios.

Dentro de las partes fundamentales de los motores, existen los organos principales, que determinan el funcionamiento del motor, que son: El cigueñal, los pistones con sus respectivos anillos y bulones, las bielas- el bloque de cilindros, la culata, y el mecanismo de distribución.

En los motores de automovil, moderno, con refrigeración con líquido- los cilindros y la parte superior del cárter, forman una pieza de fundición única que se llama bloque. La parte inferior del cárter es el deposito o bandeja de aceite. La culata, generalmente se hace desmontable del bloque, para facilitar su mantenimiento y reparación.

En los motores de refrigeración por aire los cilindros se funden --- aparte y, por lo general, en cada cilindro se coloca una culata independiente.

CAPITULO VI

CIGUEÑAL.

VI.1- Estructura del cigueñal.

Es una de las partes más importantes del motor, ya que persive las cargas periódicas de las fuerzas de los gases y las de inercia de las masas en movimiento alternativo, así como de las de rotación del mecanismo-biela-manivela . Durante el funcionamiento del motor el cigueñal transmite el movimiento de torsión o momento de torsión a la transmisión del automovil y a diversos grupos de mecanismos auxiliares.

Las fuerzas que actúan periodicamente sobre el cigueñal provocan en el vibraciones torsionales y de flexión que en ciertos regímenes de funcionamiento del motor, crean tensiones adicionales que en ciertos casos son importantes.

La estructura y dimensiones del cigueñal dependen del número y disposición de los cilindros, del número de muñones de apoyo y de bielas.

Los cigueñales pueden ser de una sola pieza o compuestos, los últimos se utilizan cuando se emplean cojinetes de rodadura en las bielas y en los apoyos.

El cigueñal, mostrado en la figura .22 consta de los siguientes elementos: extremo delantero, muñones de biela, muñones de apoyo, contrapesos y extremo trasero, en el cual está colocada la brida para sujetar el volante de inercia.

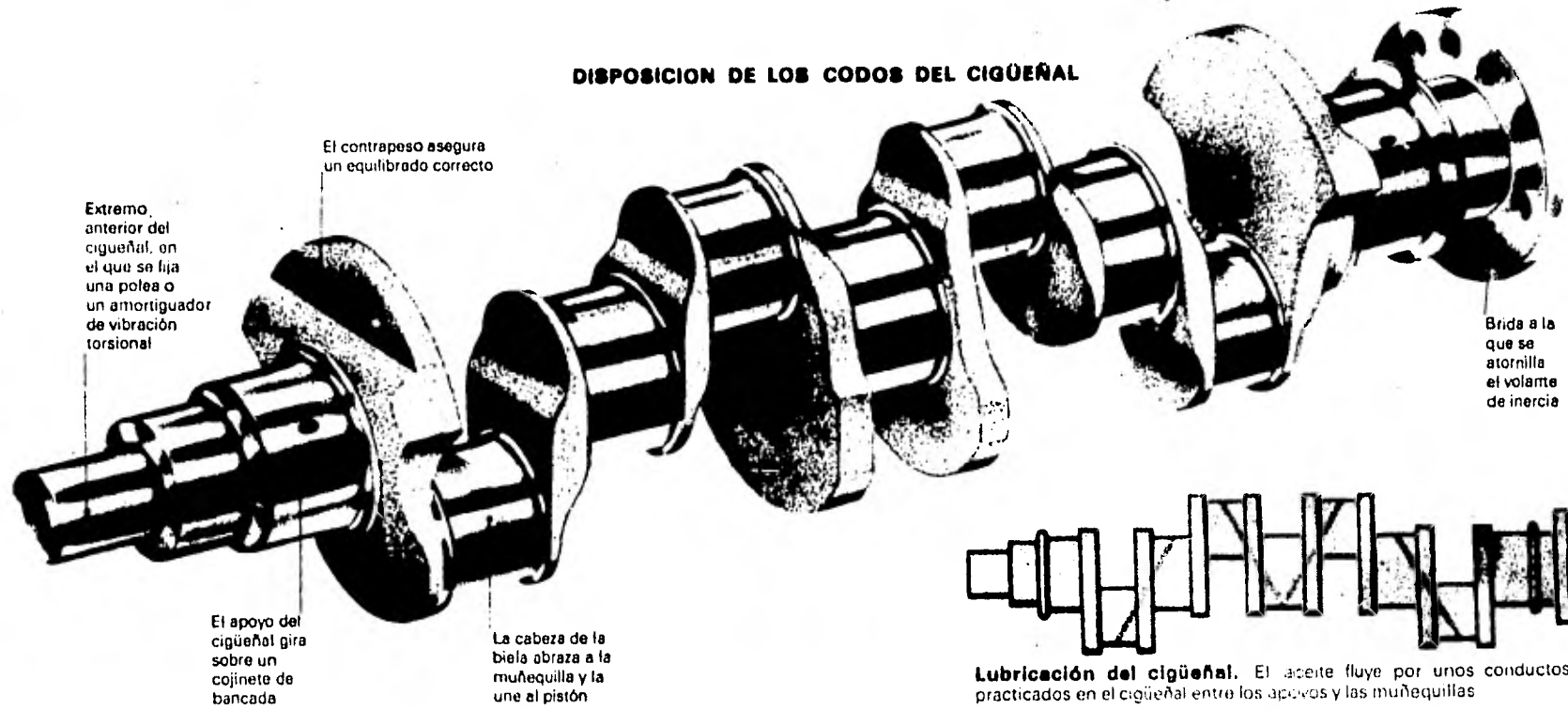
En el cigueñal se monta por lo general el volante de inercia, el piñon conductor de distribución, la polea de accionamiento del ventilador, el amortiguador de las vibraciones torsionales, los deflectores de aceite y otras piezas secundarias.

La longitud del codo o manivela, así como la dimensión de sus componentes principales, dependen de la distancia mínima entre los ejes de dos cilindros contiguos.

En los motores diesel rápidos y en algunos motores de carburador el-

Fig. 220-El cigüeñal

DISPOSICION DE LOS CODOS DEL CIGÜEÑAL



el número de cojinetes de apoyo es igual al número de codos mas uno. Los motores de carburador tienen con frecuencia menos apoyos, En este caso -- entre dos cojinetes de apoyo se encuentran dos codos, lo cual reduce la longitud del cigueñal y las dimensiones exteriores del motor.

Para aumentar la rigidez de estos cigueñales a la flexión se aumentan los diámetros de los muñones de la biela y de los puntos de apoyo, se disminuyen sus longitudes y se engrosan los brazos de los codos. En los motores en V se utilizan cigueñales con todos los apoyos posibles.

Los motores modernos de 4 cilindros en línea tienen por lo general de 3 a 5 cojinetes de apoyo y los de 8 cilindros en V solamente 5 cojinetes de apoyo; los motores de 6 cilindros pueden tener 4 o 7 cojinetes de apoyo.

El cigueñal en la actualidad está fundido o forjado de una sola pieza, y algunas de sus piezas están maquinadas con una tolerancia de hasta 0.025 mm. El material usado normalmente para la construcción del cigueñal es el acero al carbono y en casos de mayor importancia en acero al cromo-niquel o al cromo-molibdeno-vanadio. Actualmente se construyen cigueñales de coches y camiones con fundición esferoidal. En la construcción de los cigueñales es de gran importancia, tener presente, el tratamiento térmico, ya que a causa de las fuertes cargas, hay que adaptar cojinetes con superficies mas bien duras (bronce, latón, duraluminio, etc.), los muñones del cigueñal son endurecidas superficialmente por cementación o con un temple superficial llamado flameado o nitruración. Un procedimiento moderno es el endurecer superficialmente el cigueñal y esto se obtiene mediante el calentamiento eléctrico, seguido de un enfriamiento. El endurecimiento de una capa suficientemente gruesa aumenta la resistencia a la fatiga del cigueñal.

La estructura del cigueñal deberá satisfacer las siguientes condiciones:

- 1) Estar equilibrada estáticamente y dinámicamente.
- 2) Ser muy resistente y segura.
- 3) Tener poca masa.
- 4) Ser simple y de gran rigidez.
- 5) Carecer de resonancia a las vibraciones torsionales y de flexión.

- 6) Estar fabricada con alta precisión, sobre todo en los muñones de biela y de apoyo.
- 7) Tener formas aerodinámicas.
- 8) Descargar los cojinetes de apoyo de las fuerzas y momentos centrífugos.

VI.2- Partes del cigueñal.

Extremo delantero del cigueñal. Esta parte del cigueñal tiene forma escalonada para poder montar en él la polea de accionamiento al ventilador, el dispositivo deflector de aceite, el piñon de distribución y en algunos casos el amortiguador de las vibraciones torsionales que generalmente se unen a un grupo con la polea del ventilador. Todos los dispositivos y piezas que se montan en el extremo delantero del cigueñal se aprietan con unos tornillos que se colocan en la parte frontal del cigueñal. Cuando el cigueñal se monta sobre los cojinetes de rodadura, en el extremo --delantero, debe preverse un sitio para colocar un dispositivo que sirva para suministrar el aceite del cigueñal.

Muñones de apoyo del cigueñal. Estos se hacen de igual diámetro.

Para fijar el cigueñal contra los desplazamientos axiales sirve uno de los muñones extremos o el de enmedio. En algunos motores estos cojinetes se colocan por el lado del mecanismo de distribución de los gases o junto al cojinete de apoyo de enmedio. Si el accionamiento es por cadenas preferible colocar el cojinete de empuje por la parte del extremo delantero del cigueñal, ya que si la cadena se ladea empeora sus condiciones de trabajo.

El aceite para lubricar los muñones de apoyo se suministra desde la conducción general, situada en el bloque, por medio de unos conductos que hay en las paredes de la parte superior del cárter por el lado menos cargado del medio casquillo (semicasquillo).

Brazos del cigueñal. Dichos brazos pueden ser de diferentes formas: prismáticos (en perpendicular rectangulares), ovalados y redondos. En los cigueñales de motores para automovil lo más frecuente es hacer los brazos ovalados o rectangulares.

Si entre los apoyos se encuentran dos codos, la longitud de los bra-

--zos se aumenta y su forma se hace más compleja, lo que dificulta la construcción del cigueñal en su conjunto y aumenta su masa.

La rigidez de los brazos depende del solapado de los muñones de apoyo de las bielas. Quanto mayor sea el solapado de los muñones, mayor será la rigidez y la resistencia de los brazos. La magnitud del solapado de -- los muñones depende de la relación de la carrera del pistón, al diámetro del cilindro y del diámetro de los muñones.

Contrapesos. Sirven para descargar los cojinetes de apoyo de las --- fuerzas centrífugas y de los momentos que estas fuerzas producen. Las primeras se deben a las masas desequilibradas del cigueñal. Para que la masa de los contrapesos sea menor deben construirse de manera que su centro de gravedad se encuentre a mayor distancia posible del eje del cigueñal. La masa de los contrapesos constituye el 70-80% de la masa de las partes gi ratorias. Los contrapesos se forjan y se funden por lo general formando - una sola pieza con los brazos, para que al hacer la reparación se puedan rectificar los brazos del cigueñal.

En ciertos cigueñales de forma compleja, con objeto de simplificar - su estampado, los contrapesos se hacen aparte. En este caso los contrape- sos se sujetan a los brazos por medio de tornillos especiales o de espa- rragos.

Para fijar las cabezas de los tornillos, se sueldan a los contrape- sos. El número y colocación de los contrapesos se determina por el cálcu- lo dinámico.

En los motores que funcionan según el esquema de intercambio de ga-- ses por cárter-bomba, los contrapesos, al ocupar el carter de la manivela disminuye el espacio perjudicial y contribuyen a crear la presión necesaria del aire de barrido.

Muñones de biela del cigueñal. Por lo general los muñones de biela - son de menor diámetro que los muñones de apoyo, ya que al aumentar el diá- metro del muñon de biela aumenta la cabeza de esta. Si se disminuye la -- longitud del muñon de biela aumenta la carga específica con la que empeo- ra las condiciones en que trabaja la película de aceite. Para disminuir - la masa de los muñones de biela es frecuente taladrarlos. El aceite para-

la lubricación de los muñones de biela viene de los muñones de apoyo por unos conductos taladrados en el cigueñal o por unos tubos embutidos, en el caso de muñones huecos.

Extremo trasero del cigueñal. Este tiene generalmente una brida para colocar el volante de inercia. Si el embrague es hidráulico el orificio del volante lo desempeña la caja del embrague. El extremo trasero del cigueñal se empaqueta, por medio de unos anillos deflectores, junto con otros de fieltro o de goma, y de un filete helicoidal en el árbol y de sentido contrario al de rotación del cigueñal.

El volante se sujeta a la brida del cigueñal con tornillos. Los orificios para esto se disponen asimétricamente, con lo que se logra que el volante se monte en una posición determinada. En la cara de la brida hay un aciento para colocar el cojinete del árbol primario de la caja de velocidades.

Cojinetes del cigueñal o de apoyo. Estos cojinetes se emplean para reducir la fricción y como soporte de todas las partes giratorias del automovil, sean estas ejes móviles o de ruedas sobre ejes fijos.

Los cojinetes suelen ser de dos tipos: lisos, en los que la parte móvil gira sobre un casquillo del que se encuentra separado por una fina película de aceite o grasa, y de rodamientos, en los que la carga descansa sobre unas bolas o rodillos.

Semicojinetes o semicasquillos. Los cojinetes, formados por dos semicasquillos, para facilitar su montaje se conocen con el nombre de semicojinetes. Se utilizan en los apoyos del cigueñal, sobre la bancada y en las bielas. Los semicojinetes están formados por un fleje semicircular de acero, cuya parte interior a sido revestida con un material más blando.

Los cojinetes de bancada se alojan en el bloque, y los de biela en la misma biela. Es preciso que el casquillo tenga buen contacto con su alojamiento para asegurar su apoyo y para que el calor generado por la fricción abandone el casquillo por conducción, evitando así el sobrecalentamiento y la subsiguiente falla del motor. El revestimiento puede estar compuesto de varias aleaciones, como puede ser metal blanco, cobre-plomo o aluminio-estaño.

Hubo una época en la que se difundió el empleo de metal blanco, llamado también metal babbitt o antifricción, pero hoy solo se usa cuando el cojinete ha de soportar poca carga. El metal blanco, aleación de estaño--plomo tiene la ventaja de ser blando con lo que las partículas duras que puede llevar el aceite se incrustan en el casquillo en lugar de rayar el eje o el muñón. Sin embargo, esta aleación tiene un punto de fusión bajo y pierde pronto resistencia al subir la temperatura. En los motores modernos se montan semicojinetes de capas múltiples con soportes de acero en los que se combina buena resistencia, buena conducción de calor y poco --desgaste

Uno de los extremos del cigüeñal se halla sometido a un empuje procedente del embrague, y en algunos casos a la reacción de los engranajes que mueven los órganos auxiliares. Si este empuje no fuera controlado, --podría causar movimientos irregulares del cigüeñal, que aumentan el desgaste y el ruido del motor. Para contrarrestar este empuje se utilizan cojinetes axiales, consistentes en segmentos de acero, con sus caras recubiertas de material antifricción. Si el cigüeñal tiende a moverse longitudinalmente por el efecto de este empuje una de las caras del contrapeso central entra en contacto con el cojinete axial, evitando así su deslizamiento.

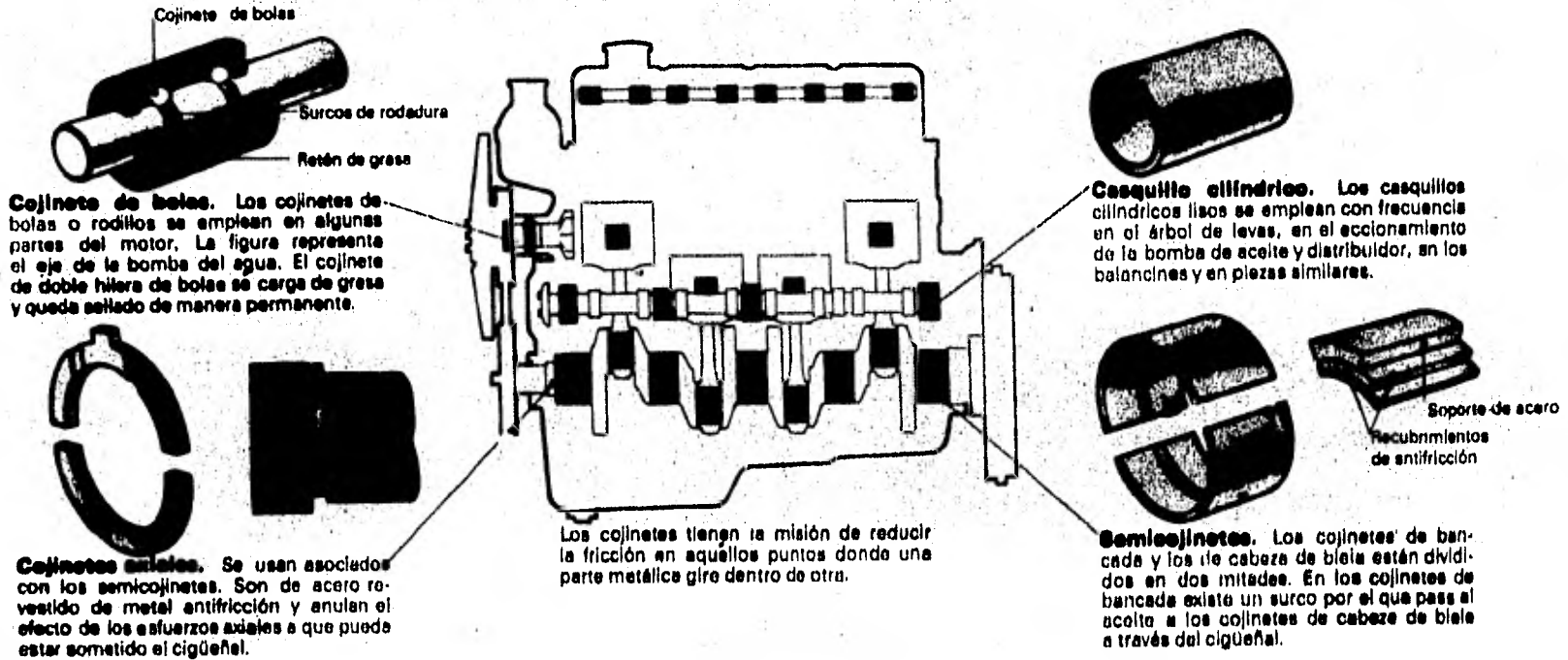
Una bomba determina que el aceite circule a presión circule por una serie de conductos y penetre por los cojinetes de bancada por un orificio practicado en cada casquillo. El orificio se abre sobre un surco que existe alrededor de toda la cara interna del casquillo y, desde este surco se distribuye el aceite. Parte del aceite penetra a unos conductos practicados en el cigüeñal, que conduce a los cojinetes de biela, a los que llega el aceite bajo presión, gracias a la fuerza centrífuga.

El juego entre el eje y los cojinetes, que nunca debe de exeder de --una décima de milímetro, controla el flujo de aceite e incluso la cantidad del mismo que llega a los pistones y cilindros.

El orificio de engrase del cojinete está situado en el punto donde--la presión es mínima, que es precisamente el punto en cuyo nivel el juego es mayor. Al rotar el eje disminuye la cantidad de aceite alrededor del --cojinete y se forma una especie de cuña con el ángulo más agudo alojado --en la zona de presión máxima. La presión autogenerada en la cuña de acci-

Fig. 23- Tipos de Cojinetes del Motor.
-50-

TIPOS DE COJINETES DEL MOTOR



te es muy superior al de la bomba y evita que las superficies mecánicas rocen una con otra, aunque la carga sobre el cojinete sea muy fuerte.

Cojinetes cilindricos. Los cojinetes lisos, constituidos por un cilindro de una pieza, reciben el nombre de cojinetes o casquillos cilindricos. Se usan para los balancines y los pies de biela. Los casquillos más simples pueden estar totalmente compuestos del mismo material, casi siempre de bronce. El casquillo entra a presión a su alojamiento de forma que su taladro de engrase coincida con el previsto para la misma función en el alojamiento.

Si el suministro de lubricante es bajo, este tipo de cojinete puede recubrirse con un material plástico parecido al que se usa para los sartenes preparados para que no se peguen los alimentos. En ocasiones, estos cojinetes pueden ser de un material poroso.

El material poroso se obtiene sometiendo polvo metálico a grandes temperaturas y presiones que hacen que la partícula se funda y forme un material absorbente.

Rodamientos. Los cojinetes de bolas y rodillos son los que mejor evitan la fricción, aunque también son los más caros, se emplean en los órganos auxiliares de los automóviles, como la bomba de agua y el generador así como también en los motores de carreras en los sistemas de accionamiento del árbol de levas en la cabeza. .fig. 23

VI.3- Número y disposición de cilindros.

El número de cilindros se elige tomando por base consideraciones referentes a las características de instalación y de trabajo del motor, dentro de los límites impuestos por el costo de fabricación prefijada. Consideremos las dos soluciones siguientes:

- 1) Muchos cilindros de poca cilindrada unitaria,
- 2) Pocos cilindros de gran cilindrada unitaria.

La primera solución tiene, en comparación con la segunda las siguientes ventajas:

- a) Posibilidad de obtener potencias específicas superiores, aumentando el número de revoluciones máximo del motor.
- b) Mejor rendimiento térmico, ya que el menor diámetro permite el --

empleo de altas compresiones y, por tanto, reducción del consumo específico

c) Mejor posibilidad de refrigeración,

d) Más conformidad del par motor, ya que la diferencia entre valores máximos y mínimos de potencia que dicho par alcanza durante el desarrollo de un ciclo completo, disminuye, en igualdad que en otras condiciones, -- que con el aumento del número de cilindros.

e) Mejor equilibrado de las masas y, por tanto, menos vibraciones.

Por otra parte presenta los siguientes inconvenientes:

a) Aumento de longitud del eje del cigüeñal, o de los ejes en caso de motores con varias filas de cilindros.

b) Empeoramiento del rendimiento mecánico.

c) Aumento del costo de producción.

d) En algunos casos volumen excesivo y peso también excesivo,

e) Aumento en el costo de revisión, mantenimiento y servicio.

Con el problema del número de cilindros está estrechamente relacionado el de la disposición de los mismos. Son múltiples las posibilidades de disponerlos racionalmente y entre ellas, elegimos las comúnmente adoptadas. Como se ilustra en la figura 24

Cilindros en línea figura 24a

Cilindros en líneas paralelas figura 24b

Cilindros en V figura 24c

Cilindros en W figura 24d

Cilindros en H figura 24e

Cilindros contrapuestos, eje de cilindros a 180° figura 24f

Cilindros dispuestos según los lados de un polígono; en triángulo, cuadrado, en exágono, figura 24g,h,i.

Cilindros dispuestos en X figura 24l

Cilindros en estrella o en varias estrellas figura 24m

Cilindros en grupos paralelos al eje motor figura 24n

Es importante seguir una norma en el encendido sucesivo en los diversos cilindros. Como por ejemplo, un motor de cuatro tiempos con un cierto número de cilindros, son posibles distintos ordenes de encendido, debido a esto es necesario escoger el más conveniente y adecuado, guiándose, para ello, con estas dos importantes condiciones:

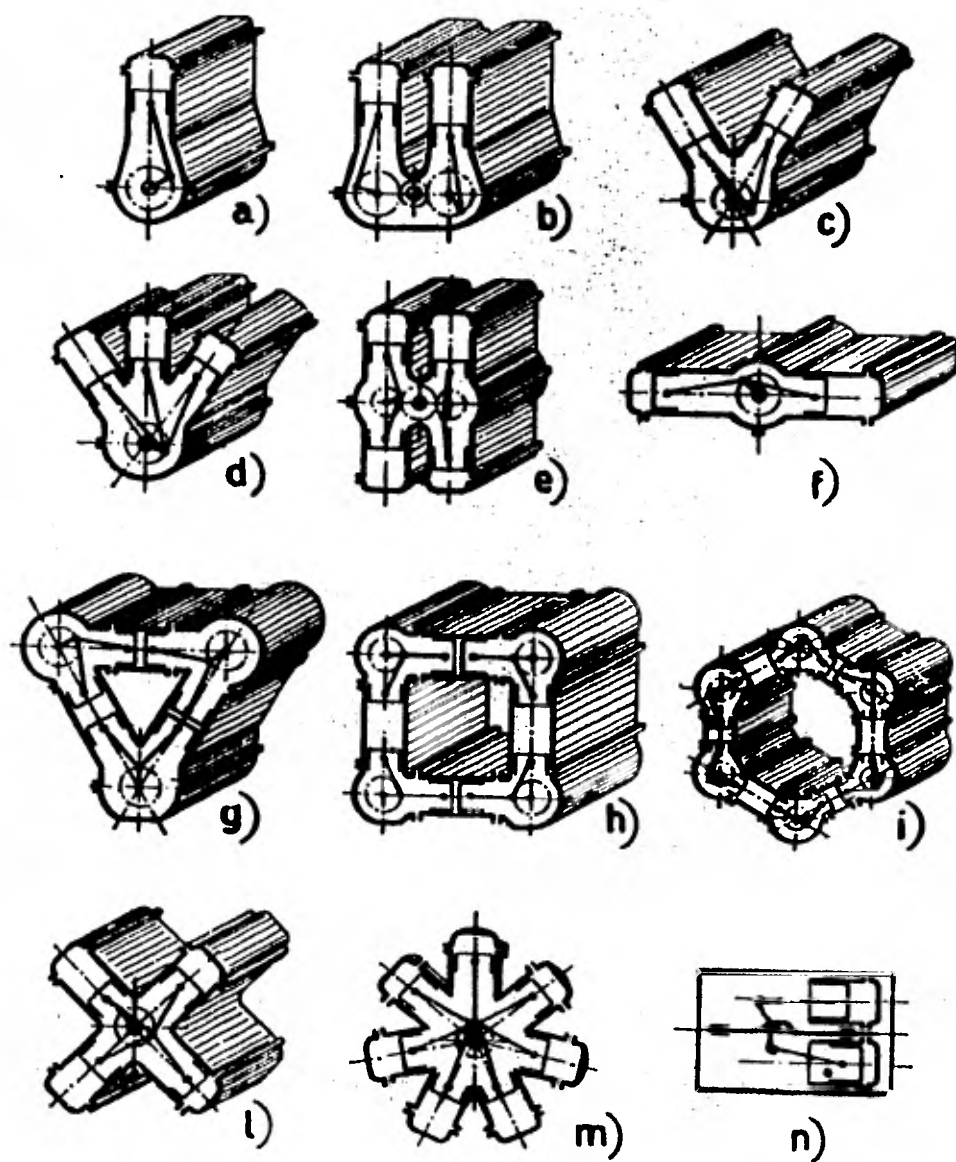


Fig. 24- Disposición de los cilindros

1) Obtener la mayor uniformidad de carga sobre los cojinetes de bancada, lo cual se consigue alternando hasta el máximo los encendidos sobre las diversas manivelas.

