X.- CICLOS DE MAQUINAS TÉRMICAS QUE FUNCIONAN CON GAS

pfernandezdiez.es

X.1.- CICLO DE CARNOT

El rendimiento del ciclo de Carnot es:

$$\eta = \frac{T_1 - T_2}{T_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1} = 1 - \left(\frac{V_B}{V_A}\right)^{\gamma-1} = \left| \varepsilon = \frac{V_A}{V_B} \right| = 1 - \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{\gamma-1}$$

en la que ε es la relación de compresión adiabática.

Si se quiere que un motor que funcione con éste ciclo tenga un buen rendimiento, es necesario que la relación de compresión ε sea grande, lo que implica construir cilindros grandes, por lo que se aumentaría el peso del motor; por otro lado interesa que el trabajo obtenido sea máximo, para un motor de peso dado. Para un motor que funcionase según el ciclo de Carnot, la relación anterior es pequeña y aunque desde un punto de vista meramente termodinámico es un ciclo de rendimiento máximo, el motor real que se intentase construir para que funcionase con éste ciclo, sería prácticamente imposible de conseguir dadas las dificultades técnicas que se encontrarían en su realización.

X.2.- CICLOS DE IGUAL RENDIMIENTO AL DE CARNOT

CICLO STIRLING.- Es el único ciclo de fluido perfecto que se ha podido aplicar a un motor y utilizar a nivel industrial (1960). Este ciclo está constituido por dos isotermas y dos isócoras; el rendimiento de este ciclo es máximo, igual al del ciclo de Carnot entre las mismas temperaturas extremas T_1 proporcionada por un foco caliente y T_2 que puede ser la del aire ambiente o la de cualquier otro medio de refrigeración. Durante el funcionamiento es necesario que el fluido ceda calor a un re-

generador durante una fracción del recorrido de la expansión para recuperar este calor durante una fracción del recorrido de compresión.

Para realizar el ciclo, Fig X.1, se utiliza una máquina con dos pistones desplazándose dentro del mismo cilindro; una pared porosa separaría las dos mitades del cilindro.

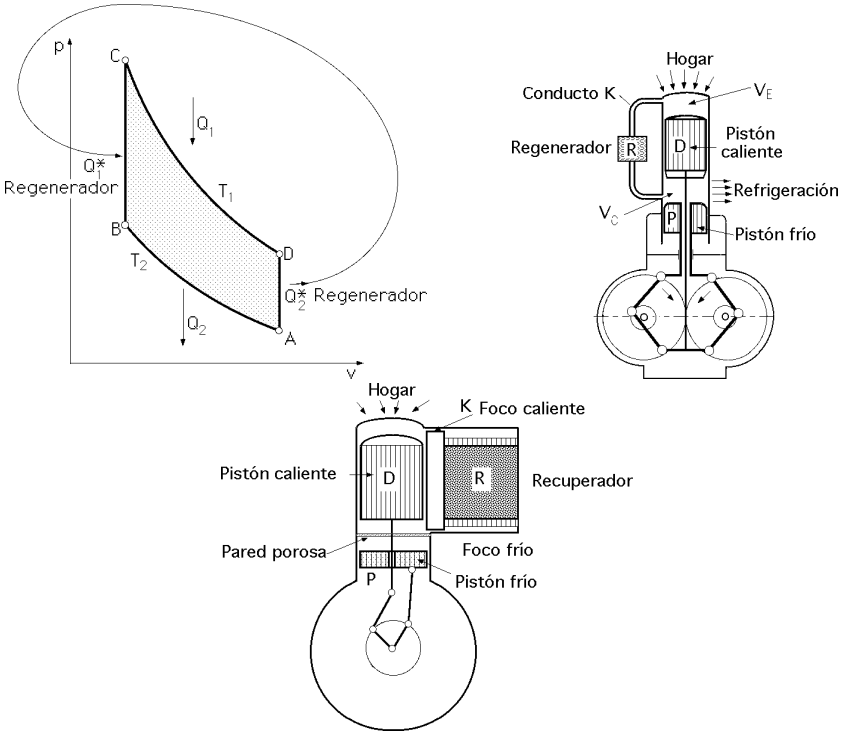


Fig X.1.- Ciclo y esquemas de un motor de aire caliente Stirling

Principio mecánico.- En el cilindro hay dos pistones distintos, uno D (pistón caliente) y otro P (pistón frío), que conforman y delimitan en el transcurso de sus movimientos respectivos, dos volúmenes variables V_E y V_C; el volumen correspondiente a la cámara caliente V_E está comprendido entre la culata caliente del cilindro y el pistón caliente D y el correspondiente a la cámara fría V_C que se refrigera lateralmente está comprendido entre el pistón caliente D y el pistón frío P. Estas cámaras están comunicadas entre sí libre y permanentemente, mediante un conducto que atraviesa el regenerador R, (intercambiador de calor).