2) Procurar en lo posible, que la admisión en los cilindros, en los motores con colector común, no se obstaculicen reciprocamente causando -- irregularidad en alguno de ellos. Así, por ejemplo, para los motores de -- cuatro tiempos de 4 o 6 cilindros en línea, numerando ordenadamente los -- cilindros en el sentido longitudinal, los ordenes de encendido posible -- son:

Para el de 4 cilindros: 1,3,4,2. o 1,2,4,3.

Para el de 6 cilindros: 1,5,3,6,2,4. - 1,2,4,6,5,3.

1,2,3,6,5,4. - 1,5,4,6,2,3.

Para el de 4 cilindros se usa comúnmente la primera solución, ya que presenta algunas ventajas respecto a la segunda, para el motor de 6 cilindros, hay ventajas efectivas con el primer orden de encendido, tanto desde el punto de vista de las cargas sobre los cojinetes, como los convenientes a la regularidad de marcha y a la admisión.

En la siguiente tabla (II-1) se dan los distintos ordenes de encendido comúnmente utilizados en los motores de cuatro tiempos de encendido por chispa.

Tabla II.1 - Orden de encendido.

			N.º de cables	Disposición	Orden de encendido	$\theta = \frac{180}{n}$
			4	en línea	1-3-4-2	180°
			4	horizontales contrapuestos	1-3-2-4	180°
			6	en línea	1-5-3-6-2-4	120°
			6	en V de 60°	1-4-3-6-5-2	120°
			8	en línea	1-6-2-5-8-3-7-4	90°
			8	en V de 90°	1-5-4-6-7-2-8-3	90°
			12	en V de 60°	1-12-4-9-2-11 6-7-3-10-5-8	60°
			16	en V de 45°	1-16-6-11-2-15-5-12 8-9-3-14-7-10-4-13	45°
			16	en V de 90°	1-15-2-16-4-14-3-13 11-8-6-5-10-5-12-7	

CAPITULO VII.

PISTONES Y BIELAS

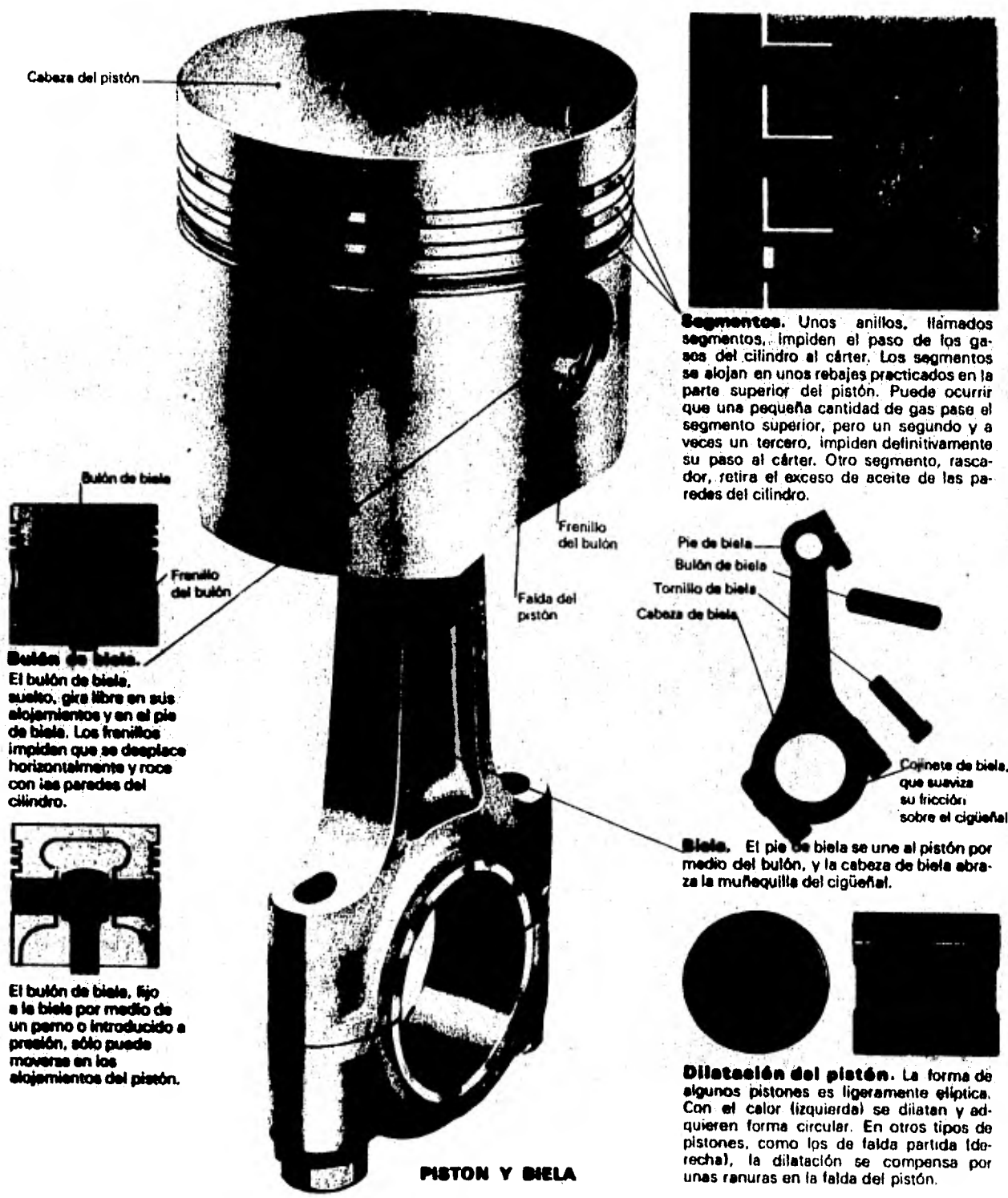
VII.1- Estructura y partes de los pistones.

El pistón cumple la función de pared móvil de la cámara de expansión, es decir, junto con la cámara de combustión y las paredes del cilindro, forman el espacio de volumen variable en que transcurren los procesos de funcionamiento del motor. El pistón debe asegurar la hermeticidad de este espacio y la buena extracción de calor de las paredes del cilindro y del espacio sobre el pistón. Al producir la explosión de la mezcla de gasolina y aire en las cámaras de combustión, el pistón, impulsado por la explosión de los gases, proporciona a la biela fuerza motriz para mover el motor.

El pistón de los motores de encendido por chispa está casi siempre - construido de una sola pieza (figura 2 5) y compuesta por la cabeza, que soporta directamente el empuje del gas, la faldilla, que sirve de patín - de guía al pie de la biela y soporta el empuje lateral, el bulón, perno - pasador o eje del pistón, que actúa como articulación entre el pistón y - la biela y que atravieza el pistón por dos orificios opuestos abiertos en la cabeza o la falda, y los anillos o segmentos del pistón, que suelen -- ser dos de compresión, que impiden que los gases pasen del cilindro al -- cárter , y el anillo rascador de aceite, que retira el exeso de aceite lubricante de la pared del cilindro y lo devuelve al cárter.

Actualmente los pistones de los motores de encendido por chispa están contruidos en aleación de aluminio, que tienen buena resistencia al calor y coeficientes de dilatación poco elevados.

El grupo del pistón es la fuente principal de pérdidas por rozamiento. Así, que en los motores de carburador estas pérdidas constituyen un - 60-70%, y en los diesel hasta un 75% de las pérdidas totales por rozamiento. Por esta razón una de las condiciones principales que se exigen del - grupo del pistón es la de asegurar las menores pérdidas posibles por rozamiento. Además deberá de impedir el paso del aceite del cárter a la cámara de combustión.



Cabeza del pistón

Bulón de biela



Frenillo del bulón

Bulón de biela.

El bulón de biela, suelto, gira libre en sus alojamientos y en el pie de biela. Los frenillos impiden que se desplace horizontalmente y roce con las paredes del cilindro.



El bulón de biela, fijo a la biela por medio de un perno o introducido a presión, sólo puede moverse en los alojamientos del pistón.

Frenillo del bulón

Falda del pistón



Pie de biela

Bulón de biela

Tornillo de biela

Cabeza de biela

Cojinete de biela, que suaviza su fricción sobre el cigüeñal

Biela. El pie de biela se une al pistón por medio del bulón, y la cabeza de biela abraza la muñequilla del cigüeñal.



Dilatación del pistón. La forma de algunos pistones es ligeramente elíptica. Con el calor (izquierda) se dilatan y adquieren forma circular. En otros tipos de pistones, como los de falda partida (derecha), la dilatación se compensa por unas ranuras en la falda del pistón.

PISTON Y BIELA

Fig. 25- Partes del Pistón.

Al variar la temperatura del pistón cambian sus dimensiones, lo que puede ocasionar la alteración de las holguras establecidas en las paredes acopladas pistón-cilindro, pistón-bulón y pistón-anillos.

El pistón de un motor de carburador percibe cerca del 3% de calor -- que se desprende del cilindro. De esta cantidad de calor, cerca del 65-74 % se transmite a través de los anillos y el 20-30 %, a través de la superficie lateral del pistón (principalmente a través de la falda), a la pared del cilindro y al líquido de refrigeración. Cerca de 5-10% del calor pasa del pistón al aire que se mueve dentro de él y a la niebla de aceite.

Partes del pistón.

Cabeza. La cabeza, que junto con la culata forman la cámara de combustión, puede ser de superficie plana, cóncava o convexa, o puede tener -- también una forma especial para conducir el fluido, como en los motores de dos tiempos, o para provocar la turbulencia.

Esta parte del pistón es llamada a veces zona de fuego. La forma de la cabeza depende de la forma de la cámara de combustión y de la disposición de las válvulas, y en el motor de dos tiempos también depende del -- sistema de distribución de los gases.

Quando la cabeza es cóncava (figura 26 a) la forma de la cámara de combustión se aproxima a la esférica (si las válvulas están situadas en la cabeza); aumenta la superficie bañada por los gases calientes y crece la posibilidad de que se forme carbonilla, con lo cual se eleva bruscamente el régimen térmico. La resistencia de la cabeza cóncava es menor que la plana, por lo que en una serie de casos se refuerza. La mecanización de esta cabeza también es muy difícil.

La cabeza convexa (figura 26 b) da a la cámara de combustión forma de rendija, lo que empeora la formación de la mezcla. Debido a la convexidad aumenta la temperatura de la cabeza, pero disminuye la formación de carbonilla. La principal ventaja de esta cabeza es la de disminuir la masa del pistón, por su gran resistencia y la ausencia de vías de esfuerzo.

La cabeza plana (figura 26 c) es intermedia por su característica -- entre las dos primeras y es la que más se utiliza en los motores de carbú

rador.

En algunos casos los pistones tienen deflectores (figura 26d) que contribuyen, al proceso de compresión, a darle la dirección conveniente al movimiento de la carga y, en el proceso de combustión, a que la presión aumente con suavidad.

Falda o faldilla. La faldilla puede estar unida a la culata, en toda la circunferencia o solo parcialmente en correspondencia con los orificios para el bulón. Este último sistema se sigue cuando se quiere aislar en cierto modo la faldilla de la culata para hacerla más elástica y por ello más fácilmente adaptable a la superficie del cilindro.

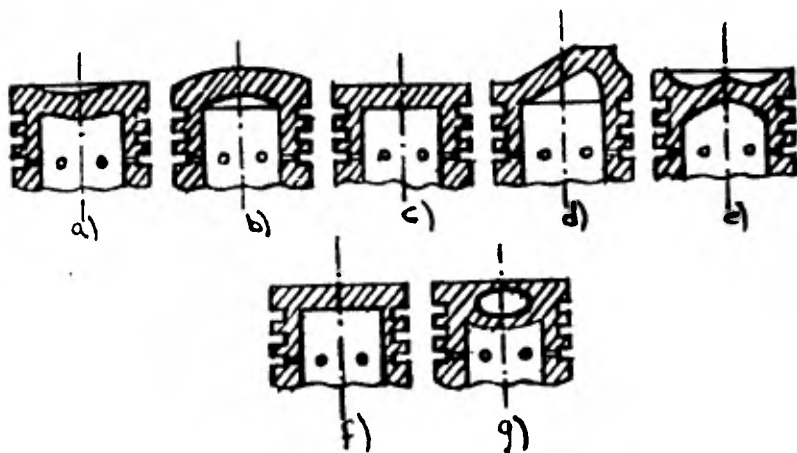


Fig. 26- Formas de la cabeza del pistón.

Para reducir el mínimo de holgura entre el pistón y el cilindro (holgura necesaria para permitir la dilatación debida al calor), y eliminar golpes molestos, se da una cierta elasticidad a la faldilla, practicándole un corte longitudinal. Estas medidas especiales, en la holgura de la faldilla y el cilindro, eliminan la posibilidad de sobreesfuerzo, y para obtener una buena adaptación entre las superficies, como por ejemplo, una cierta ovalización y conicidad de la faldilla, tales que, en caliente (condiciones normales de funcionamiento) el pistón resulte cilíndrico des

pués de la dilatación. Con este objeto se usan en algunas veces pistones bimetálicos; la falda en estos casos está dividida en dos mitades que se unen a la cabeza en la parte correspondiente al orificio del bulón, mediante láminas de acero al níquel (llamado invar), que tiene bajo coeficiente de dilatación.

En los motores de automovil los pistones se construyen más bien largos (de longitud igual o mayor que el diámetro) para tener bajas presiones específicas sobre la faldilla y, por tanto, bajos desgastes tanto en la faldilla como en el cilindro.

Bulón o eje del pistón. El bulón es generalmente un perno tubular -- generalmente construido de acero cementado. Sirve para articular el pistón a la biela y es el eje con respecto al cual oscila la biela lateralmente durante el movimiento alternativo de subida y bajada. El bulón de biela suele ser hueco para pesar menos, y con frecuencia se fija al pistón por medio de dos aros elásticos llamados frenillos. Además, el bulón experimenta una carga térmica debida a la transmisión de calor desde la cabeza del pistón, y al desprendimiento de calor que se produce por el rozamiento del propio bulón con el pie de la biela y con los tetones del pistón (cuyos agujeros sirven de soportes al perno del pistón). Como resultado de esto se crean unas condiciones desfavorables para conseguir el rozamiento con el fluido. Debido a que el rozamiento es semifluido, el bulón y las superficies que están en contacto con el de los tetones del pistón y el pie de la biela se desgastan mucho.

La estructura del bulón debe satisfacer las siguientes condiciones: Poca masa, mínima deformación durante el trabajo, buena resistencia a las cargas de choque y gran resistencia al desgaste. Esta estructura depende en lo fundamental del tipo de ajuste con los tetones del pistón y con el pie de la biela.

Los bulones pueden ser instalados en diferentes formas como son:

- 1) Fijos en los tetones del pistón y giratorios en el pie de la biela --- (Figura 27 a)
- 2) Fijos en el pie de la biela y giratorios en los tetones del pistón --- (Figura 27 b)
- 3) Giratorios libremente tanto en el pie de la biela como en los tetones-

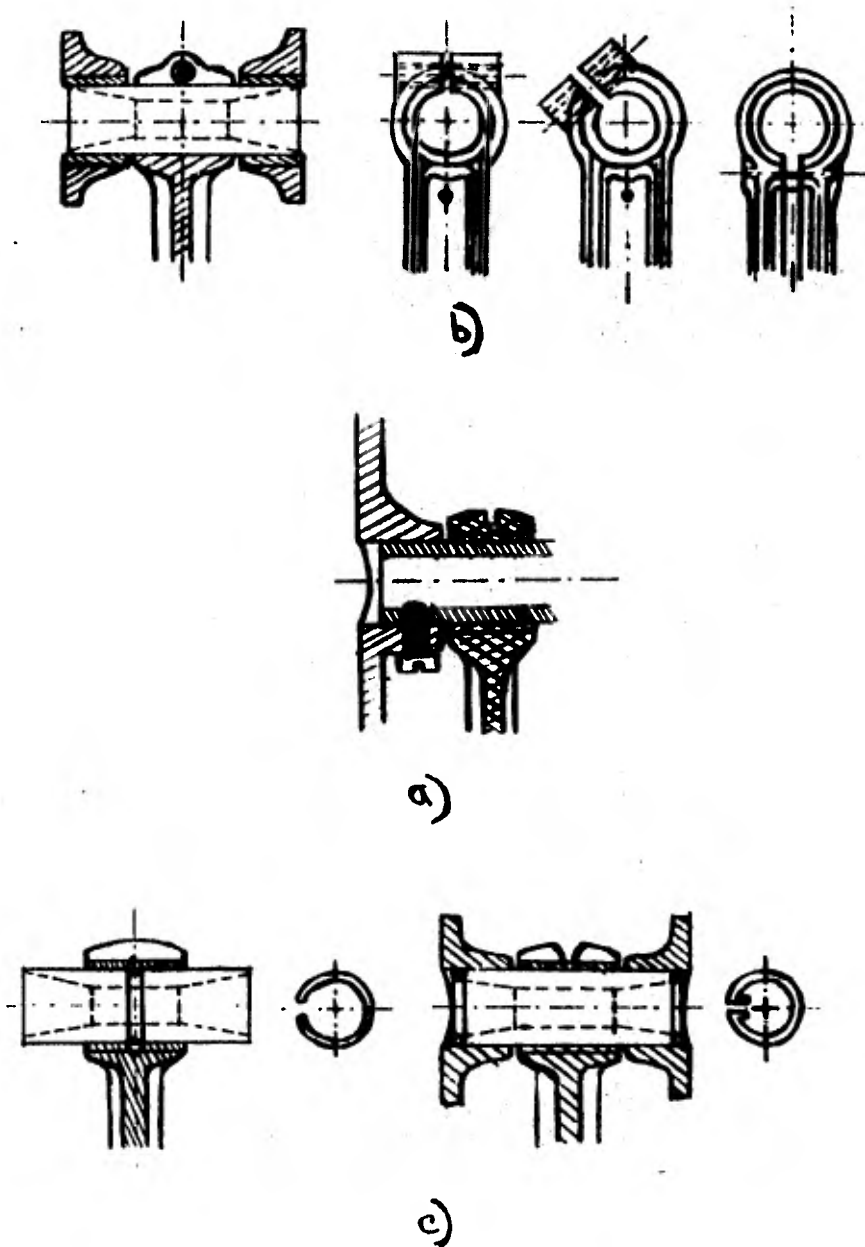


Fig.27- Procedimiento para fijar el bulón del pistón.

del pistón (bulones flotantes), (Figura 27 c).

En el primer caso el bulón sujeta con tornillos; en los tetones del pistón, se encuentran unos orificios roscados así como en la superficie del propio bulón, llamados orificios de retención, en los cuales va a pasar el tornillo. Los inconvenientes de esta sujeción son: El desmenuscamiento de la rosca de retención y la flexión del bulón causada por el aumento de la longitud de su superficie de contacto con el pie de la biela. Debido a esto no se utiliza este tipo de sujeción.

En el segundo caso se reduce considerablemente la anchura del pie de la biela, lo que conduce a una disminución de la masa de esta y de la longitud calculada del bulón y por consiguiente de su flexión.

Este procedimiento de sujeción del bulón es conveniente utilizarlo cuando los pistones son de fundición. Si el pistón es de una aleación cuyo coeficiente de dilatación es grande, como el bulón debe de girar en sus tetones inculso cuando el pistón esté frío, la holgura en el par-bulón-pistón resulta excesiva, cuando la temperatura se eleva.

En el tercer caso en que los bulones son del tipo flotante son los que han alcanzado mayor difusión en la actualidad, ya que se desgastan poco y por igual, tanto en el sentido longitudinal como circular y son como dos para el montaje y el desmontaje. Así, como también disminuirá el peligro de que se pegue el bulón, tanto en la biela como en el pistón. Para evitar el desplazamiento axial del bulón flotante, se emplean diversos procedimientos de sujeción. Si el bulón se fija por medio de un anillo, se dilata su sección de peligro, por lo que es preferible fijarlo con dos clips en los tetones del pistón.

En algunos casos se hace la fijación del bulón con tapones de aluminio o de latón, aumentando así un poco la rigidez del bulón y mejorando la extracción del calor.

Para la lubricación del bulón, el aceite llega a los tetones del pistón por el conducto ubicado por debajo de los anillos rascadores y a través de unos orificios que hay en dichos tetones.

En el pie de la biela se lubrica el bulón en el aceite que salpica el mecanismo biela-manivela, que llega al bulón por el orificio que hay

en el mencionado pie, con el aceite que llega por un conducto practicado en la biela del muñon de esta del cigueñal.

Anillos o segmentos del pistón. Los anillos del pistón evitan que -- los gases de la cámara de combustión lleguen al cárter del motor, asegurando la hermeticidad del espacio sobre el pistón y las paredes del cilindro. Además, los anillos del pistón evacuan una gran parte del calor que se percibe en el fondo del pistón (en la cabeza del mismo) por las paredes del cilindro e impide la penetración del aceite del carter en la cámara de combustión.

Los anillos se pueden dividir por la función que desempeñan en dos grupos que son: anillos de compresión y anillos selectores o rascadores de aceite. Los anillos trabajan en condiciones duras, realizando un movimiento de vaivén, con gran carga, considerable velocidad de desplazamiento y alta temperatura. Esto da como consecuencia la mayoría de los defectos en el funcionamiento del grupo del pistón y los anillos. Los anillos llegan a elevadas temperaturas debido al contacto con los gases así como el rozamiento con las paredes del cilindro. Esta temperatura en el anillo superior alcanza de 200 a 250 °C en pistones de aluminio, y 350 a 450 °C en pistones de fundición.

El anillo superior es muy difícil de lubricar, sobre todo cuando se encuentra el pistón en el punto muerto superior. En esta zona el rozamiento del anillo con la pared del cilindro se aproxima al semiseco, provocando así un desgaste mayor tanto en el anillo como en la pared del cilindro

Una de las principales condiciones para que los anillos ajusten bien (sin claros) a la pared del cilindro y a las paredes de las ranuras del pistón, son el tipo de material, tanto del anillo como la camisa.

Las condiciones de funcionamiento de los anillos empeoran bruscamente cuando vibran y los gases penetran en el cárter del motor, lo que ocurre en el caso de los anillos que pierden elasticidad debido al desgaste grande y desigual de ellos mismos, del cilindro y de las ranuras.

En estas condiciones se eleva mucho la temperatura de los anillos, se cubren de carbonilla, aumenta el consumo de aceite, empeoran las propiedades mecánicas de que están echos y crece su desgaste.

Los anillos de compresión junto con las ranuras del pistón y los huecos que quedan en ella desempeñan la función de empaquetadura de laberinto. Una empaquetadura de laberinto es un sistema de cavidades que se comunican entre sí por medio de rendijas estrechas.

Los anillos se aprietan a las paredes de los cilindros por la acción de las fuerzas elásticas y de la presión de los gases por la parte de las ranuras del pistón.

Los anillos pueden tener sección rectangular, trapezoidal y de otros tipos. Antiguamente se utilizaban anillos de sección rectangular simple, pero debido a una serie de defectos ya se utilizan poco.

En la actualidad se utilizan anillos con superficie cónica. Esto es, cuando el anillo se mueve hacia arriba, en su espacio cónico se acumula aceite, que mejora la lubricación del cilindro, cuando se mueve hacia abajo, con su arista inferior rasca el aceite.

El cierre de los anillos utilizado en los motores de automovil principalmente, es como cierre recto, ya que es más fácil de fabricar y casi no aumenta el paso de los gases en comparación al escalonado que es muy difícil de montar y es utilizado en motores lentos y el oblicuo que puede romperse al montarlo al pistón debido a la pequeña altura de los anillos, (Figura 28)

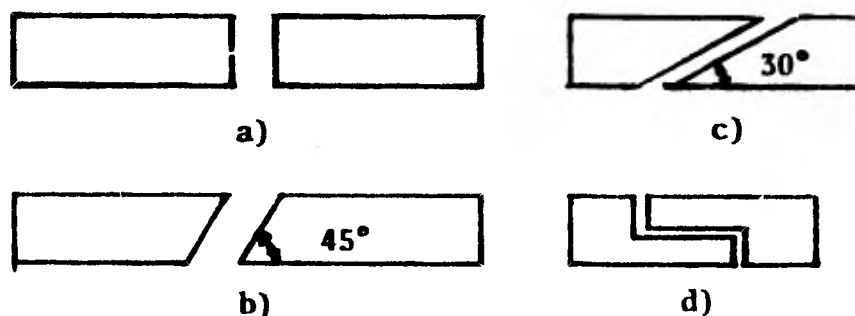


Fig.- 28- Cierre de los anillos del pistón. a) recto b) y c) oblicuo d) escalonado.

VII.2- Bielas.

El grupo de la biela sirve para transformar, en el motor, el movimiento alternativo o de vaivén del pistón en movimiento de rotación del cigueñal. Al funcionar el motor, el grupo de la biela efectúa un movimiento complejo durante el cual sufre la acción de las fuerzas variables por su magnitud y sentido de los gases de inercia.

La estructura del grupo de la biela se puede dividir como sigue: La biela, los semicojinetes y los tornillos sujetadores o esparragos, con tuercas.

El grupo de la biela debe ser suficientemente resistente y a la vez rígido, así como tener poca masa.

La biela propiamente dicha esta compuesta de tres elementos estructurales: El pie, el cuerpo y la cabeza, como se ilustra en la figura 29.

La cabeza que abraza al perno de la manivela del eje, el pie que abraza al bulón, y el cuerpo o caña que une todo el conjunto. Cuando el bulón es libre de girar en el pie de la biela, este está provisto de un cojinete de bronce montado a presión, su lubricación se obtiene por medio del aceite proyectado por la manivela, a través de un orificio practicado o un cote en el pie de la biela, o bien por medio de aceite bajo presión que procede del eje motor a travez del cojinete de las cabezas y un tubo-delgado o un largo orificio en el cuerpo de la biela (figura 30).

La cabeza, exepctuando en algunos caso, en que el cojinete es de rodillos, está dividida en dos partes: la parte desmontable, que es el sombrerete o tapa, que se mantiene en su asiento por medio de tornillos que pueden ser fijos o móviles a la biela. El plano de unión entre el cuerpo y el sombrerete está algunas veces inclinado respecto al eje de la biela con objeto de tener menor volumen transversal y permitir así que la biela pueda desmontarse deslizando con el pistón desde la parte alta del cilindro. En el orificio de la cabeza de la biela está el cojinete dividido en dos mitades llamadas casquillos, uno aplicado a la biela y otro al sombrerete. Un tetón, por lo general alineado con el eje longitudinal del cuerpo, impide desplazarse a los casquillos.

El cuerpo tiene frecuentemente una sección de doble " T " con unio--

nes amplias para evitar puntos de esfuerzos concentrados y secciones peli-
grosas,; y en algunas veces es tubular para lograr mayor ligereza.

Las bielas son obtenidas por estampado dejandose la superficie del --
cuerpo sin maquinar en los motores para automovil, ya que no es necesario
El material comunmente usado es el acero al carbono, y el acero al cromo-
níquel o al cromo-molibdeno-vanadio, en casos especiales en que se necesi-
ta mayor resistencia. Tambien se construyen bielas estampadas en duralumi-
nio.

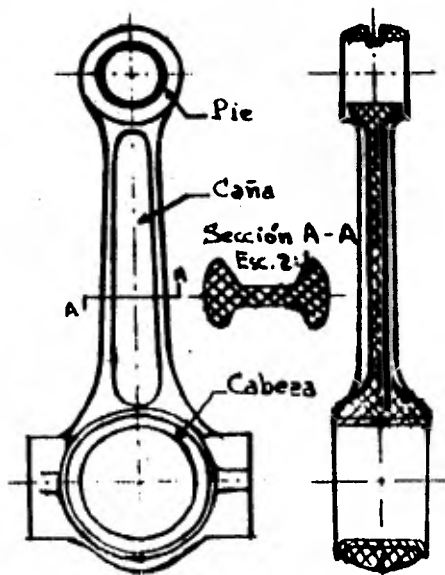


Fig.29- Biela.

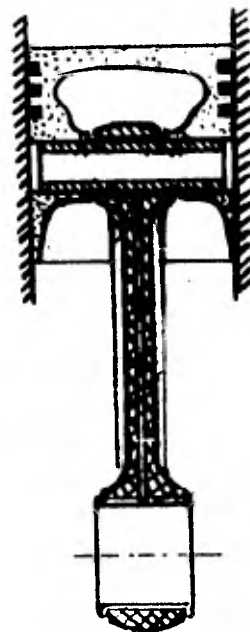


Fig.- 30. Biela taladrada
para la lubrica-
ción forzada del
bulón.

CAPITULO VIII

CONJUNTO DE COLINDROS O BLOQUE.

VIII.-1. Estructura del bloque.

La estructura del bloque debe tener buenas cualidades técnicas, poseer buena resistencia y rigidez, extraer bien el calor y ser comodo para el montaje, la inspección y la regulación de los mecanismos que se encuentran fuera y dentro del motor.

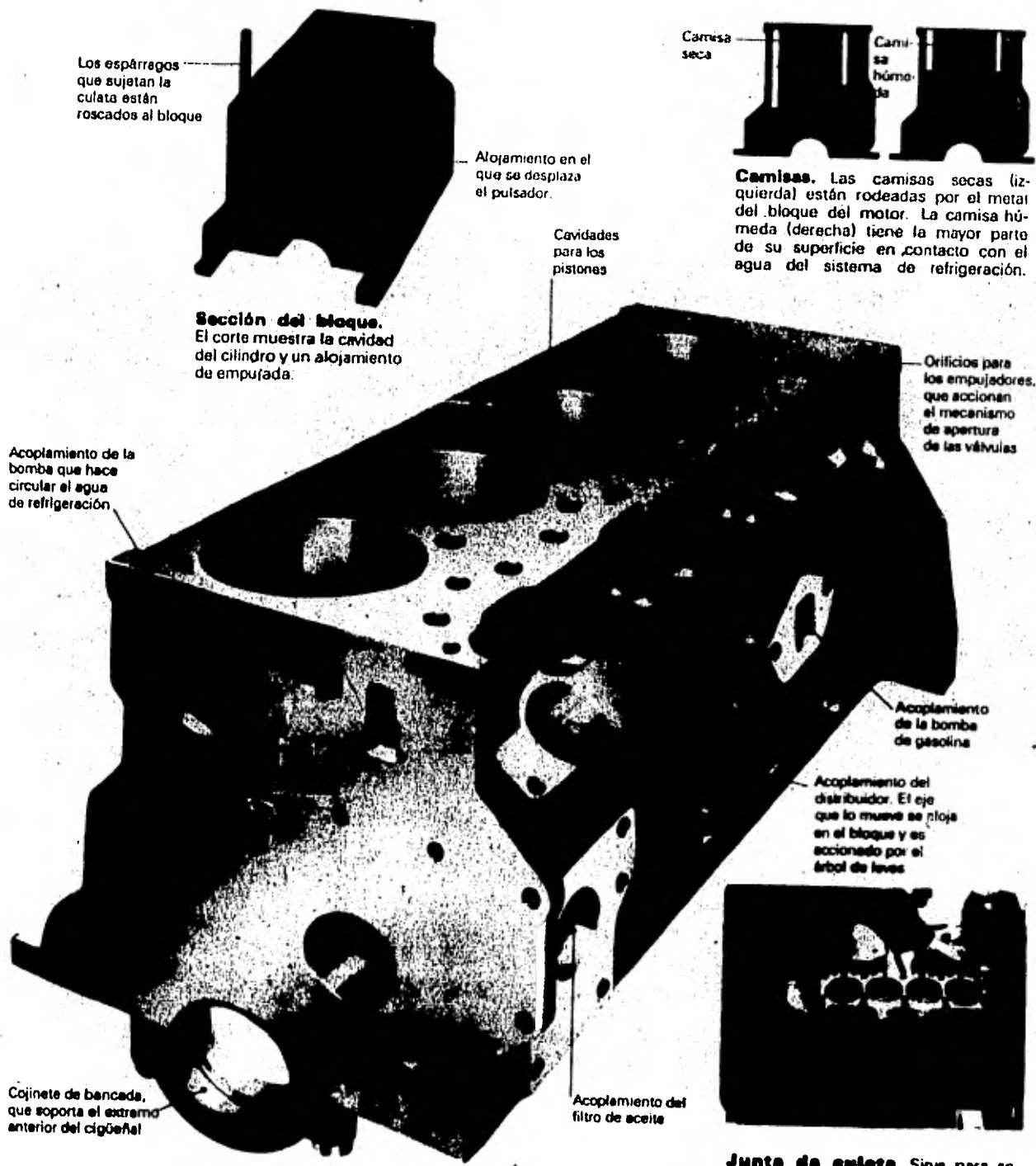
El bloque soporta por medio de cojinetes al cigueñal y sirve para unir entre sí los varios grupos de partes mecánicas además de cerrar y proteger en su interior los órganos rotativos de aceite lubricante. El bloque que lleva las pestañas o soportes para sujeción del motor a la estructura que lo sostiene (chasis); por ello debe soportar, además de los esfuerzos internos que actúan sobre las manivelas y los cilindros, también el par de rotación, (figura 31).

En los motores para automovil, moderno, con refrigeración por líquido, los cilindros y la parte superior del cárter forman una pieza de fundición única que se llama bloque. Si el bloque y la parte superior del cárter se funden separadamente, el bloque se sujeta al cárter por medio de tornillos o esparragos.

Los cilindros para motores con refrigeración por líquido se funden con paredes dobles, entre las cuales circula el líquido refrigerante. El espacio que queda entre estas dos paredes se llama chaqueta de agua. El bloque del conjunto de cilindros se hace generalmente desmontable y común para varios cilindros.

En los motores de refrigeración por aire los cilindros se funden por separado y se sujetan a la parte superior del cárter. Por el tipo de sujeción se distinguen: 1) Cilindros con esparragos sustentadores, en los que los esparragos largos atraviezan la culata y el cuerpo del cilindro y se sujetan en el cárter superior (cilindros comprimidos) y 2) Cilindros con sujeción independiente a la parte superior del cárter y culatas que se atornillan a ellos (cilindros sustentadores).

El bloque de cilindros y la parte superior del cárter, suelen ser de



Sección del bloque.
El corte muestra la cavidad del cilindro y un alojamiento de empujada.

Camisas. Las camisas secas (izquierda) están rodeadas por el metal del bloque del motor. La camisa húmeda (derecha) tiene la mayor parte de su superficie en contacto con el agua del sistema de refrigeración.

BLOQUE DE UN MOTOR DE CUATRO CILINDROS EN LINEA

Junta de culata. Sirve para sellar el espacio comprendido entre el bloque y la culata y evita fugas de gases y del agua de refrigeración.

Fig. 31- El Bloque del Motor.

ierro fundido (fundición gris) con aditivos de aleación (níquel, cromo, manganeso y otros). También se utilizan las aleaciones de aluminio para conseguir una mayor ligereza y una mayor disipación de calor.

El bloque lleva los orificios para el paso del aceite, para los soportes del eje de los camones, para las guías de las válvulas y bridas principales de conexión como: planos de acople de los cilindros y de las culatas, planos de la bandeja de aceite (cárter) y eventuales tapas de cierre; planos de unión con la caja de mandos auxiliares; el correspondiente a los mandos de distribución, y en el de la caja de velocidades; además lleva las uniones para el motor de arranque, etc.

VIII.2- Cilindros y camisas.

En un principio los cilindros fueron construídos independientes unos de los otros; actualmente, en las aplicaciones automovilísticas y aeronáuticas, todos los cilindros están dispuestos en un plano conteniendo los ejes paralelos entre si, y se agrupan formando el conjunto o bloque de cilindros. Se hace excepción de los motores refrigerados por aire en los cuales, a causa de las aletas, los cilindros están generalmente separados.

La ventaja de la construcción en un bloque de cilindros, comparadas con aquellas en los cuales los cilindros son separados, son las siguientes:

- 1.- Disminución de la longitud total del motor.
- 2.- Aumento de la rigidez del motor.
- 3.- Simplificación de la refrigeración.
- 4.- Menor costo de producción y mejor aspecto estético.

El bloque de cilindros que puede ser construído con culata integral o con culata independiente; en este último, salvo raras excepciones, los cilindros pueden estar realizados en dos formas: con los cilindros formando parte integral del bloque, esto es, macánizando la parte interior del monoblock dando cavidad al pistón; o bien, provisto de camisas postizas, las cuales pueden ser húmedas o secas. La rigidez del bloque de cilindros va a depender del tipo de camisas y del ajuste a que esten sometidos, (figura 32).

La denominación de camisa húmeda proviene del hecho de que en el

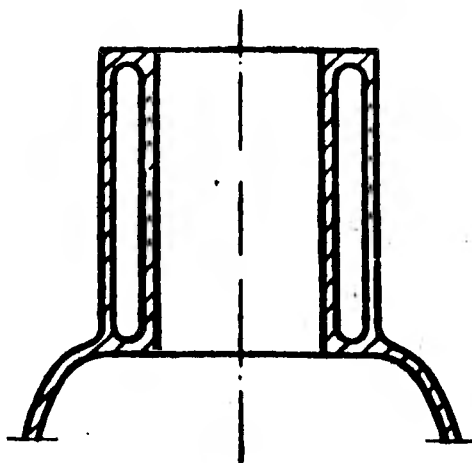


FIG. 273. — Cilindro integral.

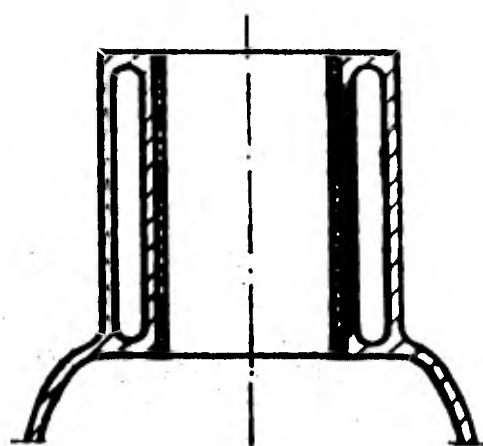


FIG. 274. — Cilindro con camisa seca.

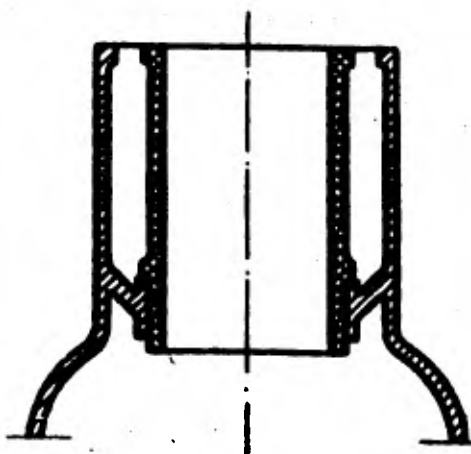


FIG. 275. — Cilindro con camisa húmeda

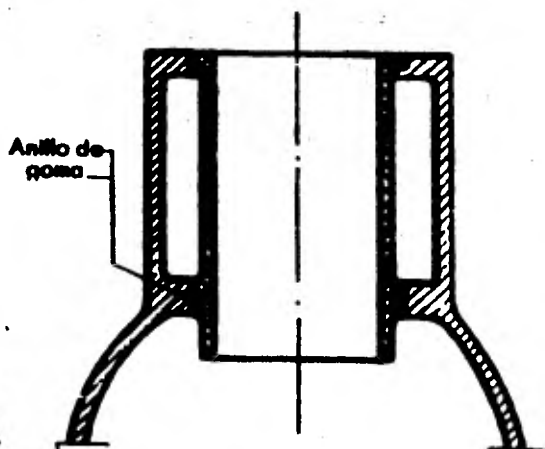


FIG. 276. — Cilindro con camisa húmeda y estabilidad por medio de anillos de goma.

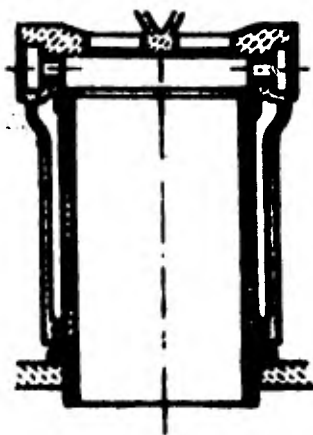


FIG. 277. — Cilindro con camisa húmeda (tipo Rolls-Royce).

Fig. 32- Tipos de camisas.

bloque de cilindros se tiene contacto directo con el líquido de refrigeración mientras que en las camisas secas el bloque de cilindros tienen contacto directo con la superficie externa de las camisas.

Las camisas húmedas extraen mejor el calor y se usan en los motores forzados. Los bloques de camisas húmedas son menos rígidos que los de camisas secas.

Las camisas de los cilindros deben reunir las condiciones siguientes:

- 1.- Suficiente solidez para aumentar la fuerza de los gases.
- 2.- Buena resistencia al desgaste de la superficie interna durante un largo plazo de funcionamiento del motor.
- 3.- Altas propiedades antifricción y anticorrosivas.
- 4.- Empaquetadura firme y posibilidad de dilatarse en sentido longitudinal (para las camisas húmedas).

Las camisas secas pueden colocarse a lo largo del cilindro (figura 33 a) o solamente a la mitad del cilindro (figura 33 b) teniendo en consideración que en este caso sufren más desgaste las camisas debido a su poco apoyo en el cilindro. En algunos casos se coloca la camisa libre del cilindro en toda su longitud dejando un pequeño huelgo entre los dos (aproximadamente de 0.05mm), el cual desaparece cuando el motor funciona, debido a que la temperatura de las camisas no es igual a la de las paredes del bloque.

Las camisas secas que se ajustan a presión y que se colocan a lo largo del cilindro pueden carecer de rebordes anulares de apoyo. En otros casos para evitar que las camisas se desplacen axialmente, cuando el pistón se agarrota, se deben utilizar anillos de apoyo de seguridad, como se indica en la figura 33 c, en donde la holgura s permite que la camisa se desplace libremente al deformarse térmicamente.

Las camisas húmedas se refrigeran mejor y debido a esto se pueden sustituir con facilidad, ya que estas no se adhieren demasiado al cilindro, haciendo así el mantenimiento cuando una de estas se deteriora, pudiendo cambiarlas sin quitar el motor del chasis. Para que se conserve su forma geométrica, la camisa tiene dos resaltes anulares guías (uno arriba y otro abajo), siendo el diámetro del inferior algo más pequeño.

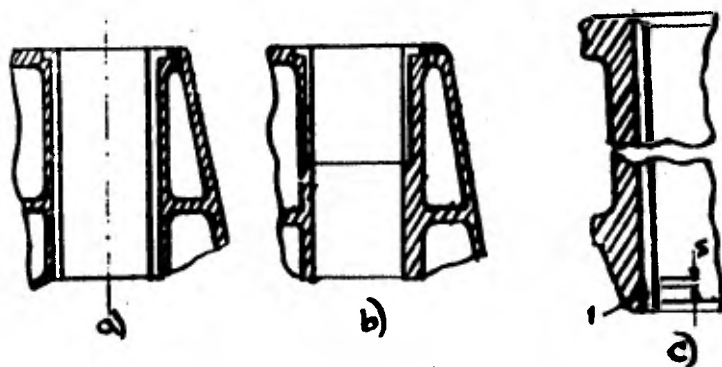


Fig.-33. Cilindros con camisas secas: a) a lo largo del cilindro
 b) en la parte superior del cilindro c) fijación de la -
 camisa seca para evitar desplazamientos axiales.

que el superior.

Con el empleo de las camisas se tiene la ventaja de poder elegir para su construcción un material de gran dureza superficial y resistente al desgaste, como es la fundición centrífugada, la fundición tratada o el acero nitrurado. El bloque de cilindros sin camisas se construye en fundición de grano fino que se presta bien para su elaboración y fundición, y por sus particulares condiciones para ofrecer una superficie lisa que fácilmente se adapta, después de su desgaste inicial en el periodo de asentamiento, a la forma del pistón. Para mejorar la resistencia al desgaste se emplea una fundición al fósforo-manganeso, o al níquel-cromo-molibdeno.

La duración de las camisas se puede aumentar de los siguientes modos

- 1.- Instalando un termostato en el sistema de refrigeración, disminuyendo con este, el desgaste dos veces menos que sin el.
- 2.- Utilizando ventilación en el cárter para desalojar los gases que lleguen a él desde los cilindros.
- 3.- Empleando filtros de papel para una depuración fina.
- 4.- Depurando el aire en dos etapas.

5.- Colocando frente del radiador percianas mandadas por un termostato independiente.

VIII.3- Cárter.

En los motores de automovil la parte inferior del motor se le denomina cárter o bandeja, y es el depósito del aceite lubricante del motor. Está fabricado en chapa de acero, en aleaciones de aluminio o de magnesio y se fija a la parte inferior del bloque por medio de tornillos. El cárter, corta la entrada de polvo y suciedad, y para hermetizar la unión entre este y el bloque se colocan juntas de papel o corcho.

El ajuste delantero de las mitades (dos) de la bandeja se puede hacer por la superficie cilíndrica del sombrerete del cojinete de apoyo delantero o de una brida atornillada a él e igual en el apoyo trasero mediante una junta.

CAPITULO IX

CULATA DE LOS CILINDROS (CABEZA).

IX.1- Estructura de la culata.

Durante cierto tiempo en las construcciones de los motores de automóvil, por razones de ligereza, las culatas fueron construídas en una sola pieza junto con el bloque, siendo esto poco práctico para su reparación y para su mantenimiento. Actualmente casi todos los motores son con culatas independientes, facilitando así la construcción y el montaje. En los motores pequeños todavía se fabrican las culatas unidas con el bloque formando una pieza, mientras que en los motores grandes a menudo se subdividen en grupos o bien están las culatas separadas para facilitar su mantenimiento y su reparación.

La unión entre la culata y el bloque se obtienen por medio de espárragos, dispuestos de manera que aseguren la hermeticidad e impidan deformaciones bajo la acción del calor. Para asegurar la hermeticidad de los gases y del agua de refrigeración entre la culata y el bloque se usa generalmente una junta, llamada junta de culata. Cualquier deformación en las caras de la culata o del bloque pueden producir fallos en la junta, que originan pérdidas de compresión o de agua. Estas deformaciones pueden producirse si el motor funciona con insuficiente cantidad de agua en el sistema de refrigeración, o por alguna falla que origine calentamiento excesivo en el motor.

Junta de la culata. La junta de la culata contiene varios orificios-recortados para los espárragos, para los empujadores, para las cámaras de combustión y para el paso del líquido de refrigeración, desde el bloque hasta la culata. Esta junta está sometida a la acción de altas temperaturas y presiones, y debe ser lo suficientemente elástica para llenar todos los poros y fisuras del bloque y de la culata después del mecanizado.

En los motores de combustión interna se utilizan los siguientes tipos de juntas: metálicas, compuestas de aluminio y de cobre; metálicas, compuestas de un juego de hojas delgadas; metálicas, formadas por una lámina fina de acero con canales de diferente profundidad estampadas con la forma de los agujeros arriba mencionados; y blandas, prensadas de cobre y

amianto, hierro y amianto, acero y amianto, etc.

El espesor de las juntas depende de la rigidez de la culata y del -- bloque, de la deformación del material de la propia junta y de la calidad del mecanizado de la superficie de ajuste. En los motores con una gran relación de compresión se utilizan juntas metálicas delgadas.

En ciertos motores se utilizan anillos de empaquetadura, de cobre o aluminio, individuales para cada cilindro que penetran en el extremo inferior de la camisa, sellando así el paso del agua de enfriamiento al cárter. En otros casos similares a este aparte de utilizar los anillos se empaquetan con arandelas de goma que se instalan en unos rebajos especiales

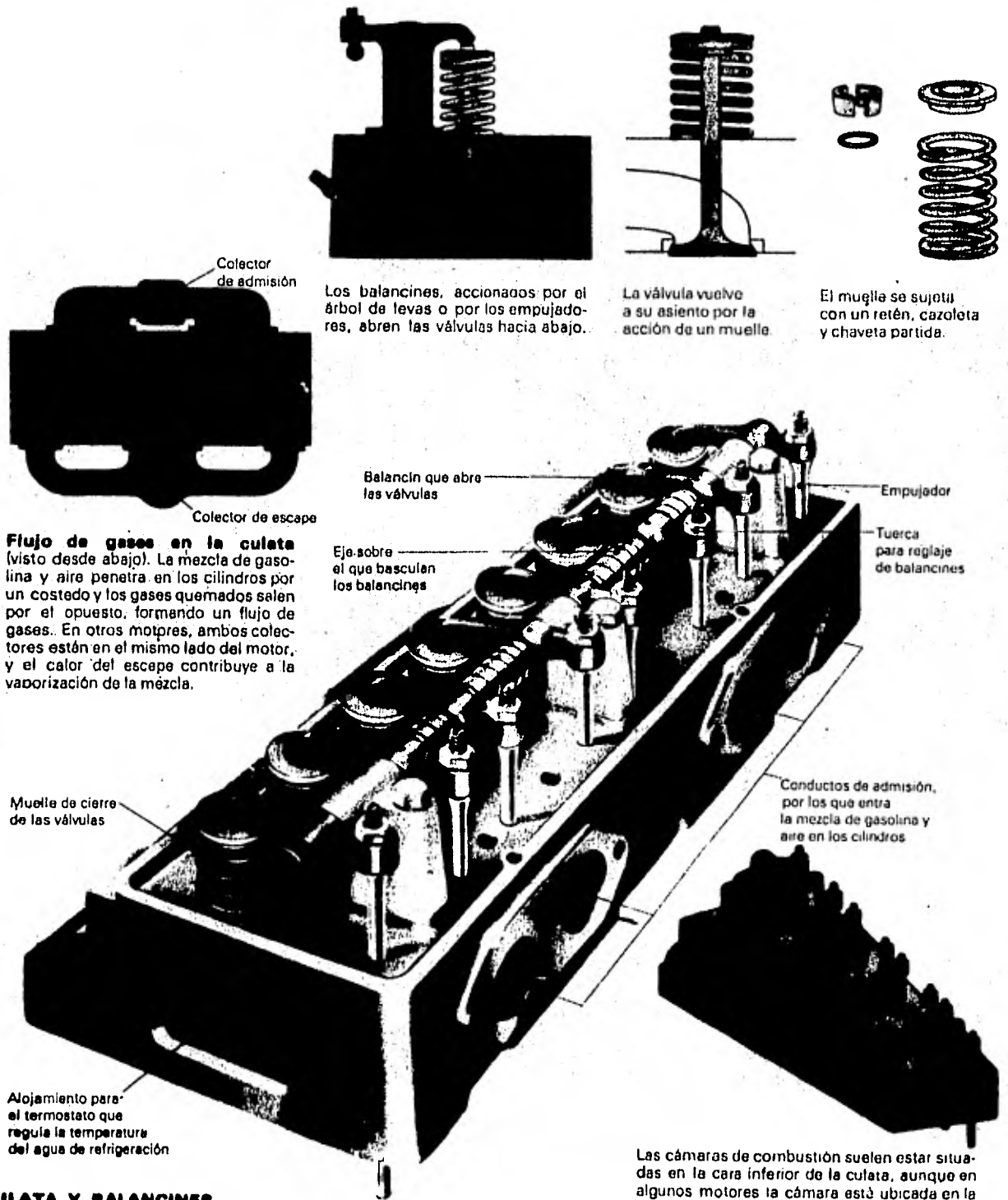
Las culatas de los cilindros se fabrican de fundición gris (hierro colado) y otras con aditivos de níquel, cromo, manganeso, etc., y de aleaciones de aluminio; el aluminio además de la ventaja de su ligereza permite una mayor relación de compresión gracias a su elevado coeficiente de transmisión de calor. Pero las culatas de aleación de aluminio necesitan refuerzos en las guías y asientos de las válvulas que pueden presentar dificultades en su unión con el bloque fabricado de fundición, debido a -- los distintos coeficientes de dilatación de ambos materiales.