La razón por la que no se llegaría a alcanzar el rendimiento del ciclo de Carnot estriba en la dificultad de realizar prácticamente las transformaciones isotermas que lleva consigo el ciclo Stirling.

En un ciclo real habría que comunicar a los pistones un movimiento senoidal de igual pulsación w pero desfasados un determinado ángulo φ ; la variación de los volúmenes V_E y V_C se podría realizar en forma continua, obteniéndose el movimiento de los pistones mediante un sistema de bielas romboidal.

Funcionamiento del motor.- El funcionamiento teórico del ciclo correspondiente al esquema de motor de la Fig X.2, se puede realizar en la siguiente forma:

Primer tiempo.- En la primera operación se parte del estado inicial A definido por p_A, V_A, T_2. Se comprime el gas de V_A a V_B a temperatura constante T_2 dejando inmóvil el pistón caliente, realizándose la compresión por medio del pistón frío (primer tiempo); para que esta operación se haga a temperatura constante se precisa de un recuperador que permita extraer calor a medida que éste se vaya generando

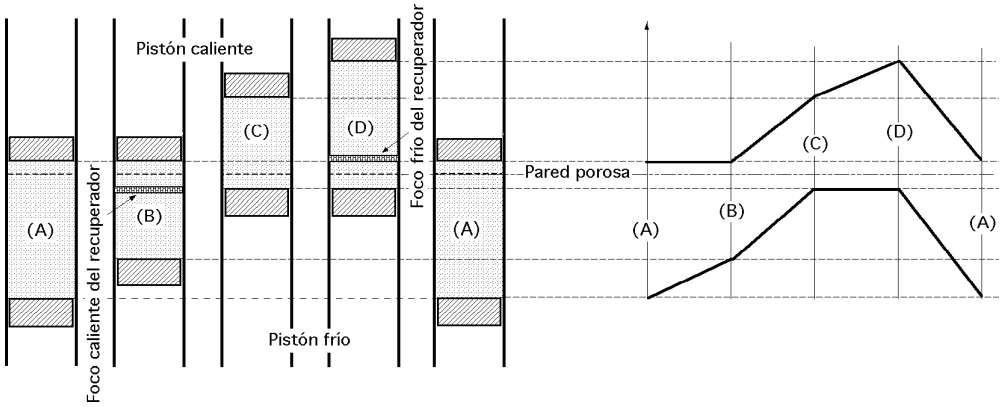


Fig X.2.- Esquema del funcionamiento de la máquina Stirling

Segundo tiempo.- Una vez se ha llegado al estado B sobre el diagrama se pasa al estado C desplazándose los dos pistones simultáneamente hacia arriba; el calor necesario se toma a T_1 del foco caliente.

Tercer tiempo.- En el tiempo siguiente se efectúa una expansión isoterma y se alcanza el punto D del diagrama definido por p_D, V_D, T_1 comunicando calor para mantener la temperatura constante.

Cuarto tiempo.- Para volver al estado inicial A es preciso refrigerar el gas cediendo calor al recuperador (cuarto tiempo). La masa de aire que se ha expansionado a T_1 hasta D se refrigera desde la temperatura T_1 punto D, hasta la T_2 punto A, (transformación isócora), cediendo el ciclo calor al regenerador R según (DA); cuando el pistón caliente desciende lo envía a otro regenerador dado por (BC) que lo devuelve cuando el pistón caliente asciende de forma que el aire se comprime isotérmicamente a T_2 recalentándose hasta T_1 mediante el regenerador citado.

Una máquina Stirling de doble efecto, Fig X.3, se compondría de un cilindro 1 en el que se mueve el pistón motor 2 y de dos cilindros M en los que se mueven los pistones 3 y 3'; los cilindros M tienen un extremo que se calienta a partir de un hogar, mientras que el otro extremo está refrigerado por agua; ambos extremos del cilindro 1 están comunicados por dos conductos (ab) y (a'b').

La parte inferior de los cilindros M está unida a su parte superior por una tubería lateral en la que se encuentra el regenerador R.