La estructura de la culata de los cilindros depende de la forma de la cámara de combustión, del número y disposición de las válvulas, de las bujías de encendido, de los conductos de admisión y escape, del sistema de refrigeración y de las formas que tengan las tuberías exteriores.

La culata de los cilindros consta de los elementos siguientes: la cámara de combustión, que forma con el pistón y la pared del cilindro; los conductos de admisión y escape; las paredes y los huecos para el líquido de refrigeración o las aletas en el caso de los motores de refrigeración por aire, (figura 34).

IX.2- Cámaras de combustión.

La forma de la cámara de combustión y la posición de la bujía tienen gran influencia sobre el desarrollo de la combustión así como también sobre el rendimiento térmico. En general se puede decir que la pared de la culata y de las válvulas deban estar enlazadas de forma que permitan esco



CULATA Y BALANCINES

Fig. 34- Culata del Motor.

ger una posición de la chispa que favorezca la realización de combustión con la mayor regularidad posible.

Además la forma de la pared superior debe estar construida de tal modo que contribuya a este fin.

Cualquiera que sea el diseño de la cámara para obtener una mayor eficiencia deberá cumplir con los siguientes requisitos:

1.- Que la presión en el cilindro aumente de manera que el valor máximo sea alcanzado cuando el pistón llegue apenas al punto muerto superior y disminuya gradualmente durante la fase de expansión; la fuerza ejercida por el gas se desarrolle gradualmente, lo cual equivale a decir que el gradiente de presión es mantenido entre los límites del punto muerto superior y el punto muerto inferior.

2.- No provocar las condiciones a consecuencia de las cuales se verifique la detonación.

Para realizar las condiciones del inciso 1, la cámara debe estar diseñada de modo que la velocidad de la flama se mantenga lo más elevada posible por medio de una buena turbulencia y además se quemé la mayor parte posible de la carga tan pronto como salte la chispa, con una progresiva reducción de la cantidad de mezcla que se quema al realizarse la combustión.

En el caso del inciso 2, las posibilidades para reducir la detonación pueden ser:

a) Mantener baja la temperatura de la carga que se quema al final, que por lo general es la más distante a la bujía, procurando que en esta parte de la cámara sea elevada la relación entre la superficie y volumen, esto es, que hay que refrigerar enérgicamente la parte de mezcla más alejada a la bujía.

b) Reducir el recorrido de la flama, colocando, para ello, la bujía en la posición más centrada posible, colocando dos bujías en las paredes de la cámara.

Quando la cámara este diseñada para obtener la mayor potencia específica, habrá de permitir la disposición de válvulas de gran diámetro, pero a un mismo tiempo, a fin de reducir las pérdidas de calor ocasionadas por

la refrigeración, se ha de proceder de modo que la relación entre la superficie de las paredes y volumen de la cámara sea lo más baja posible.

En la figura 35 se ilustran los principales tipos de cámaras, comenzando por aquellos de válvulas laterales hasta los más modernos de mayor difusión en la actualidad.

Entre las cualidades de una cámara de combustión hay que considerar también la llamada resistencia al envejecimiento. Esta resistencia se determina midiendo la diferencia entre el adelanto soportado hasta el límite de la detonación de la cámara al comienzo del funcionamiento, y el que corresponde al instante en que la cámara se ha estabilizado en lo que respecta a la formación de depósitos carbonosos (esto es, cuando la cantidad de los nuevos depósitos alcanza solamente a compensar la cantidad de depósitos que son expulsados por el escape). Así mismo tiene importancia el tiempo que tarda la cámara en estabilizarse.

Desde el punto de vista de la resistencia a el envejecimiento, la cámara es buena si las condiciones de la combustión evitan la formación de depósitos carbonosos. Parece conveniente a tal respecto una intensa turbulencia al final de la fase de compresión.

Por lo que respecta a la posición de la bujía, podemos decir, que -- tiene una notable importancia, porque determina la longitud del recorrido de la flama y las variaciones del área del frente de la flama. De ella dependen por tanto, el tiempo requerido para la combustión, el valor del gradiente de presión y, en último análisis, la suavidad en el funcionamiento del motor así como la potencia específica obtenible.

Con la bujía colocada próxima a la válvula de admisión se obtiene, en general, una buena marcha al mínimo y una elevada velocidad de rotación.

Por el contrario, con la bujía colocada próxima a la válvula de escape se logran mejores características antidetonantes y una combustión más suave; ésta es la disposición es la que suele adoptarse por lo general.

IX.3- Características de las principales cámaras de combustión.

Hemisférica. Una de las formas más eficientes y prácticas de las cá-

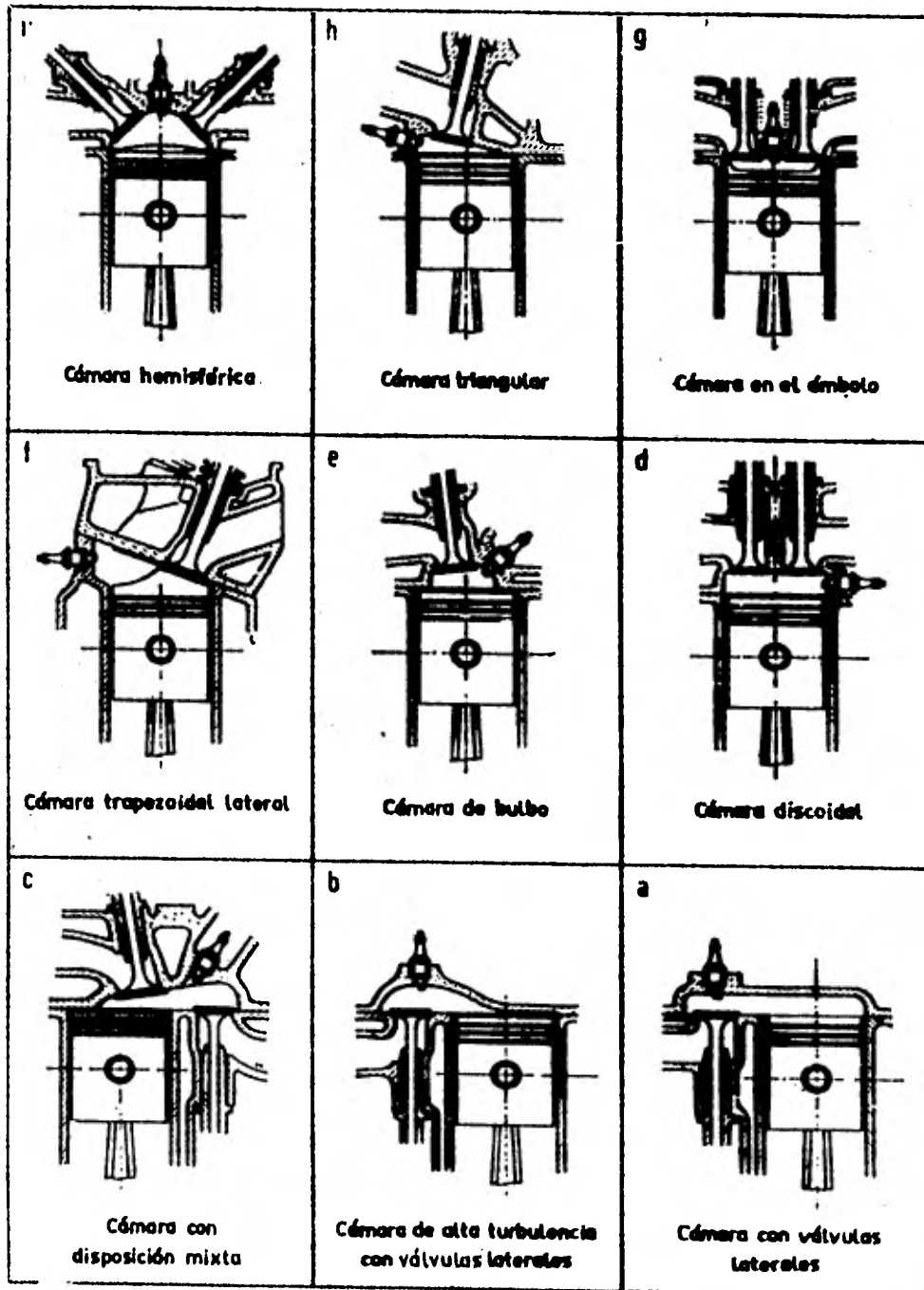


Fig.35- Tipos de cámaras de combustión.

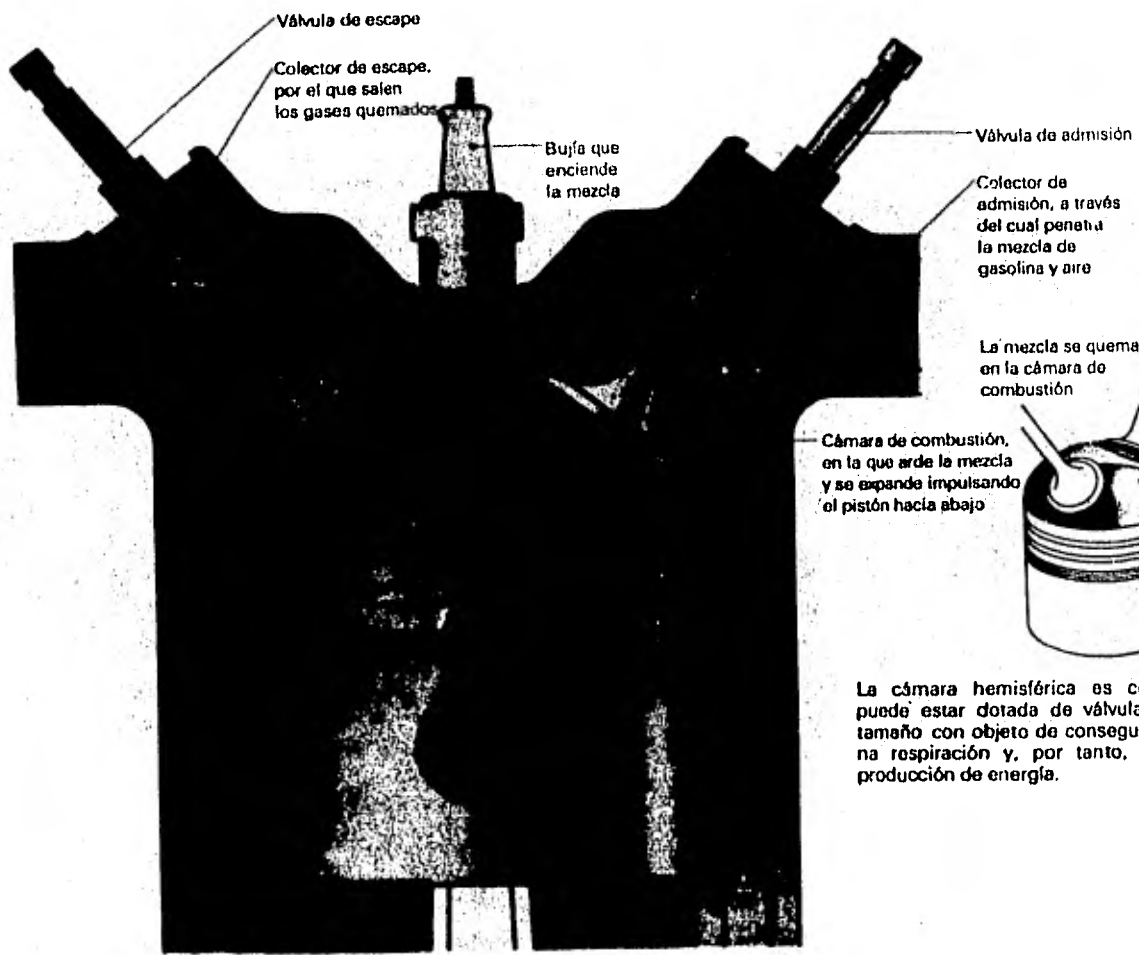
maras de combustión es la clásica en media esfera, cuya base está formada por la parte inferior del pistón. Las válvulas tienen una inclinación de 90° entre sí y la bujía ocupa una posición central entre ambas. Esta disposición, clásica por su simetría, acorta la distancia que debe recorrer la flama desde la bujía hasta la cabeza del pistón, con lo que se consigue una buena combustión. Se emplean en motores de elevado rendimiento, aunque en la actualidad el ángulo que forman las válvulas suele ser inferior a 90° .

La cámara hemisférica funciona con uno o dos árboles de levas en la culata o uno lateral con un complicado sistema de empujadores y balancines que habren y cierran las dos filas de válvulas.

Esta disposición facilita el flujo de gases que entran en el cilindro por un lado del motor y salen por el opuesto. Esto proporciona más espacio para los conductos de admisión, que son de gran diámetro y se pueden disponer adecuadamente para que la mezcla penetre en la cámara con facilidad y la debida turbulencia.

El perfecto flujo de gases que permiten sus grandes válvulas hace que la culata hemisférica tenga una gran eficiencia volumétrica. Esto significa que la cámara pueda respirar profundamente, absorbiendo una gran cantidad de gas en comparación con el espacio útil aunque este espacio nunca llega a llenarse por completo. Si la combustión es eficaz, la cámara hemisférica aumenta la potencia. Sin embargo, la tendencia actual hacia los cilindros anchos y recorridos cortos del pistón determinan que las válvulas de un motor corriente en línea (sin cámara de combustión hemisférica) sean lo suficientemente grandes para cubrir las necesidades normales. Estas válvulas no necesitan árboles de levas o dispositivos de balancines especiales, con lo que la fabricación del motor resulta más económica (figura 36).

Cámara triangular en bañera y cuña. La cámara triangular tiene la ventaja de concentrar la mayor parte de la mezcla y de que su recorrido sea mínimo en las proximidades de la bujía, de modo que el frente de la flama a medida que avanza, va encontrando masas de gas sin quemar. Para que el recorrido de flama sea mínimo, se emplean mucho las cámaras de combustión con válvulas en la cabeza y en forma de bañera invertida y -



CAMARA HEMISFERICA

Fig. 36- Cámara Hemisférica.

de cuña.

En los motores modernos con una elevada relación de compresión la cámara triangular tiene una relación superficie-volumen ligeramente más favorable que la cámara hemisférica, y desde el punto de vista de la detonación, se puede considerar igual o un poco superior. Pero como igualdad de diámetro del cilindro, las válvulas resultan de diámetro inferior, la potencia específica alcanzable es inferior.

La cámara de bañera invertida tiene forma ovalada, las válvulas de admisión y escape están colocadas en posición vertical en la parte superior, con la bujía inclinada y situada a un lado. En la cámara de combustión en cuña, las válvulas se hallan en la cara descendente superior con la bujía inclinada.

Ambos tipos de cámara permiten la instalación de un árbol de levas lateral único, con empujadores y balancines para el accionamiento de las válvulas que están dispuestas en línea. En otras ocasiones, las válvulas de estas cámaras son accionadas por un árbol de levas único en la culata (figura 37 a).

Cámara de pistón tipo Herón. Este modelo de cámara tiene la ventaja de estar contenida entre la superficie de unión de la culata y el pistón adecuadamente perfilado. Las ventajas de la cámara Herón deben atribuirse sobre todo a la simplicidad de construcción de la culata. Este sistema recibe el nombre de cámara en pistón y es muy apropiada para relaciones de compresión elevadas. Se usan sobre todo en los motores en que el diámetro del pistón es mayor que su recorrido.

Al subir el pistón durante el tiempo de compresión, su borde superior provoca un efecto de "chorro" de gas desde la periferia del pistón hasta la cámara. ello origina que la combustión sea óptima y que el motor no pique. La cámara de combustión tiene forma de taza y, como se encuentra alojada en el pistón, conserva el calor. Debido precisamente a tal característica, esta cámara de combustión contribuye a una vaporización más rápida de la mezcla.

Como ya se ha dicho las dimensiones de las válvulas dependen de los cilindros y en consecuencia de las limitaciones en el rendimiento volu-

Cámaras de combustión en bañera y cuña

PARA QUE el recorrido de la llama sea mínimo, se emplean mucho las cámaras de combustión con válvulas en cabeza y en forma de bañera invertida y de cuña.

La cámara en bañera invertida tiene forma ovalada. Las válvulas de admisión y escape están colocadas en posición vertical en la parte superior, con la bujía inclinada y situada a un lado. En la cámara de combustión en cuña, las válvulas

se hallan en la cara descendente superior, con la bujía inclinada.

Ambos tipos de cámaras permiten la instalación de un árbol de levas lateral único, con empujadores y balancines para accionamiento de las válvulas, que están dispuestas en línea. En otras ocasiones, las válvulas de estas cámaras son accionadas por un árbol de levas único en culata.

CÁMARA EN BAÑERA



En la cámara en bañera, el recorrido de la chispa es muy corto. La forma limita el exceso de turbulencia y se produce un ligero soplo de gas entre la cabeza del pistón y la culata, con lo que se reduce el picado.

CÁMARA EN CUÑA



Las ventajas de la cámara en cuña son parecidas a las de la cámara en bañera, con un recorrido corto de la llama y limitación de la turbulencia. Al llegar la llama a la parte estrecha de la cuña, disminuye su temperatura y tiende a minimizarse el picado.

Cámara de pistón

EN LOS diseños modernos, la cámara se encuentra en la cabeza del pistón y la culata es plana. Este sistema recibe el nombre de cámara en pistón y es muy apropiado para relaciones de compresión elevadas. Se usa, sobre todo, en los motores en los que el diámetro del pistón es mayor que su recorrido.

Al subir el pistón durante el tiempo de compresión, su borde superior pro-

voca un efecto de "chorro" de gas desde la periferia del pistón a la cámara. Ello origina que la combustión sea óptima y que el motor no pique. La cámara de combustión tiene forma de taza y, como se encuentra alojada en el pistón, conserva el calor. Debido precisamente a tal característica, esta cámara de combustión contribuye a una vaporización más rápida de la mezcla.

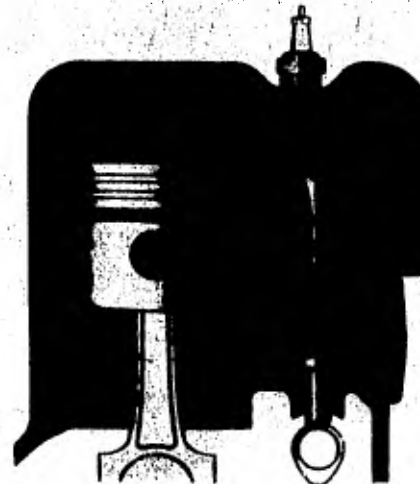


En este esquema, el espacio en el que se realiza la combustión se encuentra en la cabeza del pistón. Con esta disposición se consigue una buena respiración, es decir, se produce una buena aspiración de mezcla.

Válvula lateral

EN EL MOTOR de válvulas laterales, las cámaras de combustión carecen de compacidad, que es una de las condiciones fundamentales para que se produzca una combustión adecuada. Sin embargo, el sistema es relativamente sencillo y de fabricación económica. Las válvulas se

encuentran alineadas a un lado del cilindro; por encima de ellas se halla la cámara de combustión. El techo de ésta cae sobre el cilindro, sobre el que deja un pequeño juego, que forma una pequeña lámina de compresión, desde la que la mezcla es impulsada hacia la bujía.



En su versión más eficaz, el diseño de la cámara de válvulas laterales deja muy poco espacio entre el pistón y la culata con objeto de reducir la tendencia a la detonación. Aunque se perfecciona este sistema, la compresión siempre será menor que la que se obtiene en los motores de válvulas en culata.

Fig. 37- Cámaras Principales; a) En Bañera y Cuña, b) Tipo Heßon y c) de Válvula Lateral

métrico en regímenes elevados. La relación superficie-volumen, resulta muy favorable y son buenas también las cualidades antidetonantes (figura 37 b).

Cámara de válvula lateral. Las cámaras de válvula lateral, llamadas también "en L", poseen una gran superficie en relación con su volumen, y no son adecuadas para elevadas relaciones de compresión. Fueron usadas anteriormente porque proporcionaban a los automóviles simplisidad reducida dimensión y bajo costo. Las válvulas se encuentran alineadas a un lado del cilindro, encontrándose por encima de ellas la cámara de combustión. El techo de esta cae sobre el cilindro dejando un pequeño juego, el cual forma una pequeña lámina de compresión, desde donde se impulsa la mezcla hacia la bujía.

La turbulencia tiene una particular importancia para las cámaras con válvulas laterales. La cual necesita instalarse un corrector que sirve para propagar la combustión a los puntos más distantes a los cuales tarda la mezcla en llegar. Sin este corrector no funcionan adecuadamente estas cámaras (figura 37 c).

IX.4- Colectores o múltiples de admisión y escape.

El colector de admisión debido a su importancia debe de cumplir con las siguientes funciones: Facilitar la mezcla de gasolina y aire procedente del carburador, y distribuir la mezcla en cada cilindro lo más uniforme posible.

La distribución puede ser completamente uniforme si toda la mezcla se vaporizara en el carburador, pero esto no ocurre así en todo momento, por lo que parte de la gasolina llega al motor en estado líquido. En el caso de que el carburador tenga que alimentar más de un cilindro, se necesita un sistema adicional de vaporización para mejorar la distribución de la mezcla.

La vaporización adicional se puede conseguir con ayuda de un foco calorífico, el cual es generalmente es el colector de escape teniendo así que esto contribuye como un vaporizador auxiliar de combustible.

Este foco se encuentra en la parte central del colector de admisión en contacto con el de escape. De este modo, en cuanto el motor a-

ranca, se calienta la zona en que es más probable que se formen gotitas de gasolina. Si en este punto se produjera un exeso de calor existiría una pérdida de potencia debido a la disminución de la densidad del aire. Par evitarlo, algunos focos poseen una válvula gobernada por un termostato que cierra si la temperatura del escape aumenta demasiado.

La forma y la sección transversal del colector deben dificultar la formación de gotitas de gasolina sin disminuir el paso del aire. A esto se debe la diversidad en las formas y dimensiones de los colectores de admisión.

El material utilizado para los colectores en su construcción, para los motores de automovil es generalmente de aluminio o de fundición. En el caso del múltiple de admisión puede ser de aluminio, pero el de escape tiene que ser necesariamente de un material muy resistente al calor, el hierro colado o el acero.

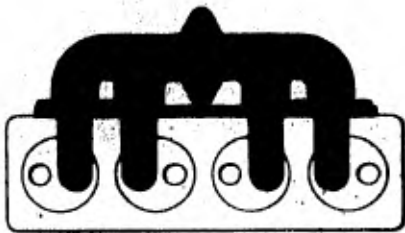
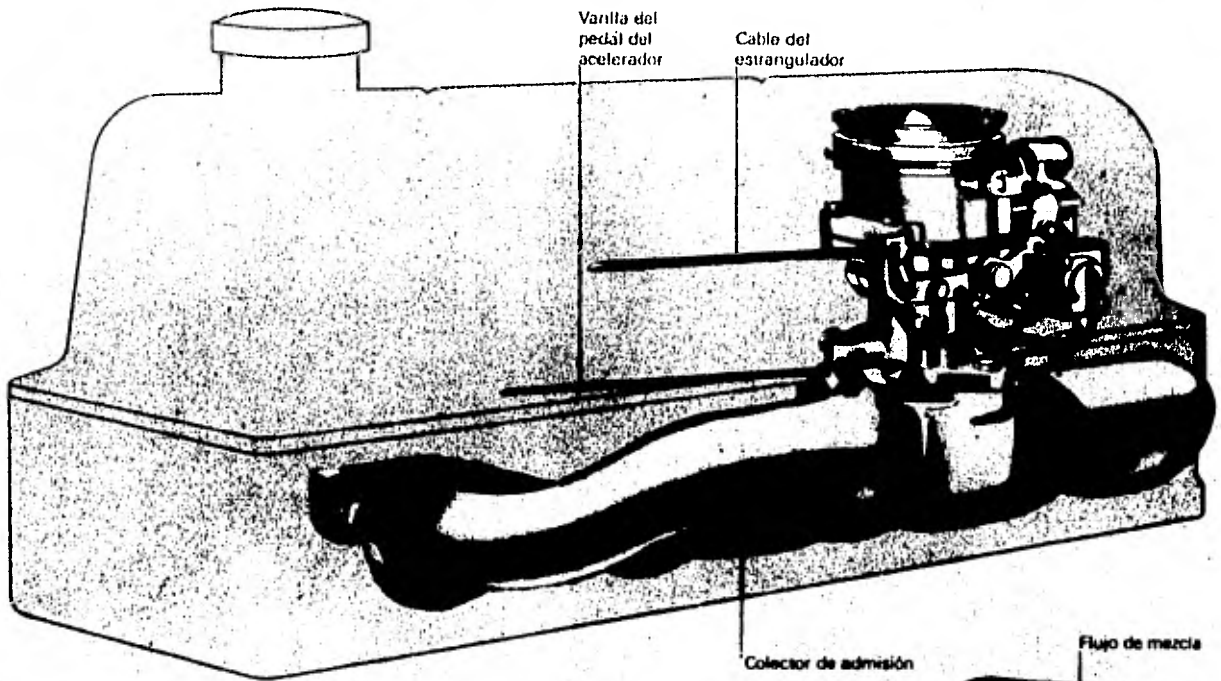
Los conductos de admisión y escape pueden estar dispuestos en el mismo lado del motor, o en lados opuestos; en la primera disposición facilita el calentamiento de la mezcla como se mencionó anteriormente, -- mientras que en la segunda disposición constituye una buena norma para que un carburador de un solo cuerpo no alimente más de cuatro cilindros, que ayuda esto para no crear excesiva longitud de los diversos conductos.