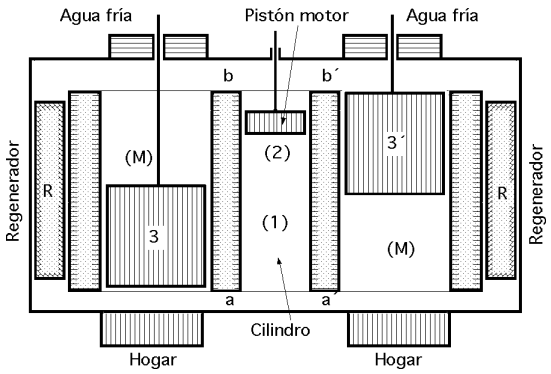


Fig X.3.- Máquina Stirling de doble efecto

El funcionamiento de la máquina es el siguiente:

Los pistones 3 y 3' están suspendidos en las extremidades de un balancín oscilante, de forma que cuando uno sube, el otro baja y viceversa. El aire se transfiere alternativamente de un extremo a otro de los cilindros M bajo la acción del movimiento oscilante de los pistones 3 y 3', de forma que la presión aumenta cuando llegan a la zona caliente y disminuye cuando llegan a la zona fría.

Debido al movimiento alternativo vertical de los pistones 3 y 3' la presión máxima se aplica sucesivamente sobre cada una de las caras del pistón motor 2 lo que provoca el movimiento alternativo.

Rendimiento térmico.- De acuerdo con el diagrama de la Fig X.1 se tiene:

El calor tomado del foco térmico caliente es: $Q_1 = R\ T_1\ ln\ \frac{V_D}{V_C}$

El calor cedido al foco térmico frío es: $Q_2 = R\ T_2\ ln\ \frac{V_A}{V_B}$

El calor intercambiado a lo largo de la transformación (BC) es: $Q_1^* = c_v\,(T_1 - T_2)$

El calor intercambiado a lo largo de la transformación (DA) es: $Q_2^* = c_v\,(T_1 - T_2)$

ecuaciones en las que Q_1^* y Q_2^* son iguales en valor absoluto y de signos contrarios.

El recuperador R permite recibir alternativamente el calor Q_1^* y ceder el calor Q_2^* de forma que si la máquina está bien construida, en el curso de un ciclo no hay otro calor intercambiado con las fuentes exteriores que el Q_1 tomado a la temperatura T_1 y el Q_2 cedido a la temperatura T_2 por lo que el rendimiento térmico es:

$$\eta = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{R\ T_1\ ln\ \frac{V_D}{V_C} - R\ T_2\ ln\ \frac{V_A}{V_B}}{R\ T_1\ ln\ \frac{V_D}{V_C}} = \left| \begin{array}{l} V_D = V_A \\ V_C = V_D \end{array} \right| = \frac{T_1 - T_2}{T_1}$$

que es el mismo que el de un ciclo de Carnot, entre las mismas temperaturas extremas.

Las ventajas del motor Stirling son:

- *Un rendimiento térmico elevado, igual al de Carnot entre las mismas temperaturas extremas*
- *La máquina no comporta más que unas pocas piezas móviles y ninguna válvula*
- *Su rendimiento útil varía poco con la velocidad de marcha*
- *Su funcionamiento no implica explosiones, por lo que su marcha es silenciosa y exenta de vibraciones*

CICLO ERICKSON.- El motor que funciona según el ciclo Erickson difiere del ciclo Stirling en que las transformaciones isócoras se sustituyen por isobaras, Fig X.4. Consta de dos cilindros C_1 y C_2 del mismo diámetro, que están conectados mediante una tubería que contiene un regenerador R. El cilindro C_1 se mantiene a una temperatura constante T_1 y el cilindro C_2 a una temperatura constante T_2 siendo $T_2 < T_1$. En los cilindros se mueven los pistones P_1 y P_2 y entre ellos se encuentra una masa de gas (generalmente aire) que se reparte entre los cilindros C_1 y C_2.