El sistema de escape del automovil desempeña dos funciones fundamentales: Conducir los gases residuales calientes producidos por el motor, hasta un lugar donde puedan ser eliminados sin peligro; y reducir mediante un silenciador, el ruido que producen estos al salir del motor. Los gases producidos en el motor se expanden con gran fuerza y pasan -- con enorme presión al sistema de escape. Despues de un corto trayecto -- por el tubo de escape, los gases que iban con gran presión han disminuido hasta alcanzar los valores de la del ambiente, y la mayor parte del ruido a sido absorbido.

Si los gases de escape no se eliminan con facilidad se obstruirá -- la entrada de gasolina y aire en las cámaras de combustión, y esta resultará contaminada por los gases residuales quemados, que disminuirán el rendimiento del motor. Los colectores de escape son colocados de modo que

no interfieran los gases de un cilindro en la salida de otro cilindro, procurando así no obstaculizar el flujo de gases por el colector. (figura 38 colectores de admisión) y (figura 39 colectores de escape).

COLECTOR DE ADMISION TIPO EN UN MOTOR DE 4 CILINDROS



Distribución de la mezcla. El colector de admisión facilita la vaporización de la mezcla de gasolina y aire y la distribuye uniformemente a los cilindros.

Aumento de la vaporización. El colector de escape puede estar montado inmediatamente debajo del de admisión para que el calor del escape facilite la vaporización de la mezcla. Algunos colectores de escape poseen una válvula de mariposa de control termostático por muelle bimetálico. Cuando la temperatura se eleva, la válvula se cierra.

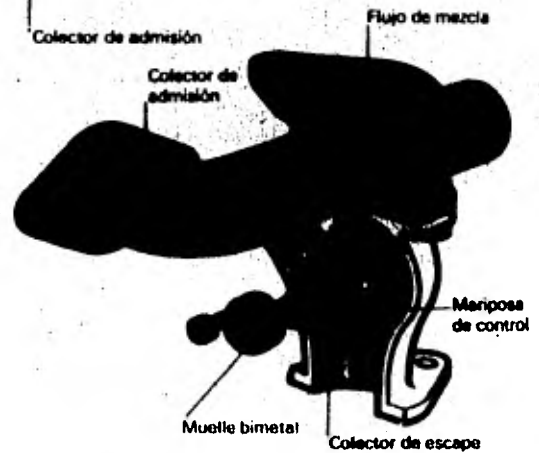


Fig. 39- Múltiple de Admisión



Doble carburador. En algunos motores de cuatro cilindros a veces se instalan también colectores cortos de horquilla.

EXPULSION DE LOS GASES QUEMADOS EN EL MOTOR

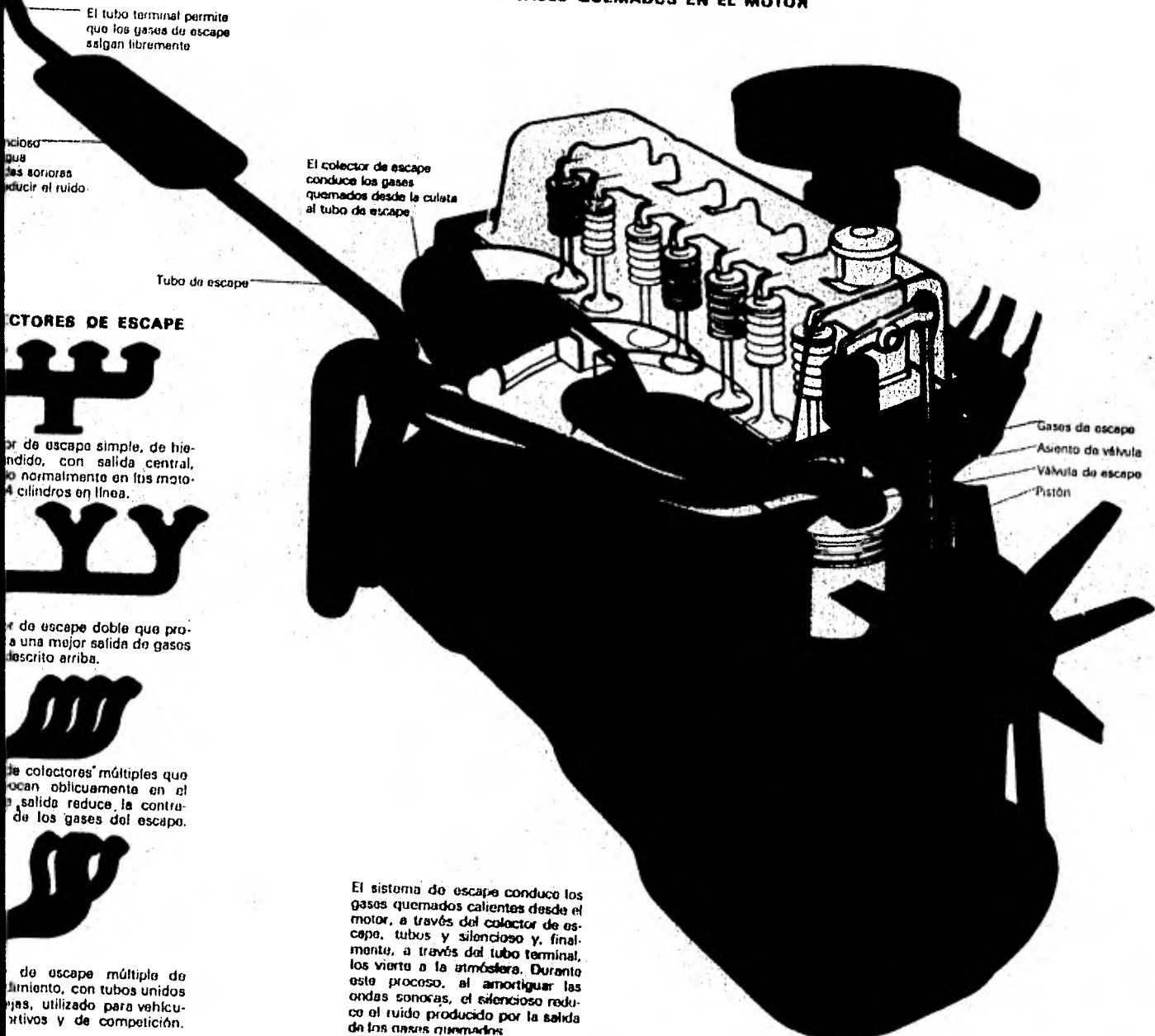


Fig. 39- Múltiple de Escape

CAPITULO X

MACANISMOS DE DISTRIBUCION.

X.1- Aspectos generales y partes que componen el mecanismo de Distribución.

El mecanismo de distribución de los gases sirve para regular la -- admisión de la mezcla aire combustible, que se distribuye en los cilindros del motor de carburador y en los de gas, y el escape de los gases quemados en los cilindros.

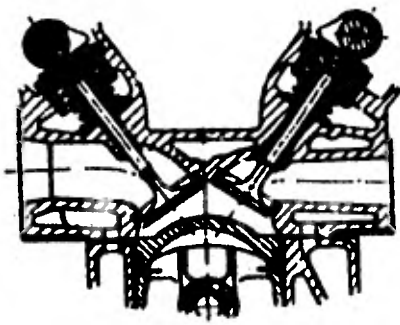
El mecanismo de distribución debe asegurar el mejor llenado y barrido de los cilindros, el trabajo seguro del motor con todos los regímenes de velocidad y de carga, y la alta resistencia al desgaste y gran duración de las piezas que lo constituyen.

En los motores de automóvil los mecanismos de distribución que más se utilizan son los de las válvulas. Este tipo de mecanismos pueden ser de tres tipos:

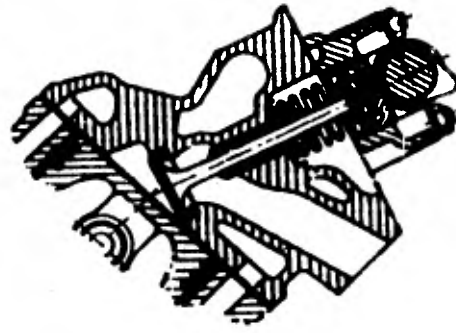
- 1.- Con la válvula situada en la culata de dos cilindros o de válvulas en cabeza.
- 2.- Con la válvula colocada en el bloque de cilindros, o de válvulas -- laterales.
- 3.- Con las válvulas dispuestas en la culata y en el bloque de cilindros, o de disposición mixta de las válvulas.

Las válvulas en cabeza se utilizan tanto en los motores de carburador como en los diesel. En este caso la cámara de combustión resulta más compacta, con un área de enfriamiento relativamente pequeña, lo que contribuye a disminuir las pérdidas de calor en el sistema de refrigeración, aumentar el rendimiento indicado del motor y a reducir el peligro de -- que se produzca la detonación. En los motores de carburador todas las ventajas que hemos indicado, junto con el empleo del combustible de alto octanaje, permitan elevar su rendimiento.

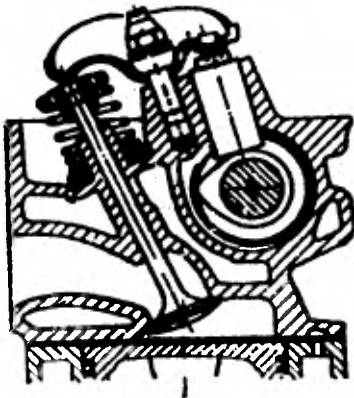
En el caso de las válvulas dispuestas en cabeza el coeficiente de llenado puede ser hasta en un 5-7 % mayor que cuando están dispuestas lateralmente. Esto se consigue aumentando el número de válvulas o dispo



(a)



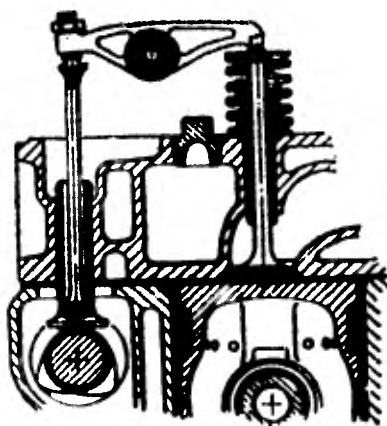
(b)



(c)



(d)



(e)



(f)

Fig.-40- Mecanismos de distribución de válvulas en cabeza.

niendolas formando un ángulo con el eje del cilindro.

El mecanismo de distribución de los motores de válvulas en cabeza - esta representado por diversos esquemas (figura 40).

El árbol de levas puede ser lateral en el bloque (figura 40 e,f)-- o en la culata (figura 40 a, b, c, d). Cuando está en la bancada(bloque) el movimiento alterno de los taqués es transmitido a las válvulas por medio de un bastago o de un balancin. Cuando está en culata, el accionamiento de la válvula puede ser directo o indirecto; En este último caso la parte intermedia es un balancin de tipo normal (figura 40 c) o bien un bastago (figura 40 d).

El mecanismo de distribución consta de las piezas siguientes: las válvulas (con sus casquillos, guías y sus acientos), el mecanismo de -- transmisión o mando, el árbol de levas, los taqués, y los empujadores y balancines.

Recordamos que para cada tipo de accionamiento existe un régimen - critico para el cual se verifican inconvenientes tales como, ruidos, -- trepidaciones, disturbios en las válvulas y tambien la rotura de algunas de las partes.

Como consecuencia de la elevada potencia específica los órganos de la distribución están sujetos a un duro trabajo, que solo pueden soportar si los materiales empleados para su construcción son elegidos adecuadamente.

Distribución de las válvulas. La disposición de las válvulas en el cilindro del motor puede estar formada por una o dos filas a lo largo - del bloque de cilindros, como se muestra en la figura 41 a y b respectivamente.

Si se disponen en una fila (figura 41 a) la sucesión de las válvulas de admisión y de escape puede ser de diferentes tipos: la disposición por parejas de las válvulas que desempeñan funciones análogas, las cuales dan la posibilidad de disminuir el número de conductos en el bloque de cilindros y de simplificar la forma de los múltiples de admisión y de escape, pero en este caso aumenta el desgaste desigual de los cilindros en su circunferencia. Por esto, en la actualidad se utiliza la-

Disposición mixta de las válvulas, en la cual se hallan juntas tanto -- las válvulas que desempeñan igual función en cilindros vecinos como las que realizan funciones distintas. Los conductos inmediatos de las válvulas de admisión se unifican, mientras que los conductos contiguos de los de escape se hacen independientes, para que se refrigeren mejor las válvulas.

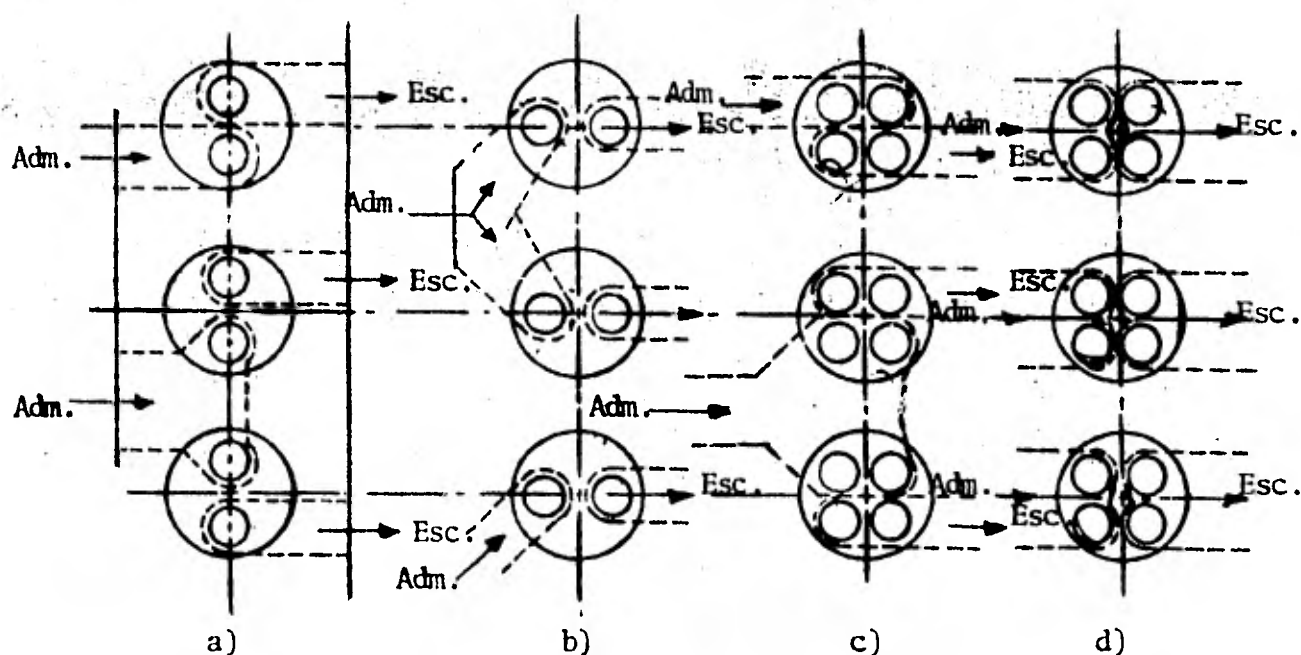


Fig.- 41- Esquema de la disposición de las válvulas en cabeza.

En los motores de carburador ambos múltiples se colocan generalmente a un mismo lado de la culata de los cilindros, con lo que se logra calentar el múltiplo de admisión para conseguir una vaporización más intensa y, mejorar así, la distribución de la mezcla que va desde el carburador a los cilindros del motor. En los motores diesel los múltiples de admisión y de escape se colocan frecuentemente a ambos lados de la culata de los cilindros. De esta forma disminuye el calentamiento del aire que va a los cilindros y se eleva el coeficiente de llenado.

Si las válvulas están dispuestas en dos filas (figura 41 b) las -- válvulas de admisión se colocan en una fila y las de escape en otra y -- los múltiples correspondientes se ponen a ambos lados de la culata de --

los cilindros. La utilización de las válvulas inclinadas con respecto al eje de los cilindros permite aumentar las dimensiones de aquellas y simplificar la forma del conducto y de la culata de los cilindros. En los motores diesel la disposición de las válvulas en dos filas dificulta la colocación del inyector en el cilindro y el acceso a él.

Cuando las válvulas se disponen en dos filas, su accionamiento puede ser de los tipos siguientes:

- 1.- Con un árbol de levas superior y un sistema de balancines.
- 2.- Con dos árboles de levas situados sobre las válvulas.
- 3.- Con un árbol de levas independiente para cada fila de válvulas (en este caso los árboles de levas se colocan en ambos lados del bloque de cilindros). En los motores en V se colocan con frecuencia tres árboles de levas.

El empleo de cuatro válvulas por cilindro (figura 41 c y d) tienen por objeto aumentar el área total de las secciones de paso y disminuir las dimensiones de las válvulas. Haciendo esto se aumenta la rigidez -- considerablemente, de las válvulas y se refrigeran mejor. Las válvulas de igual función pueden estar dispuestas en filas distintas (figura 41 c) o en una fila (figura 41 d). Cuando las válvulas de igual función se encuentran en filas distintas disminuye el número de conductos en la culata de los cilindros y ambos múltiples se pueden colocar en un mismo lado. Pero en este caso aumenta la tensión térmica de la válvula de escape que se encuentra al lado del múltiple, ya que su bastago lo conforman los gases quemados de la válvula inmediata. Por esto, es más frecuente disponer las válvulas de igual función en distintas filas. En este caso la válvula se acciona por medio de un árbol de levas superior, con ayuda de travesaños que habren al mismo tiempo las dos válvulas de igual función o de árboles de levas superiores colocados sobre las válvulas.

La disposición lateral de las válvulas se utilizó únicamente en los motores de carburador y de gas. Con esta disposición disminuye la altura de la culata de los cilindros y del motor en conjunto y se simplifica el accionamiento del árbol de levas y de las válvulas, pero se limita la posibilidad de elevar la relación de compresión (hasta 7.5) y empeoran las características técnico-económicas del motor.

Las válvulas laterales (figura 42) se sitúan en uno de los lados del bloque de cilindros, en una sola fila, y generalmente se disponen de la misma forma que las válvulas en cabeza cuando son dispuestas en una sola fila.

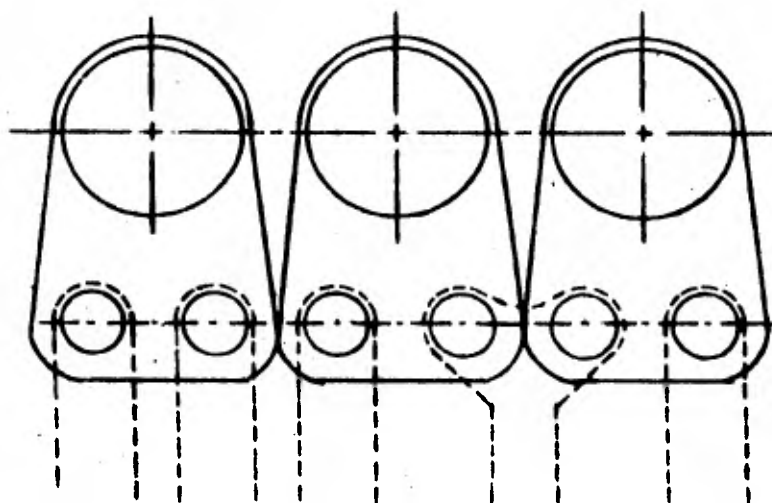


Fig. 42- Esquema de la disposición de las válvulas laterales.

El sistema mixto de disponer las válvulas se utiliza solamente en los motores de carburador y de gas. Las válvulas de admisión se sitúan por lo general en la culata de los cilindros, y las de escape en el bloque del motor. En este caso la sección de paso de la válvula se aumenta considerablemente, lo que permite forzar al motor, pero el mando de las válvulas se complica bastante.

Válvulas. Desde el punto de vista funcional las válvulas deben resistir las elevadas y repetidas sollicitaciones causadas por los golpes sobre los asientos, mantenerse sin deformaciones bajo la acción de las altas temperaturas a las que están sometidas y a sus presiones de los gases. El periodo más duro de funcionamiento es el del escape de los gases quemados, durante el cual la temperatura de estos sobrepasa de 900-1000 °C y su velocidad de flujo es mayor de 400-600 m/seg.

La válvula debe estar en condiciones de poder transmitir al aire o al agua de refrigeración el calor que recibe; la disipación del calor

tiene lugar a través del conducto entre el bastago y su guía, y entre el plato y su asiento. Tiene, por tanto, gran importancia el grado de refrigeración de la guía y del asiento, así como su material. Las válvulas están tanto mejor refrigeradas cuanto menor es su diámetro (porque menor es la superficie expuesta a los gases en proporción a la superficie de contacto en el asiento) y cuanto mayor es la longitud de la guía y el diámetro del bastago (siendo mayores las superficies a través de las cuales es disipado el calor). Por ello, las válvulas de admisión suelen ser más grandes que las de escape, debido a que el flujo de gases en la admisión es más lento que en el de escape, pues en este último tiempo actúan bajo presión.

Cuando el motor funciona a máxima potencia, la válvula de escape puede llegar a ponerse incandescente. El calor excedente se elimina a través de un asiento cuando está cerrada, y a través de la guía en que se aloja su cola.

La válvula consta de cabeza y bastago o cola. La cabeza de la válvula parte de la superficie de la cámara de combustión. La forma de la cabeza determina la solidez de su superficie de trabajo, su rigidez, masa y propiedades aerodinámicas. La cabeza puede ser plana o en forma de platillo (figura 43 a), en forma de tulipán (figura 43 b) y convexa (figura 43 c). La forma de las cabezas determinan el nombre de las válvulas. La válvula plana o de platillo se utiliza solamente en los motores de carburador. La forma de tulipán de la cabeza es característica de las válvulas de admisión de los motores potentes con válvulas en la cabeza, y la convexa, de las válvulas de escape de los motores diesel.

La transición de la cabeza al bastago debe hacerse con gran radio (sobre todo en las válvulas de tulipán). Con esto aumenta la rigidez de la cabeza, lo que evita la deformación de su superficie de trabajo y la hace más aerodinámica a la mezcla fresca.

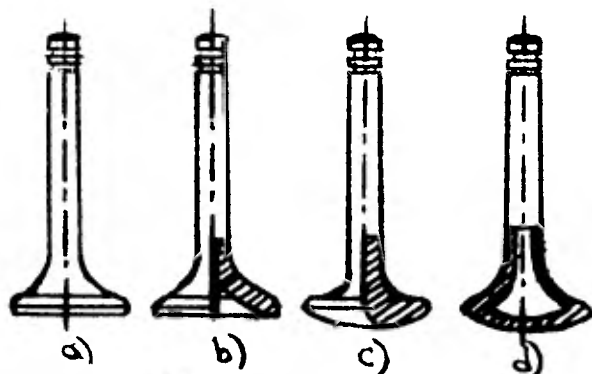


Fig.- 43- Cabezas de válvulas.

X.2- Mecanismos de mando o transmisión.

El mecanismo de mando sirve para transmitir el movimiento desde el cigueñal hasta el árbol de levas y desde él a las válvulas. Al proyectar este mecanismo se procura disminuir las masas con movimiento alternativo y aumentar su rigidez. Esto se consigue aproximando el árbol de levas a las varillas.

Los mecanismos de mando que mayores perspectivas ofresen para los motores de carburador son los que proveen la disposición superior del árbol de levas. En los motores en V conviene colocar el árbol de levas en el hueco que forman los cilindros indicados.

El piñon conductor por regla general, se coloca en la parte delantera del cigueñal. La estructura del mando del árbol de levas depende de su colocación. El accionamiento puede ser echo con una cadena o con una serie de engranajes cilindricos o tambien con un eje de cambio de marcha y dos pares de engranajes cónicos o helicoidales.

La cadena o los engranajes pueden servir, igual que en los motores con válvulas laterales, para accionar tambien los órganos auxiliares, -

como la bomba de agua, el regulador centrífugo, el magneto, el dínamo, - el compresor de aire, etc. Todo el mecanismo está encerrado por una o - más cubiertas de palastro, de aluminio o también de material plástico, - fácilmente desmontable para el acceso a su reparación.

Para el accionamiento con cadena es necesario, dada la longitud, - la aplicación de tensores. En la figura 44 se representan los esquemas - de accionamiento por cadena de varios motores y de los sistemas usados - para mantener en tensión la cadena.

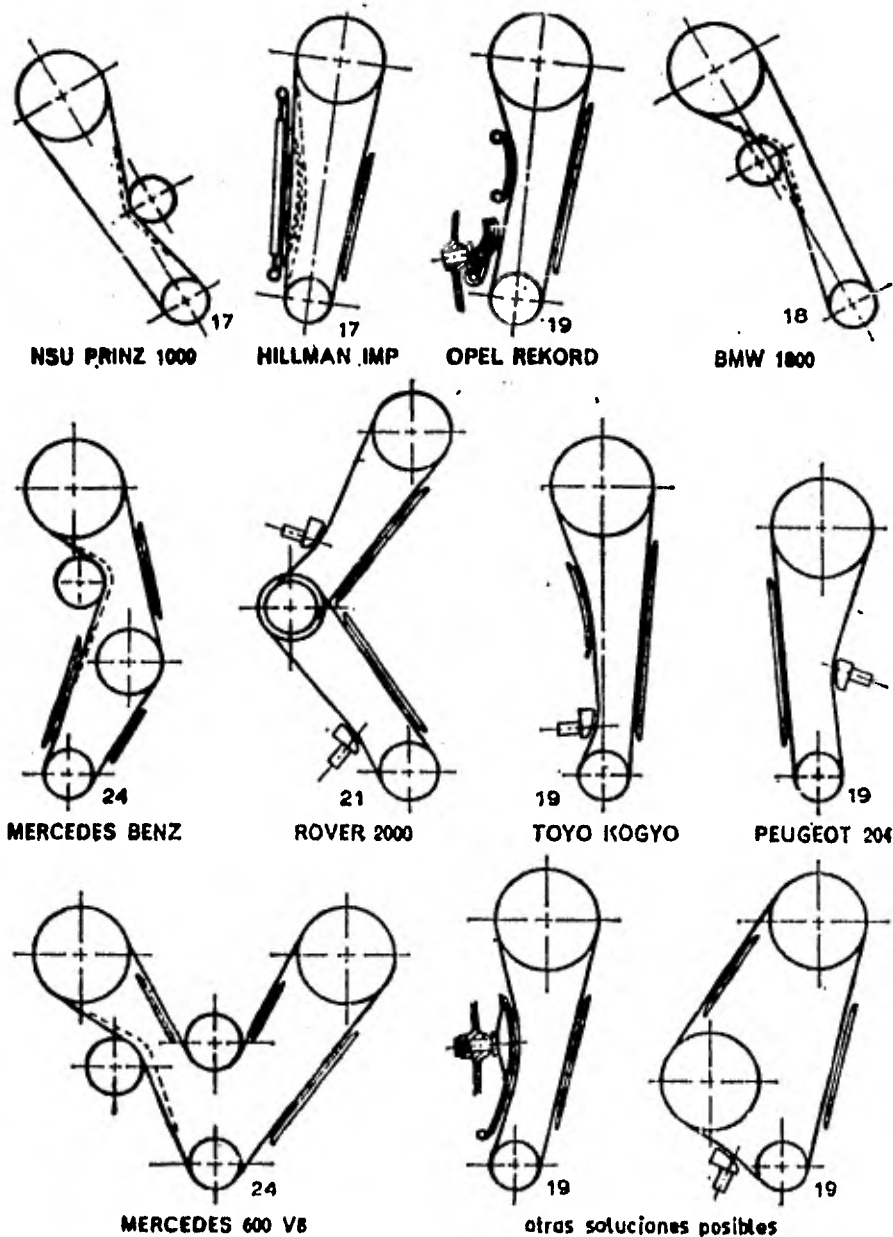


Fig.44- Esquema de mando de la distribución usado en distintos motores.

Ultimamente se ha realizado un gran avance en el terreno de la reducción del ruido: la sustitución de la cadena por una cinta dentada. La cinta está compuesta por Jengados filamentos de fibra de vidrio y caucho sintético (neopreno) (figura 46).

En los últimos años se ha difundido mucho las transmisiones de cadena, con las cuales se pueden enlazar sinemáticamente arboles que se encuentran a gran distancia entre si. Estas transmisiones son silenciosas, de estructura simple y poca masa, en comparación con otros tipos.

X.3- Arbol de levas.

El árbol de levas o distribución, junto con las levas que lo componen se hace en conjunto en una sola pieza. La colocación de las levas depende de la que tengan las válvulas, que vienen dadas a su vez por las fases de la distribución y el orden de funcionamiento del motor.

El contorno y disposición de las levas influye decisivamente en la potencia del motor y en su consumo de gasolina. En la forma y dimensión del árbol de levas influyen: La estructura y el número de muñones de apoyo, la sujeción de las piezas de accionamiento y de los elementos para el mando de algunos grupos (bomba de combustible y de aceite, distribuidor de encendido, etc.), que se montan en este árbol. El número de cojinetes del árbol de levas es generalmente igual al de cojinetes de apoyo del cigueñal, que generalmente son 3 o 5 cojinetes ubicados en el bloque

Cuando el árbol de levas se monta en el bloque, los cojinetes se hacen enterizos. El árbol se coloca metiendola por la pared frontal del motor. La disposición del árbol de levas en culata da la posibilidad de utilizar cojinetes desmontables, que se hacen directamente en el cuerpo de las paredes de apoyo si estas están fundidas en aleaciones de aluminio.

Los casquillos de los cojinetes se hacen de cinta bimetálica (de babbitt y acero), en forma de casquillos arrollados que se colocan en el asiento y se sujetan en él.

En el caso de disposición inferior del árbol de levas sus cojinetes se lubrican con el aceite que llega por unos conductos especiales

que hay en los tabiques del cárter del motor, por gravedad o mandado -- por la bomba de aceite. Cuando la disposición del árbol de levas es superior, éste se hace con frecuencia hueco y su cavidad interna se aprovecha para conducir el lubricante a los cojinetes. En este caso el aceite sale por unos orificios que tienen las levas y lubrican a estas y a los taqués.

Debido a que la apertura de cierre y apertura de las válvulas realizan un movimiento alternativo, los diseñadores tratan de reducir su paso para obtener una mayor duración del mecanismo a un elevado régimen de revoluciones del motor. Para conseguir esto se utiliza uno o dos árboles en culata. La acción de estos árboles de levas sobre las válvulas es más directa, ya que interviene un número de piezas que si el árbol de levas estuviera en el bloque.

En algunos motores, El árbol de levas en culata acciona las válvulas a través de un balancin, pero en la actualidad se tienden a suprimir los balancines y a colocar las válvulas directamente bajo las levas.

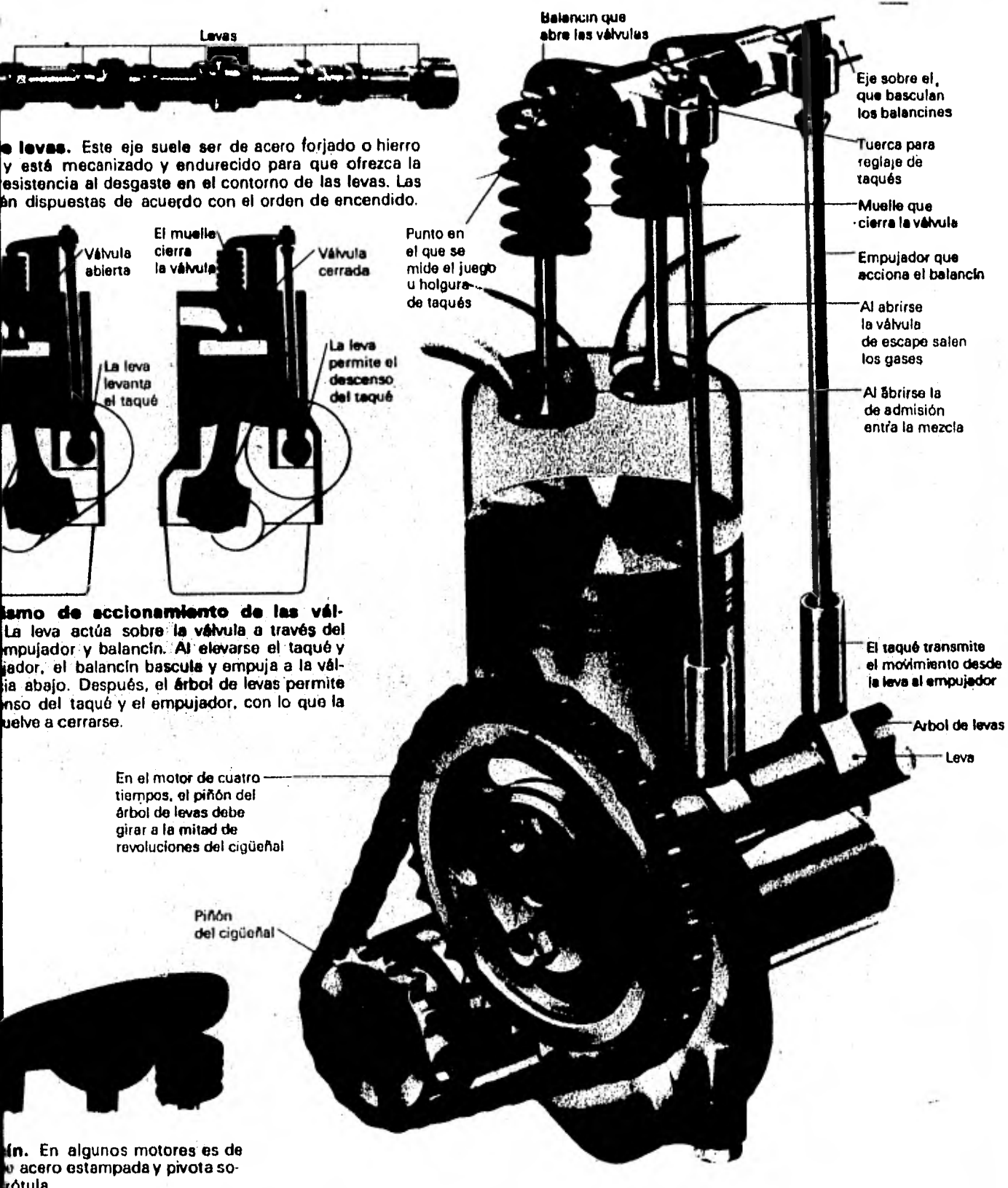
Para evitar el desgaste que produciría el rozamiento del árbol de levas sobre las válvulas se utiliza un taqué invertido entre la leva y la cola de la válvula. Este se desliza a lo largo de una guía y es lo suficientemente grande como para alojar el conjunto válvula muelle.

El árbol de levas en culata con uno o dos ejes de levas, los mecanismos de mando con uno y dos árboles de levas, el sistema de taqué invertido y la cinta dentada se muestran en la figura 45 y 46 respectivamente.

X.4- Taqués.

Los taqués o levantaválvulas (puterias y punterias hidráulicas) -- transmiten directamente el movimiento desde las levas del árbol de distribución de las válvulas (laterales) o a los empujadores (en los motores con válvulas en cabeza). Los taqués perciven los esfuerzos laterales que transmiten las levas, descargando de ellas a los bastagos y casquillos guías de las válvulas.

Los taqués pueden tomar forma de Z(esfericos), cilindricos y de rodillo. Para disminuir su masa los taqués se hacen huecos. Para que sea -



Levas. Este eje suele ser de acero forjado o hierro y está mecanizado y endurecido para que ofrezca la resistencia al desgaste en el contorno de las levas. Las levas están dispuestas de acuerdo con el orden de encendido.

Modo de accionamiento de las válvulas. La leva actúa sobre la válvula a través del empujador y balancín. Al elevarse el taqué y empujador, el balancín bascula y empuja a la válvula hacia abajo. Después, el árbol de levas permite el descenso del taqué y el empujador, con lo que la válvula vuelve a cerrarse.

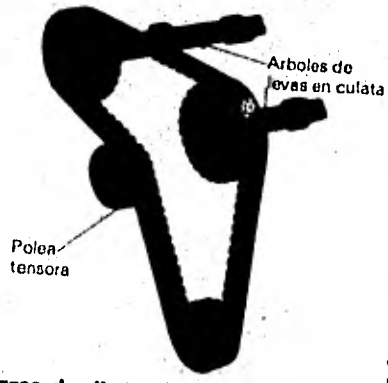
En el motor de cuatro tiempos, el piñón del árbol de levas debe girar a la mitad de revoluciones del cigüeñal

En algunos motores es de acero estampado y pivota sobre una rótula.

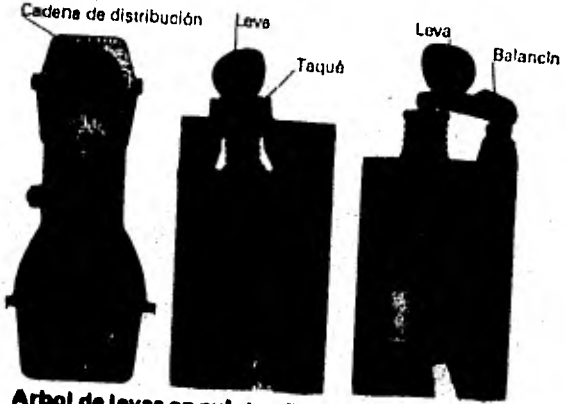
Fig.45- MECANISMO CLASICO DE APERTURA DE VALVULAS CON EMPUJADORES



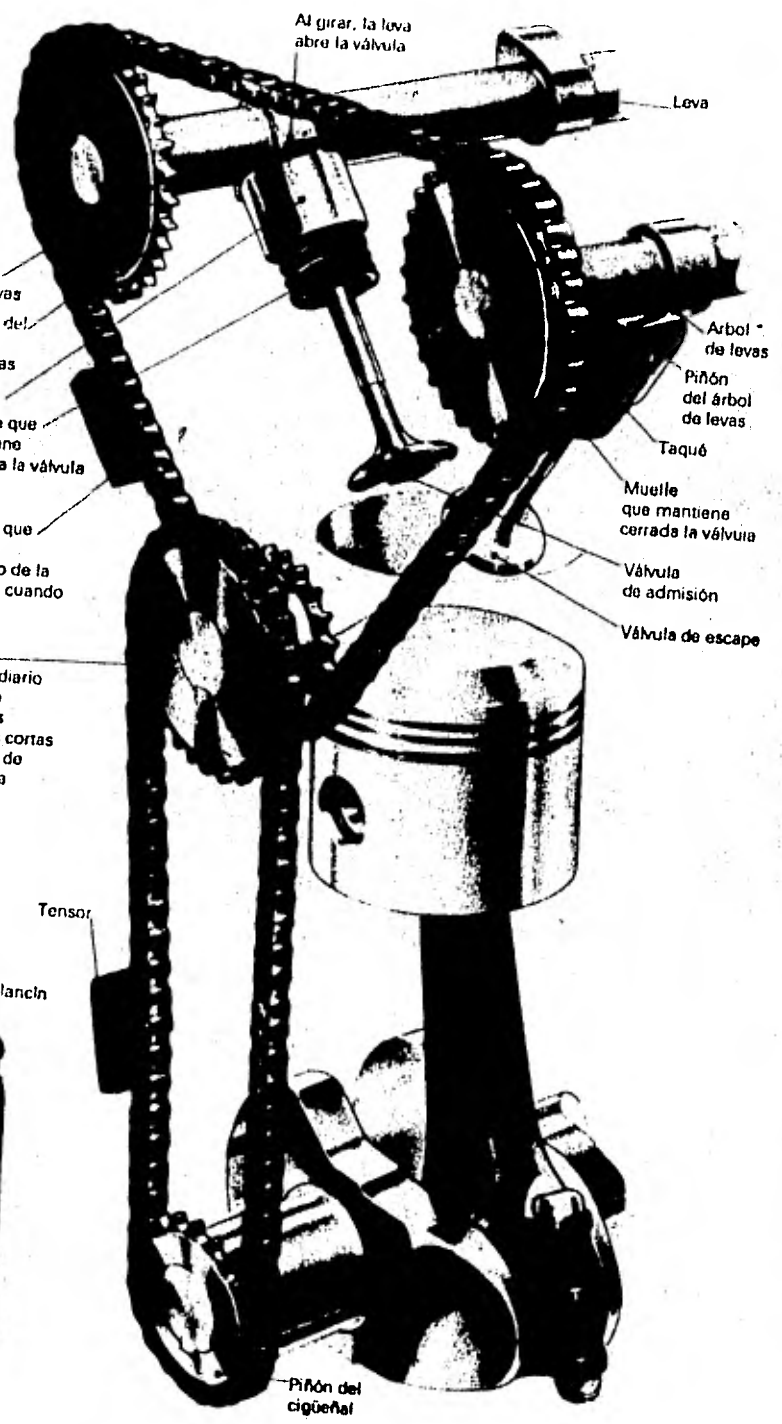
Taqués. Para proteger la válvula contra el desgaste que produciría la leva, se coloca entre ambas un taqué. El juego se ajusta por medio de arandelas de realaje.



Correa de distribución. En algunos motores se utiliza una correa dentada en lugar de una cadena para accionar el árbol de levas. Los dientes de su parte interior están diseñados para que engranen en el dentado de las poleas del árbol de levas y del cigüeñal.



Arbol de levas en culata. El accionamiento por cadena del árbol de levas desde el cigüeñal puede ser directo o por medio de dos cadenas a través de piñones intermedios. Las válvulas son accionadas directamente por levas y taqués o por levas y balancines.



TRANSMISION A LOS ARBOLES DE LEVAS EN CULATA

Fig. 46

regular el desgaste de las superficies lateral (cilíndrica) y frontal -- plana o esférica) de rozamiento, durante el funcionamiento del motor el taqué debe girar lentamente alrededor de su eje.

Los taqués de rodillo se utilizan para disminuir el desgaste de -- las superficies de rozamiento y las pérdidas por fricción en el mecanismo de distribución de los gases. En algunos motores los ejes de los rodillos se montan sobre cojinetes de agujas. Las desventajas del taqué de rodillo son: su masa considerable, el gran desgaste del eje del rodillo (si no se montan sobre cojinetes de rodamiento), y la dificultad de su fabricación. Como la masa de las partes móviles aumenta con el taqué de rodillo, en los motores rápidos, para percibir los esfuerzos inerciales, se coloca una muelle adicional en el taqué.

Para regular el juego cuando las válvulas son laterales, en la parte superior del taqué, se enrosca un tornillo de regulación provisto de una contratuerca, con ayuda del cual se establece el juego necesario entre la válvula y el taqué.

El golpeteo no se puede suprimir por completo con medidas constructivas o mecánicas, por ello, algunos diseños de árboles de levas en culata incluyen taqués hidráulicos con ajuste automático y sin holgura, -- con los que se elimina la posibilidad de que aparezcan ruidos de taqués.

El taqué hidráulico se compone de dos partes, una de las cuales se desliza dentro de la otra. El taqué hidráulico solamente funciona con facilidad si se emplea aceite de alta calidad. Dicho aceite, que actúa bajo presión, separa ambas partes, con lo que aumenta el juego cuando el motor está en marcha (figura 47).

Cuando las válvulas son laterales, los taqués se lubrican principalmente por bombeo. Algunos motores tienen unas cavidades especiales en las cuales se acumula aceite y desde ellas, por unos conductos que hay en el taqué, escurre lubricante hasta este último.

Si las válvulas están en la cabeza, en el taqué se hace un asiento esférico, en el cual se apoya la cabeza, también esférica, de la punta del empujador. En este caso se lubrica el taqué con el aceite que escurre por el empujador. Las guías de los taqués se hacen, en los motores --

de automóvil, directamente en el bloque.

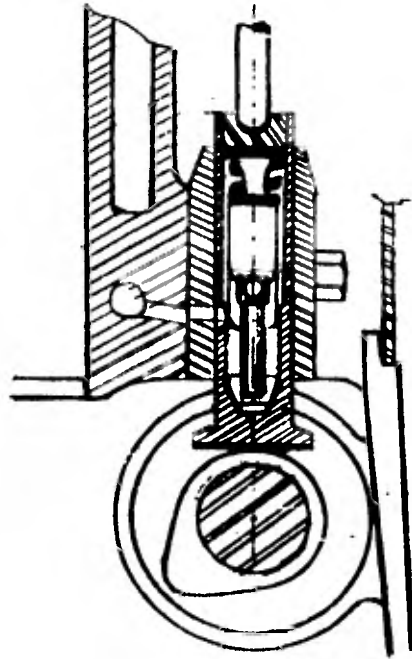


Fig. 47- Taqué hidráulico.

X.5- Empujadores y balancines.

Cuando las válvulas se disponen en la cabeza y el árbol de levas - está en el cárter (figura 48 a), el movimiento de dicho árbol 1 se transmite al taqué 2, y desde él, por medio del empujador 3 y del balancín 4, a la válvula 5.

Los empujadores del mecanismo de distribución de los gases deben de aguantar bien el pandeo. Los empujadores se hacen en forma de tubo para que su inercia sea menor. En la parte superior del empujador se coloca una varilla con cabeza o asiento esférico que se une al balancín; la parte inferior del empujador tiene forma esférica.

El dispositivo para regular la holgura se coloca en el punto de -- unión del empujador con el balancín. En la figura 48 b se representa el dispositivo de ajuste. En la parte izquierda del balancín, ligado al empujador, va montado el tornillo de ajuste 6, con ranura para el desarmador y apoyo esférico 7. El tornillo se asegura en la posición conveniente por medio de una contratuerca. En algunos diseños el tornillo de regulación se coloca en el extremo del balancín y actúa directamente sobre el bastago de la válvula.

El balancín sirve para transmitir el esfuerzo del empujador al bastago de la válvula. Los balancines (figura 48 c) tienen por lo general dos brazos: uno de sus extremos se une con el empujador y el otro se --- apoya en la cola de la válvula. El eje está fijo de ordinario y los balancines giran en él sobre casquillos c, lo que es menos frecuente, sobre cojinetes de agujas. El hueco del eje se utiliza para conducir el aceite a los balancines. A veces se hacen ejes independientes para los balancines de cada cilindro, y facilita el montaje y desmontaje de las piezas - que se encuentran en la culata de los cilindros.

Los brazos del balancín, por lo regular, no son iguales. La relación de la longitud del brazo l_v , del lado de la válvula, a la del brazo l_e , del lado del empujador, se halla entre los límites;

$$l_v/l_e = 1.2 \div 1.8$$

Con esto disminuye la altura de elevación del taqué y del empujador y, por consiguiente, sus aceleraciones y sus fuerzas de inercia.

Cuando el árbol de levas está sobre la culata los cilindros no necesitan empujadores ni taqués. En este caso el movimiento del árbol de levas se transmite a las válvulas directamente o por medio de lenguetas.

Para que la válvula se cierre bien, entre el extremo de sus vástagos y el reverso de la leva o del balancín debe haber cierta holgura. Al disminuir la temperatura del motor esta holgura varía de formas diferentes y depende de la disposición mutua de las válvulas y de las piezas ligadas a ellas.

Si las válvulas son laterales el juego, con el motor frío, es ma--

yor que durante el funcionamiento del motor, ya que la válvula se dilata más que el bloque de cilindros. Cuando las válvulas están en la cabeza y el árbol de levas en el cárter, el juego con el motor frío es menor -- que con él en caliente. Esto se explica por que la dilatación del vástago de la válvula, cuando existe el balancín, no puede compensar la dilatación de la culata de los cilindros. Si las válvulas van dispuestas en la cabeza y árbol de levas está sobre la culata el juego con el motor en frío es mayor que cuando está caliente, porque la válvula se dilata mucho más que la culata de los cilindros y que los soportes del árbol de levas

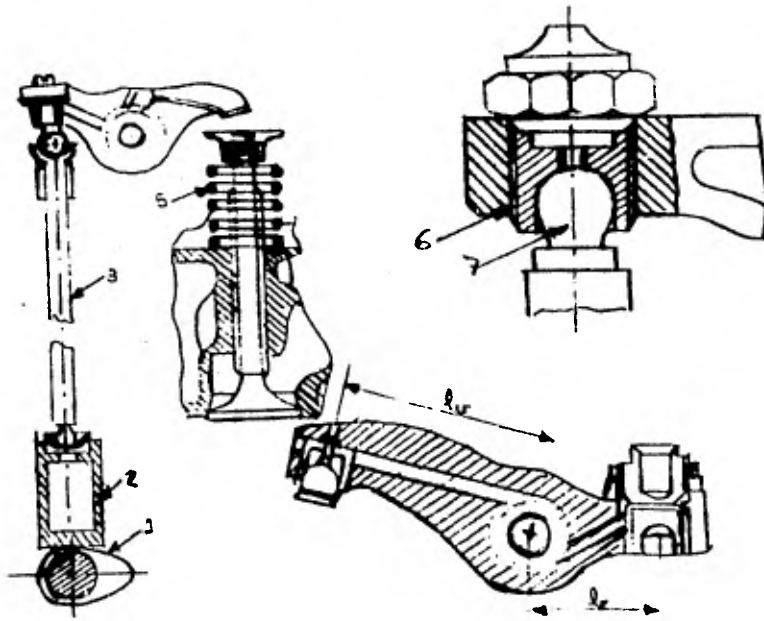


Fig.48- Partes del mecanismo de empujadores y balancines.

T E R C E R A P A R T E

IMPLEMENTACION DE LA PRACTICA DE MOTORES
DE COMBUSTION INTERNA

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN

DEPARTAMENTO DE INGENIERIA

PRACTICA: MOTORES DE COMBUSTION INTERNA

PROFESOR: _____

FECHA: _____

CALIFICACION _____

1.- Objetivo.

El objetivo de la práctica es el de complementar los conocimientos adquiridos en teoría con los prácticos, para ver realmente el comportamiento de las características de un motor de combustión interna; ya que en la actualidad no se toma en cuenta el aspecto práctico, que es de importancia para el alumno en su desenvolvimiento como Ingeniero.

Además, el alumno al finalizar la práctica, conocerá, para un motor de combustión interna, las partes principales y las fallas más comunes; así como dar respuesta a las numerosas variantes que intervienen en la determinación del par motor, de la presión media efectiva (p.m.e.), de la potencia desarrollada, de la potencia absorbida por los rozamientos, del consumo, del rendimiento volumétrico, del balance térmico, así como de los demás rendimientos.

II.- Generalidades.

Un motor es de combustión interna, cuando el combustible es quemado dentro del motor, es decir, dentro del cilindro, donde la expansión del gas impulsa un pistón cuando se produce la chispa de la bujía.

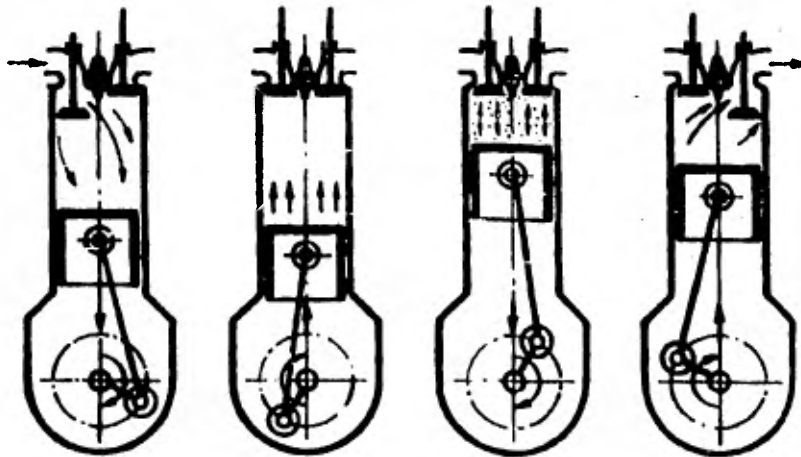
En nuestros días es necesario conocer el funcionamiento de los M.C.I., ya que no solo se utilizan en los automóviles, sino también se usan en las industrias tanto en generadores, bombas y otros equipos importantes. Los combustibles utilizados más ampliamente en la actualidad son: La gasolina, los aceites pesados, el combustóleo, el diesel, el alcohol, etc.

El motor de encendido por chispa está basado en principios teóricos enunciados por Beau de Rochas, según los cuales la combustión se verifica a volumen constante, y fue realizado prácticamente por el alemán Nicholas Otto en 1862. Hoy en día, el motor de encendido por chispa suele llamarse, Motor de Ciclo Otto.

Por ciclo operativo entendemos a la sucesión de operaciones que el fluido activo ejecuta en el cilindro y que se repite con ley periódica. La duración del ciclo operativo es medido por el número de carreras efectuadas por el pistón.

La gran mayoría de los motores de encendido por chispa son de 4 -- tiempos, ya que son los que se prestan a una mejor comprensión. El ciclo de 4 tiempos comprende las cuatro fases siguientes:

- 1.- Tiempo de Admisión. La válvula de admisión está abierta y la de escape cerrada. El pistón desciende y aspira la mezcla.
- 2.- Tiempo de Compresión. Tanto la válvula de admisión como la de escape están cerradas. Al subir, el pistón comprime la mezcla, que se vaporiza.
- 3.- Tiempo de Expansión. Ambas válvulas permanecen cerradas, el gas comprimido se inflama por la chispa de la bujía. Al expandirse, el gas inflamado empuja al pistón.
- 4.- Tiempo de Escape. La válvula de admisión permanece cerrada y se abre la de escape. El pistón sube y expulsa los gases quemados; y comienza un nuevo ciclo.



1°Admisión 2°Compresión 3°Expansión 4°Escape
Fases del Ciclo de 4 Tiempos.

III.- Equipo Necesario.

- A) Motor Ford (1100 c.c.) 4 cilindros.
Diámetro del cilindro $D = 80.98$ mm.
Longitud de la carrera $C = 53.29$ mm.
Relación de Compresión $\frac{L}{C} = 9:1$.
Velocidad máxima $n = 5500$ r.p.m.
Combustible Utilizado -- Gasolina.
- B) Dinamómetro:

Capacidad máxima de 75 KW.

Velocidad de freno a 9000 r.p.m.

C) Medidor de Combustible:

Capacidad total de 350 ml.

1^{er} Nivel -- 50 ml

2^o Nivel -- 100 ml

3^{er} Nivel -- 200 ml

D) Tanque para Medir Flujo de Aire:

Diámetro del tanque $\phi_1 = 611$ mm.

Longitud del tanque $L = 919$ mm.

Diámetro del orificio $\phi_2 = 48$ mm.

Coefficiente de descarga $K_3 = 0.6$

E) Sistema de Enfriamiento del Motor:

Capacidad del motor de la bomba 370 W.

Velocidad de rotación 2800 r.p.m.

Voltaje 110 Volts.

Frecuencia 60 Hz 1 Fase.

Rotámetro con capacidad de 5-50 L/min.

Termómetro de entrada y salida con rangos de -10 a 110 °C.

F) Calorímetro de Gases de Escape:

Número de tubos $N = 30$.

Entrada y salida de los gases - Tubería de $\phi = 1 \frac{1}{2}$ ".

Entrada y salida del agua - Tubería de $\phi = 1$ ".

Pirómetro industrial con tres terminales con rangos de 0-100 °C.

Flujómetro de agua fría.

Termómetro de agua fría de entrada y salida con rangos de -10 a 110 °C.

G) Motor VAM (6 cilindros) y 4 tiempos; Modelo 19

Capacidad de 170 HP (máxima).

Desplazamiento volumétrico de 4228 cm³.

Relación de compresión = 8.3:1.

Carrera del pistón 9.89 cm.

Diámetro de los cilindros $D = 9.53$ cm.

Marcha mínima de 700 r.p.m.

Fig. A SECCION FRONTAL DE UN MOTOR DE EXPLOSION DE 4 CILINDROS

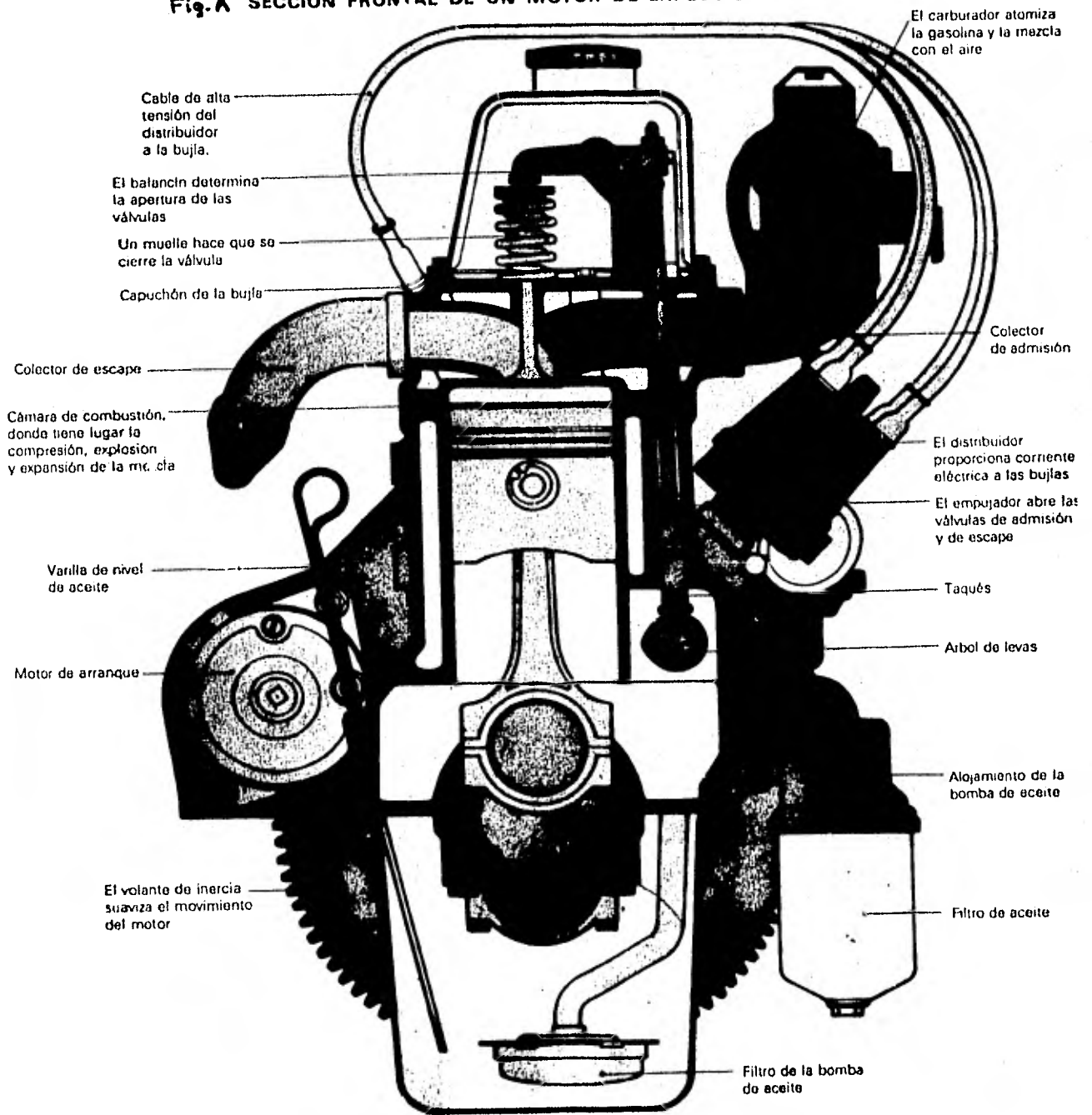
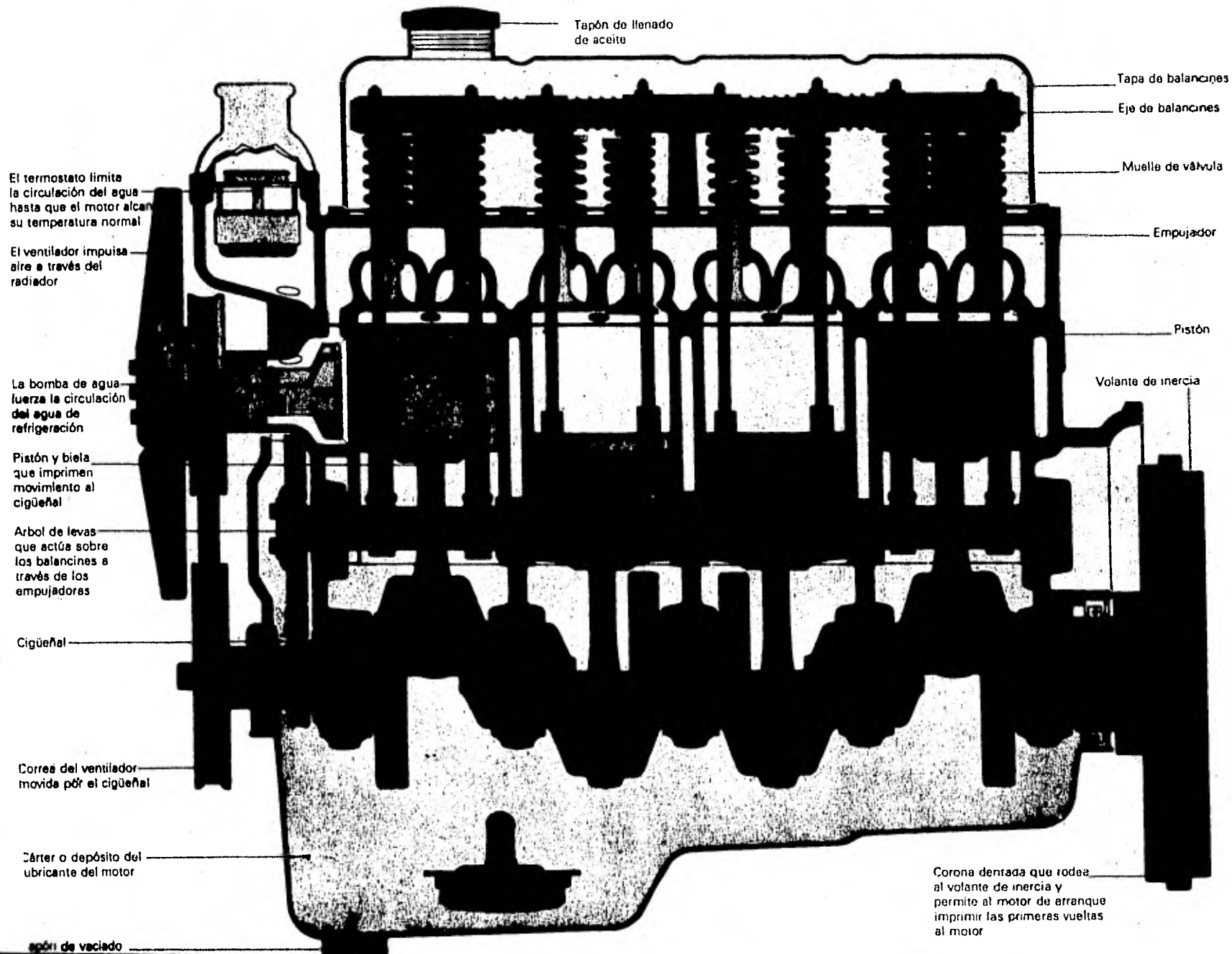


Fig. 3 SECCION LATERAL DE UN MOTOR DE EXPLOSION DE 4 CILINDROS



V.- Fallas más Típicas que se presentan en los M.C.I.

Es importante saber el momento en que falla el motor, ya que si no las pruebas nos darán resultados equivocados; a continuación enunciamos algunas de las fallas más comunes en los motores de encendido por chispa así como la localización y su reparación:

1.- El motor no arranca y gira normalmente (marcha normal). En este caso puede existir alguna avería en el sistema de encendido, para esto verificar los cables de las bujias, si se observa que no salta chispa en los cables de las bujias, verificar la salida de la bobina para detectar si no se encuentran abiertos los circuitos de alta o baja tensión. - Si salta chispa de la bobina, comprobar los cables de alta tensión, la tapa del distribuidor y la escobilla, para detectar posibles roturas, --- grietas o humedad. Si no sale chispa de la bobina, compruebase las conexiones y los contactos de los platinos. Si se observa que salta chispa - en los cables de las bujias retirese el filtro de aire del carburador y verifiquese el estrangulador del aire. Observese al accionar el acelerador si existe suministro de gasolina, si no existe, sueltese la conexión de entrada de combustible al carburador. Accione el motor para comprobar si la bomba esta alimentando adecuadamente al carburador.

Si la gasolina llega al carburador, compruebase que inyecte adecuadamente gasolina. Si no lo está limpie los surtidores hasta obtener un suministro adecuado de gasolina.

2.- El motor da falsas explosiones o retumba através del carburador. Esto puede ser ocasionado por no tener el tiempo correcto, en este caso tendra que corregir el mismo. En el caso de que esté correcto y persista la falla, se puede deber a la tapa del distribuidor o a los cables de alta tensión que esten mojados, para ello sequesen los cables, comprobando que estos queden conectados según el orden de encendido.

3.- Marcha relenti irregular. En este caso los tornillos de control de mezcla pueden estar mal ajustados, para esto hay que comprobar las revoluciones adecuadas de acuerdo con las especificaciones del fabricante, y despues regular la riqueza de la mezcla. Si no mejora, revisar los platinos y comprobar que no esten defectuosos o mal ajustados, en este caso ajústese o cambiese el juego de platinos.

Otras de las causas que ocasionan esta falla pueden ser las bujias sucias o desgastadas y la entrada de aire en el múltiple de admisión, en este caso revizar todas las conexiones al múltiple, la brida del carburador y el sistema de avance, comprobando que no exista ninguna entrada de aire al carburador.

4.- El motor tiene poca potencia. Esto se puede deber a la incorrecta puesta a tiempo, defectos en el mecanismo de avance automático, - calibración incorrecta de balancines, entrada de aire en el múltiple de admisión, motor con poca compresión; en el caso de encontrar fuera de especificaciones, recomendadas por el fabricante, cualquiera de los puntos anteriores, hacer el ajuste necesario. Esto se puede deber tambien al suministro insuficiente de combustible, para esto hay que comprobar el suministro de combustible al carburador así como los surtidores y la válvula de aguja del mismo. Tambien podría ser causa de esta falla, que las articulaciones del carburador esten mal ajustadas; para esto compruese si con el pedal a fondo se abre completamente la mariposa del carburador.

5.- El motor se para cuando se suelta el acelerador. Por el contrario, funciona normalmente mientras se acelera. Esto se puede deber a que el tornillo de marcha relenti este desajustado, el surtidor de aire obstruido, o entradas de aire al múltiple de admisión.

6.- El motor cascabelea. Las posibles causas pueden ser, que la gasolina no tenga el octanaje adecuado, que no este adecuado el tiempo, -- que el motor esté excesivamente caliente (revisar el sistema de refrigeración), bujias excesivamente calientes o demasiados depósitos de carbonilla en la cámara de combustión.

El motor falla en alta velocidad. Las causas más probables pueden ser: que las bujias esten defectuosas, que el carburador este sucio, los cuales deberán limpiarse y ajustarse adecuadamente, otras de las causas pueden ser que los balancines esten mal ajustados, que los platinos esten sucios, quemados o mal ajustados, o que el filtro de aire este sucio (sustituyase éste si es necesario).

8.- El motor estornuda o falla continuamente. Esto se puede deber a que el sistema de alimentación de combustible contenga agua o suciedad

se recomienda limpiar el carburador, el filtro de gasolina así como la mayor parte de la línea. Otra de las causas es el nivel insuficiente de gasolina en el carburador, se recomienda ajustar el nivel del flotador.

El motor puede fallar irregularmente y producir algunas explosiones debido a la falla de la bomba de gasolina produciendo ésta un suministro insuficiente de combustible al carburador.

VI.- Parámetros.1.- Dinamómetro.

<u>Nombre.</u>	<u>Símbolo</u>	<u>Unidades</u>
Par motor.....	M_t	N-m
Fuerza	F	N
Brazo del par o momento	L	N-m
Número de revoluciones por minuto	n	r.p.m.
Tiempo	t	seg.
Potencia de salida	N	KW
Constante del dinamómetro	k_1	---

2.- Combustible.

Volumen leído en el flujómetro (en el motor	V_g	Litros
Consumo de combustible	V	Litros/hr
Consumo específico del combustible	C_s	Litros/KW-hr
Densidad del combustible	ρ_f	Kg/Litro
Calor específico mínimo de combustible.	Q_{cd}	J/Kg
Potencia indicada	N_i	KW
Potencia de las pérdidas mecánicas	N_p	KW
Presión efectiva al freno	P_r	KN/m^2
Presión indicada al freno	P_i	KN/m^2
Presión efectiva a la fricción	P_e	KN/m^2
Rendimiento mecánico	η_m	----
Rendimiento térmico	η_t	----

3.- Consumo de aire.

Volumen de los gases de escape (del tanque).....	V_s	Litros
Diámetro del orificio del medidor	ϕ_2	mm
Coefficiente del orificio	K_3	---
Temperatura del aire	T_a	°K
Presión atmosférica	P_a	KN/m^2
Densidad del aire	ρ_a	Kg/m^3

Velocidad del flujo de aire	v	m/seg
Altura através del orificio	h_o	mm de H_2O
Constante del aire	R	J/Kg °K
Flujo volumétrico de aire	V_a	Litros/seg
Flujo másico	M_a	Kg/seg
Rendimiento volumétrico	η_v	----

4.- Balance térmico.

Calor de combustión del combustible	Q_{cd}	J/seg
Calor de los gases de escape	Q_g	J/seg
Calor del aire de entrada	Q_e	J/seg
Calor del agua de refrigeración	Q_{ref}	J/seg
Calor de las otras pérdidas caloríficas.	Q_{res}	J/seg
Temperatura de los gases de escape del - Calorímetro	T_e	°C
Temperatura de entrada del agua de refri- geración al motor	T_1	°C
Temperatura de salida del agua de refri- geración del motor	T_2	°C
Temperatura de salida de los gases del - Calorímetro	T_o	°C
Temperatura de salida del agua de refri- geración del Calorímetro	T_{2c}	°C
Temperatura de entrada del agua de refri- geración al Calorímetro	T_{1c}	°C
Flujo de agua de refrigeración del Calo- rímetro	W_c	Litros/seg
Flujo de agua de refrigeración del Motor	V_w	Litros/seg

VII.- Procedimiento de Operación.

- 1.- Verificar el nivel del tanque del agua de refrigeración que alimenta al motor y abrir la válvula de alimentación al mismo.
- 2.- Verificar el nivel de aceite del motor, si es necesario completar el nivel.
- 3.- Verificar el nivel de gasolina (mínimo 1/2 tanque).
- 4.- Verificar el nivel de agua de la cisterna y operar la bomba: verificar la presión de entrada y salida del dinamómetro (máxima presión - de entrada 1.03 Kg/cm^2 y de salida 3 Kg/cm^2), la temperatura del agua de salida del dinamómetro no deberá exeder de $60 \text{ }^\circ\text{C}$.
- 5.- Conectar el tacómetro a la línea de voltaje.
- 6.- Verificar que el manómetro inclinado del tanque de aire esté nivelado y en cero (para ello se le quita el tapon de seguridad).
- 7.- Verificar que el dinamómetro esté sin carga (para ello gire el volante en sentido antihorario hasta el tope).
- 8.- Operar el interruptor de ignición del motor y oprimir el boton de --- marcha, acelerando a la vez hasta que arranque (no exeder la presión del motor de marcha por más de 15 segundos). Una vez que halla arrancado el motor regular el tacómetro a 1500 r.p.m. dejando trabajar al motor en esta velocidad durante 10 minutos para alcanzar su temperatura de trabajo.

Nota: Verificar la presión del aceite que a bajas revoluciones debe tener un mínimo de 150 KN/m^2 .

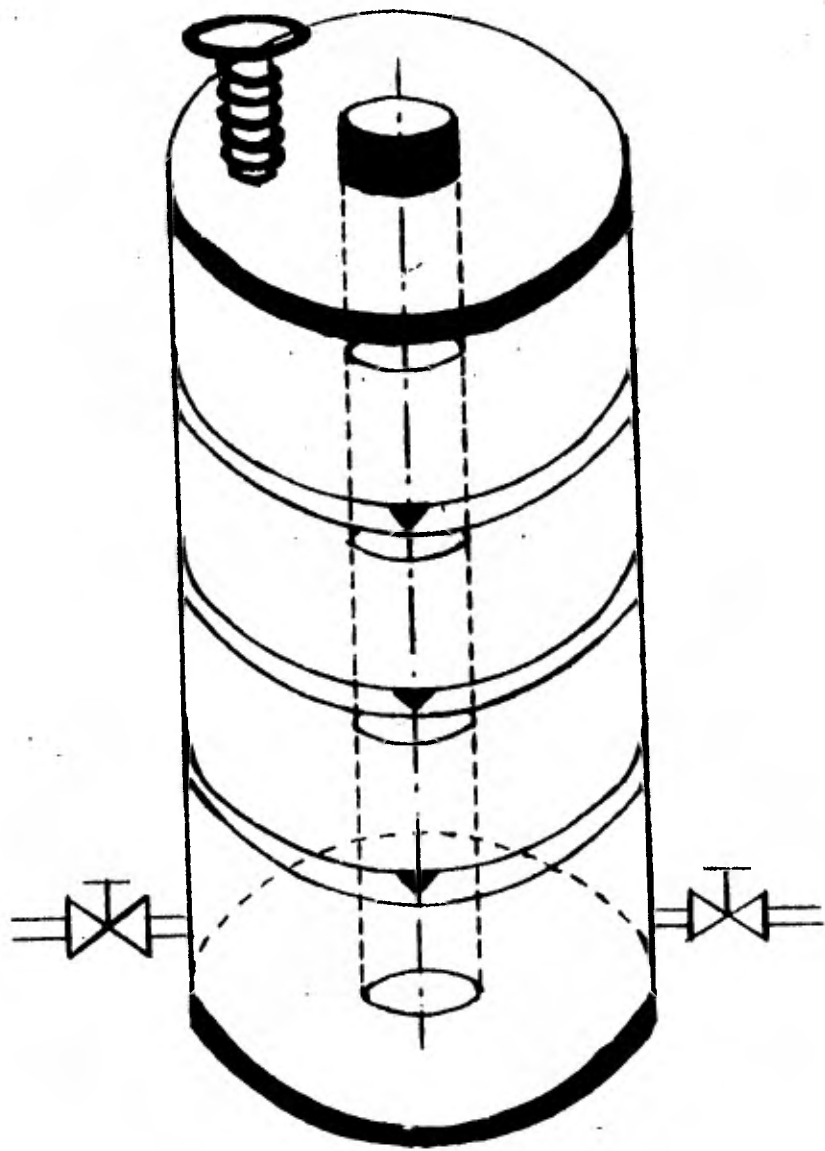
- 9.- Despues de los 10 minutos operar la bomba de refuerzo para el agua de alimentación.
- 10.- En ese instante el equipo está en condiciones de iniciar las lecturas correspondientes de la práctica.

Procedimiento de prueba.

- A) Acelerar el motor hasta alcanzar 3500 r.p.m., y si no se a alcanzado - el punto 5 de abertura de la mariposa de aceleración aplicar carga para - bajar las revoluciones, por medio del volante del dinamómetro en sentido horario. Ajustar la mariposa de aceleración hasta el punto 5 (si es que - no se habfa alcanzado); ya alcanzado este punto aplicar carga hasta 1500 r.p.m.
- B) Al estabilizarse el motor en este punto se procederá a tomar las si--

güentes lecturas:

- 1.- Las r.p.m., leídas en el tacómetro digital.
 - 2.- Par motor, leído en la caratula del dinamómetro.
 - 3.- consumo de combustible y el tiempo utilizado, leído de la siguiente manera, estando lleno el rotámetro se cierra la válvula de alimentación y se abre la válvula de venteo. al llegar el combustible al primer nivel se oprime el boton verde del tacómetro, y al llegar al segundo nivel se oprime el boton rojo de paro y de esta manera se habran consumido 50 ml de combustible. Quedará registrado a la izquierda el tiempo utilizado. -- Par borrar este tiempo se oprime el boton blanco. Para llenar el rotámetro se abre la válvula de alimentación y antes de que llegue al tope superior se cierra la válvula de venteo.
 - 4.- Tomar las temperaturas de entrada T_1 y salida T_2 del agua de refrigeración del motor, y el flujo V_w , leído en el rotámetro.
 - 5.- Tomar la temperatura del aire T_a que va al carburador (con un termómetro) y la altura h_0 en el manómetro inclinado.
 - 6.- Tomar las temperaturas de entrada T_{1c} y salida T_{2c} del agua de refrigeración del calorímetro, y el flujo del calorímetro W_c , leído en el rotámetro correspondiente. Tomar la temperatura de entrada T_e y salida T_o de los gases del calorímetro, leído en el pirómetro.
- Nota: Regular el flujo del calorímetro mediante la válvula de alimentación a este con forme sea necesario, de tal manera que la temperatura no sea menor de 60 °C. Toda esta información se vaciará en la tabla de datos.
- 7.- A continuación se irá aumentando de 250 en 250 las r.p.m. liberando la carga mediante el volante del dinamómetro (girandolo en sentido antihorario) y no excediendolas de 5000 r.p.m. tomando las lecturas anteriores para cada paso.
 - 8.- Al terminar la práctica, quitar la carga del dinamómetro como se mencionó anteriormente, y mantener en funcionamiento el motor a 1200 r.p.m. hasta que bajen sus temperaturas.
 - 9.- Parar el motor y cortar la alimentación del agua.



VIII.- Fórmulas y Cálculos de la Práctica.

1.- Determinación de la potencia del motor (Potencia al Freno).

La potencia al freno está dada por:

$$N_e = \frac{2\pi n FL}{6 \times 10^7} \quad \text{donde } M_t = \frac{FL}{1000} \quad (\text{N-m})$$

También la potencia está dada por:

$$N_e = \frac{Fn}{K_1} \quad \text{donde } K_1 = \frac{6 \times 10^7}{2\pi L}$$

$$N_e = \frac{M_t}{9549.3} \quad (\text{KW}) \quad N_e = \frac{p_e V_h n i}{300 \tau} \quad (\text{KW})$$

$$p_e = \frac{225 \times 10^{-3} M_t}{V_h i} \quad p_e = CM_t \quad (\text{Kg/cm}^2)$$

en donde p_e , es la presión media efectiva.

i , es el número de cilindros.

V_h , es la cilindrada $V_h = \pi D^2 C / 4$

C , es la carrera del pistón.

2.- Determinación de la potencia absorbida por las resistencias mecánicas y de la potencia indicada.

La potencia que gasta el motor eléctrico en hacer girar el cigueñal es -- igual a la potencia mecánica de las pérdidas N_p .

$$N_p = N_i - N_e \quad N_e = 10^{-3} M_t n \quad (\text{CV})$$

$$N_p = \frac{(p_i - p_e) n}{300 \tau} \quad N_e = \frac{p_m n V_h i}{300 \tau}$$

$$p_m = p_i - p_e \quad p_m = p_r + p_{ma} + p_{gas} + p_c$$

siendo p_r , p_{ma} , p_{gas} , p_c las fracciones de las presiones indicadas medias que se gastan respectivamente en vencer el rozamiento, en accionar los mecanismos auxiliares, en el intercambio de gases y en mover el compresor.

La potencia indicada de un cilindro es:

$$N_i = 2/t (p_i V_h n) \quad (W)$$

La potencia indicada que tenga i cilindros será:

$$N_i = \frac{p_i V_h n i}{300 t} \quad (KW) \quad p_i = C (M_t + p_m) \quad (kg/cm^2)$$

3.- Determinación del consumo específico.

El consumo de combustible puede ser determinado por medidas volumétricas y esta generalmente expresado como consumo horario en Litros/hora, o bien como consumo específico en g/CV-H.

$$C_s = \frac{V}{N} \quad \text{donde} \quad V = \frac{3600 V_w}{t} \quad \text{por lo tanto:}$$

$$C_s = \frac{3600 V_w}{N t}$$

donde V, es el consumo horario en Litros/Hora y V_w , es el flujo de agua de refrigeración.

4.- Determinación de los rendimientos.

El rendimiento volumétrico está dado por:

$$\eta_v = \frac{60K_2 V_a}{n V_s}$$

donde V_a , es el flujo de aire en Litros/seg y V_s , es el flujo de barrido del aire; $K_2 = 2$ para motores de 4 tiempos.

$$V_s = \frac{\pi D^2 C n}{4 \times 106} \quad (m^3) \quad \text{por lo tanto} \quad V_s = 1100 \text{ cm}^3$$

$$V_a = 0.003536 \phi_2 \sqrt{\frac{h_o T_a}{p_a}}$$

El rendimiento mecánico está dado por :

$$\eta_t = \frac{3.6 \times 10^6}{C_s \rho_f H_1} \quad \eta_t = 1 - 1/\epsilon^{k-1}$$

donde $H_1 = 10\,000 \text{ Kcal/Kg} = 41.868 \times 10^6 \text{ (J/Kg)}$ y $\rho_f = 0.75 \text{ (Kg/Litros)}$

El rendimiento mecánico está dado por:

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = \frac{N_i - N_p}{N_i} = 1 - N_p/N_i$$

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = \frac{p_i - p_m}{p_i} = 1 - p_m/p_i$$

El rendimiento indicado está dado por:

$$\eta_i = \frac{3600}{H_i C_{si}} \quad \text{donde} \quad C_{si} = \frac{3600 V_g}{N_i t} 10^3 \quad (\text{g/KW-H})$$

El rendimiento efectivo está dado por:

$$\eta_e = \frac{3600}{H_i C_{se}} \quad \text{donde} \quad C_{se} = \frac{3600 V_g}{N_e t} 10^3 \quad (\text{g/KW-H})$$

donde $H_i = 41\,868 \text{ KJ/Kg-Grado}$ y $\eta_e = \eta_i \eta$

5.- Determinación del Balance Térmico.

$$Q_o = Q_e + Q_{ref} + Q_g + Q_{cd} + Q_{res}$$

Q_o , es la cantidad total de calor que se gasta en al unidad de tiempo --- cuando el motor funciona con el régimen dado,

Q_e , es el calor equivalente al trabajo efectivo que realiza el motor.

Q_{ref} , es el calor cedido al medio refrigerante.

Q_g , es la parte del calor del combustible que se desaprovecha por ser - incompleta la combustión,

Q_{res} , es el término independiente del balance, que establece las pérdidas no incluidas en los demás términos de la ecuación del balance - térmico.

La cantidad total del calor consumida en 1 hora está dada por:

$$Q_o = H_i V \quad (\text{KJ/H})$$

El calor equivalente al trabajo efectivo es:

$$Q_e = 3600 N_e \quad (\text{KJ/H})$$

$$Q_e = M_a C_p T_a \quad (\text{J/seg})$$

$$M_a = 1.232 \times 10^{-5} \phi_2 \sqrt{h_o p_a / T_a} \quad (\text{Kg/seg})$$

El calor transmitido al medio refrigerante está dado por:

$$Q_{\text{ref}} = 41\,868 V_w (T_2 - T_1) \quad (\text{KJ/H})$$

El calor que arrastran los gases de escape está dado por:

$$Q_g = 41\,868 W_c (T_{2c} - T_{1c}) (M_a + f C_s) / 3600 (C_p T_o)$$

El calor desaprovechado por el combustible está dado por:

$$Q_{\text{cd}} = \frac{H_L \phi_f V}{3600} \quad (\text{J/seg})$$

El término independiente está dado por:

$$Q_{\text{res}} = Q_o - (Q_{\text{ref}} + Q_e + Q_g)$$

Nota: Esta práctica se debe llevar a cabo con la mariposa del carburador totalmente abierta para obtener un resultado real. - En el caso de estas pruebas en nuestro laboratorio se propone que se llevan a cabo las prácticas al 50% de abertura para evitar un desgaste prematuro del motor, y obtener así un resultado próximo o similar al real.

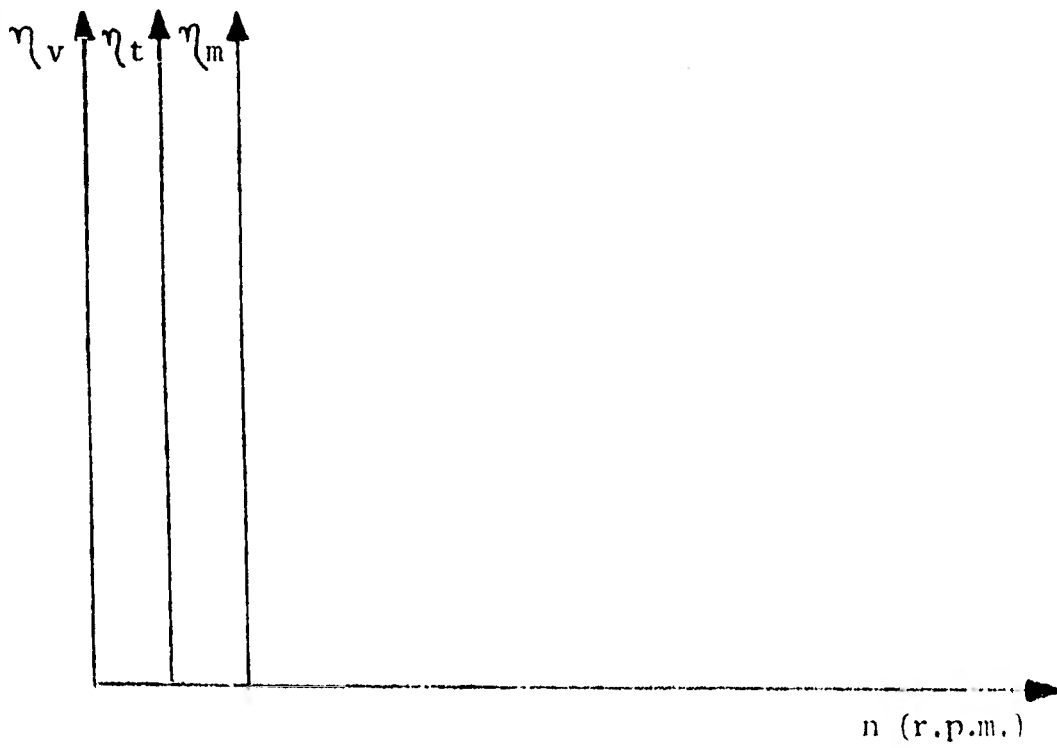
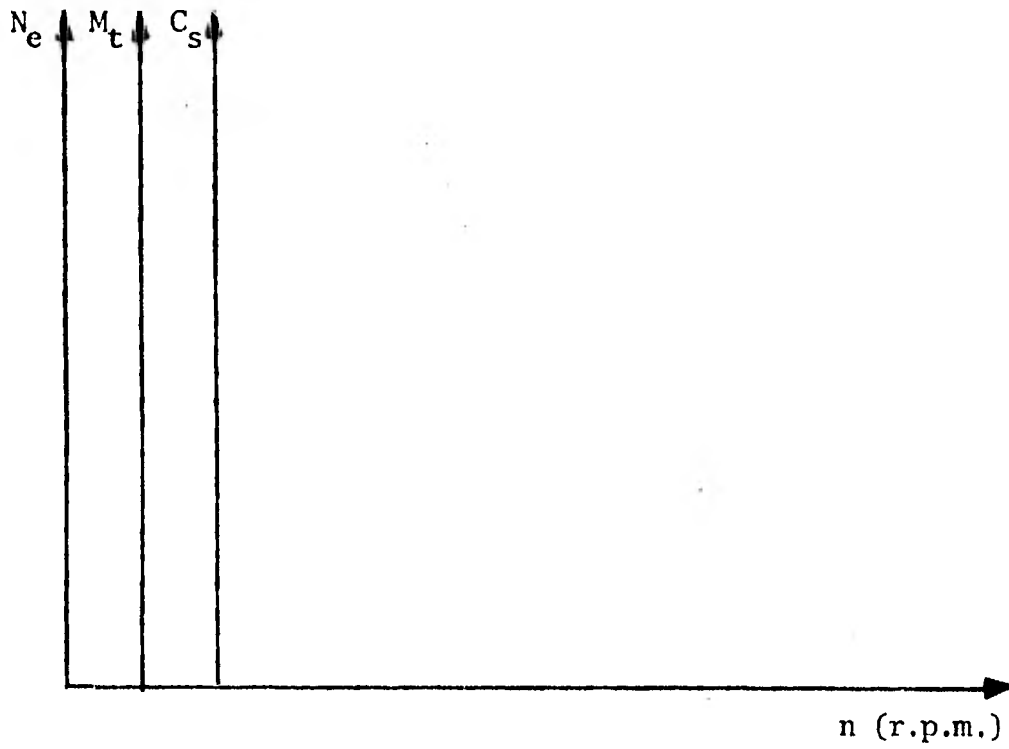
n	M_t	Agua de enfriamiento del motor.			Agua de enfriamiento del Calorfm.			Gases de escape del Cal.		t	h_o	T_a	V_g	Pérdidas del motor.					
		T_1	T_2	V_w	T_{1c}	T_{2c}	W_c	T_o	T_o					p_1	p_2	p_3	p_4		

$P_a =$

IX.- Tabla de Datos.

n	N_e	C_s	p_m	p_e	p_i	N_i	N_p	V_a	η_v	η_m	η_t	η_i	η_e	Q_o

X.- Tabla de Resultados.

XI. - Gráficas de Resultados.

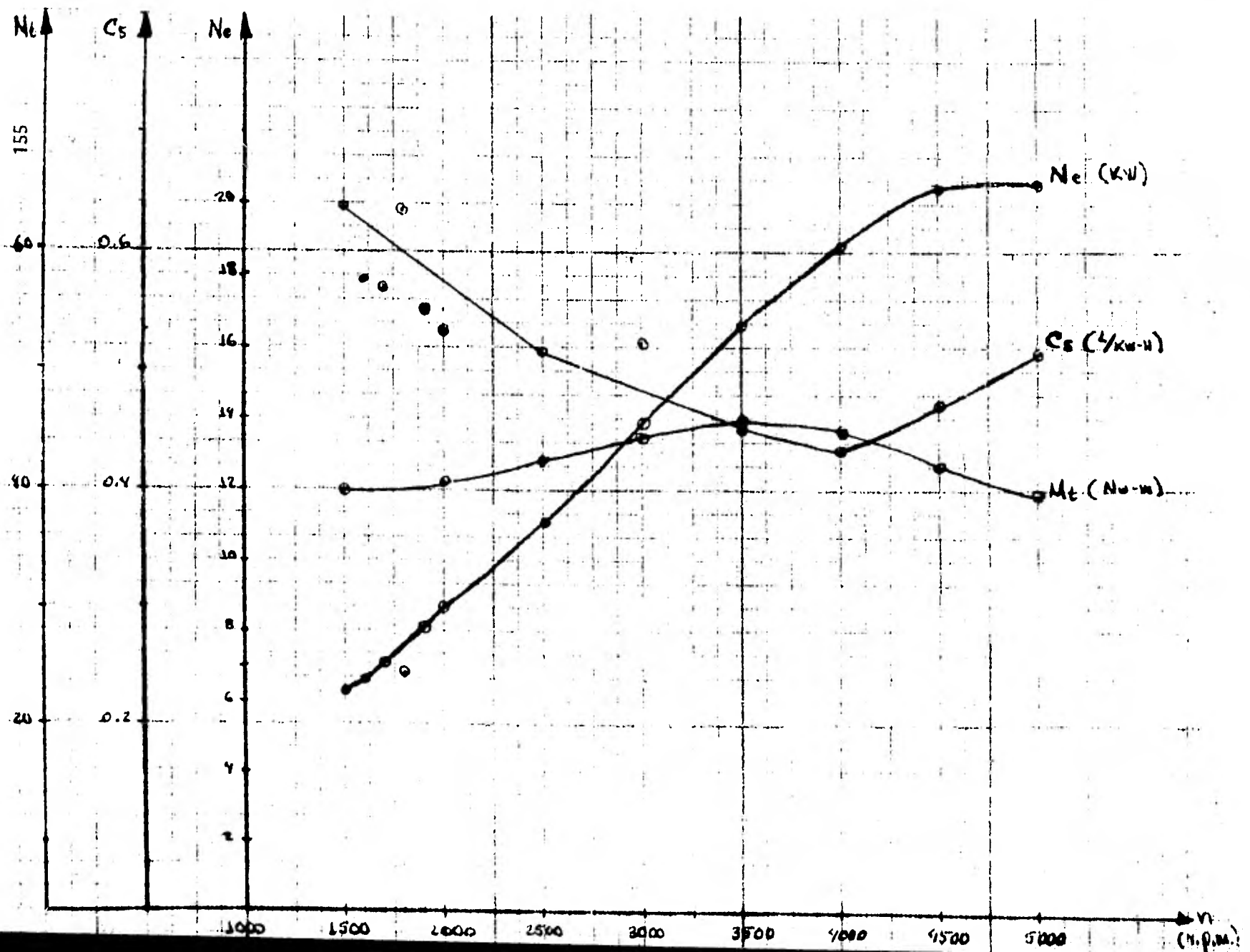
EJEMPLO DE LOS DATOS, CALCULOS Y GRAFICAS QUE PUEDEN OBTENERSE
EN EL DESARROLLO DE LA PRACTICA DE MOTORES DE DE COMBUSTION IN-
TERNA.

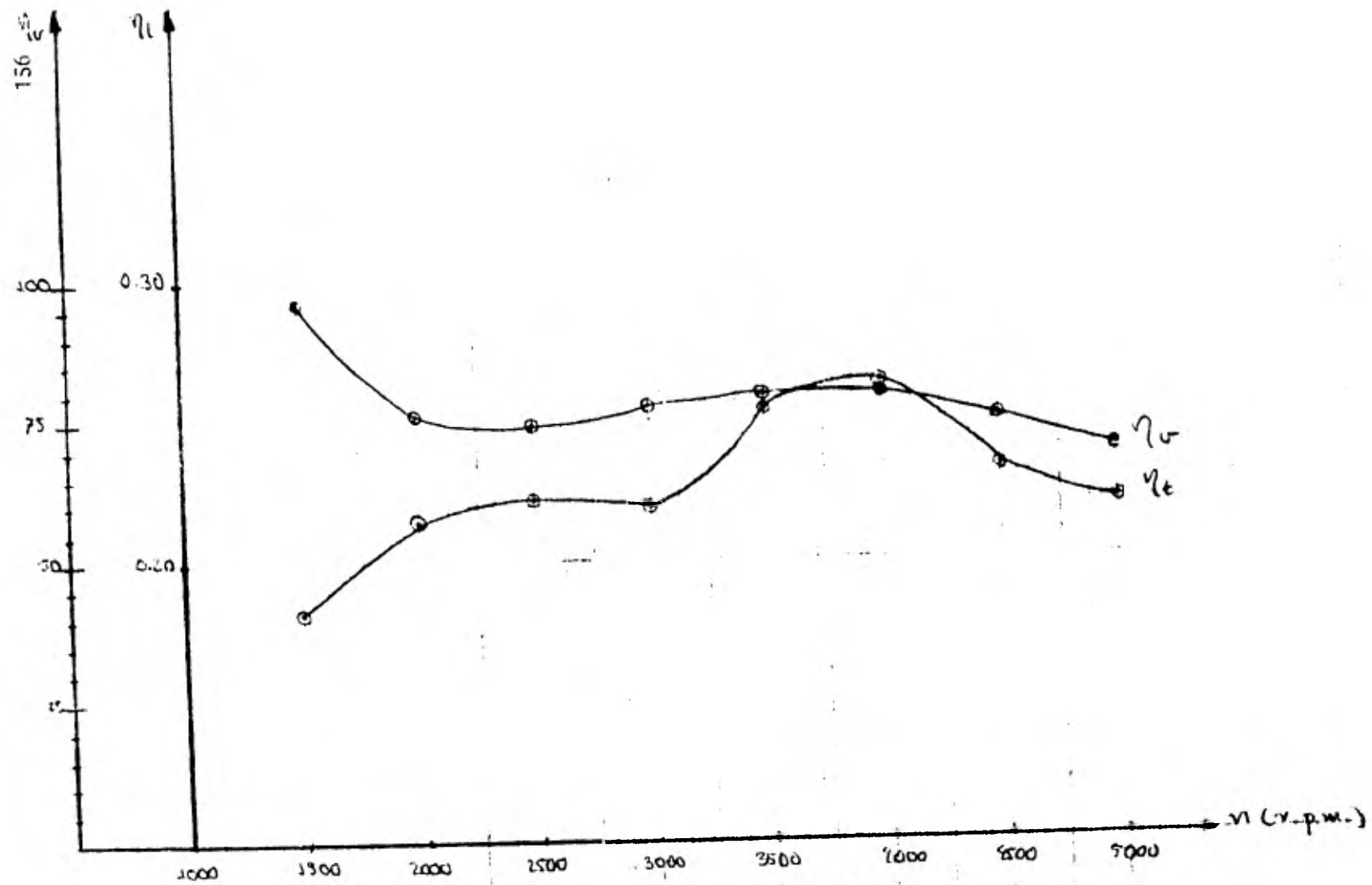
n	M _t	Agua de enfriamiento del motor.			Agua de enfriamiento del Calorímetro.			Gases de escape del Calorím.		t	h _o	T _a	V _g	Pérdidas del Motor.			
		T ₁	T ₂	V _w	T _{1c}	T _{2c}	W _c	T _e	T _o					P ₁	P ₂	P ₃	P ₄
1500	40.0	61.0	64.0	43.7	220	22	3.5	22.0	28	45.6	7	26.0	0.05	-	-	-	-
1600	40.1	68.5	71.0	43.7	300	22	4.0	22.5	30	46.3	6	26.0	"	-	-	-	-
1700	40.0	69.5	72.0	43.8	322	22	4.0	23.0	32	44.5	6	26.8	"	-	-	-	-
1800	36.0	70.0	72.5	43.8	342	22	4.3	23.5	34	42.2	6.5	26.8	"	-	-	-	-
1900	40.8	70.0	73.0	44.0	370	30	3.5	24.0	36	40.2	7	27.0	"	-	-	-	-
2000	40.8	70.5	73.5	44.1	400	30	3.5	24.5	37	39.3	7.5	26.4	"	-	-	-	-
2500	42.5	70.5	73.8	44.5	469	30	3.8	24.5	39	31.2	11.5	27.0	"	-	-	-	-
3000	44.5	69.5	73.8	45.3	542	39	3.5	25.5	43	24.6	18.0	27.4	"	-	-	-	-
3500	45.8	69.5	73.8	46.2	600	40	3.5	25.7	45	23.7	25.0	28.2	"	-	-	-	-
4000	45.0	69.0	74.0	47.2	653	42	3.5	26.0	51	21.9	32.5	28.6	"	-	-	-	-
4500	42.0	69.0	74.0	48.3	650	45	3.5	28.0	58	18.5	38.0	28.2	"	-	-	-	-
5000	39.5	69.0	74.5	49.5	690	45	3.5	29.0	61	16.8	40.0	28.8	"	-	-	-	-

Tabla de Datos.
P_a = 590 mm Hg

n	M_t	N_e	C_s	V_a	η_v	η_t
r.p.m.	N-m	KW	L/KW-H	L/seg	----	----
1500	40.0	6.28	0.629	13.24	0.9629	0.1823
1600	40.1	6.72	0.579	12.31	0.8393	0.1980
1700	40.0	7.12	0.568	12.32	0.7906	0.2018
1800	36.0	6.79	0.628	12.82	0.7770	0.1826
1900	40.8	8.12	0.551	13.31	0.7642	0.2081
2000	40.8	8.55	0.536	13.73	0.7505	0.2139
2500	42.5	11.13	0.518	17.06	0.7444	0.2213
3000	44.5	13.98	0.523	21.36	0.7767	0.2192
3500	45.8	16.79	0.452	25.21	0.7858	0.2536
4000	45.0	18.85	0.436	28.76	0.7844	0.2629
4500	42.0	19.79	0.492	31.08	0.7535	0.2330
5000	39.5	20.68	0.518	31.92	0.6964	0.2213

Tabla de Resultados.





CONCLUSIONES .

De acuerdo con lo anteriormente citado en esta tésis, podemos concluir que es necesario que el alumno de nuestra facultad esté relacionado con los motores de combustión interna, tanto en teoría como en lo práctico, ya que a diario se tiene contacto con ellos, ya sea en los automóviles o en la industria, en el accionamiento de generadores, bombas y otros equipos importantes.

Por lo consiguiente creimos pertinente elaborar y proponer una práctica de dichos motores, para que se conozcan más a fondo los parámetros y las variables que influyen en el funcionamiento de dichos motores, y a su vez tener un conocimiento general de los órganos principales y el funcionamiento de cada uno de ellos, así como las fallas más comunes que se presentan en dichos motores.

Con el ejemplo práctico que se elaboró en esta tésis, se pudo comprobar que si es posible, con el equipo que existe en nuestro laboratorio de termofluidos, llevar acabo los conocimientos teórico-prácticos para obtener una formación profesional adecuada en las ramas de dicho laboratorio.

B I B L I O G R A F I A

- 1.- Motores Endotérmicos 3^a Edición.
Ing. Dante Giacosa
Editorial Dossat
- 2.- Motores de Combustión Interna.
Obert Edward Freuderic
Editorial Continental
- 3.- El Libro del Automóvil.
Selecciones del Reader's Digest
- 4.- Motores de Automóvil.
M.S. Jovaj y G.S. Maslov
Editorial Moscú