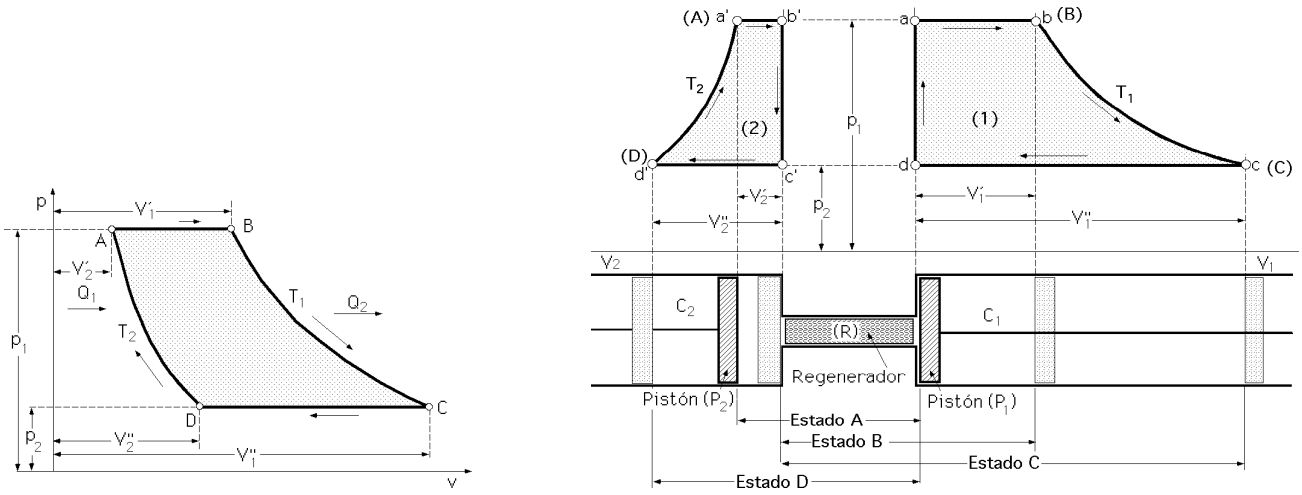


Fig X.4.- Ciclo y diagrama del funcionamiento de la máquina Erickson

Transformaciones termodinámicas del motor.- Si denotamos con el subíndice 1 al gas que se encuentra en el cilindro C_1 y con el subíndice 2 al gas que se encuentra en C_2 y si se supone inicialmente que todo el gas se encuentra en C_2 a la presión p_1, siendo a' el punto representativo del estado del gas (p_1, $V_2 = V_{2'}$, T_2) (punto A del diagrama), el estado representativo para el gas del cilindro C_1 (que en ese momento no contiene ningún gas) viene dado por el punto a, $(p_1, V_1 = 0, T_1)$.

El conjunto de los pistones se desplaza de forma que la presión del gas permanece constante e igual a p_1; en este desplazamiento el gas de C_2 (punto b') atraviesa el regenerador en el cual se calienta pasando de T_2 a T_1; cuando el pistón P_2 llega al fin de la carrera el estado del gas en C_2 viene caracterizado por los parámetros $(p_1, V_2 = 0, T_2)$ y el estado del gas C_1 por los parámetros $(p_1, V_1 = V_{1'}, T_1)$, (punto B del diagrama).

La transformación en C_2 viene representada por la horizontal (a' b') y en C_1 por la horizontal (ab) por lo que $\frac{a\,b}{a'\,b'} = \frac{T_1}{T_2}$ es la relación entre los desplazamientos de los pistones.

A continuación el gas que está en C_1 se expansiona a la temperatura T_1 cediendo calor al medio exterior, transformación (bc), permaneciendo el pistón P_2 inmóvil, por lo que la presión pasa de p_1 a p_2 y su volumen de $V_{1'}$ a V_1, viniendo representado el estado final del gas por el punto c (p_2,V_1,T_1), (punto C del diagrama), siendo la evolución la isoterma (bc); en el cilindro C_2 el volumen que queda (cero) a la temperatura T_2 pasa de la presión p_1 a la p_2. El estado final del gas en C_2 viene representado por el punto c' $(p_2,V_2 = 0, T_2)$ y la evolución por el segmento vertical (b'c').

Cuando la presión del gas en C_1 alcanza el valor p_2 se desplaza de nuevo el conjunto de los dos pistones en sentido inverso, de forma que la presión del gas que queda se mantiene igual a p_2; mediante un razonamiento idéntico al anterior, se encuentra que los desplazamientos de los pistones están en la misma relación que las temperatura T_1 y T_2.

A lo largo de este desplazamiento, el gas atraviesa el regenerador en el cual se refrigera desde T_1 a T_2 y cuando el pistón llega al final de la carrera, el estado del gas en C_1 viene caracterizado por los parámetros $(p_2,V_1 = 0, T_1)$ y el estado del gas en C_2 por los parámetros $(p_2,V_2 = V_{2'}, T_2)$, (punto D del diagrama).

La evolución en C_2 viene representada por la horizontal (c' d') y en C_1 por la horizontal (cd) de forma que la relación entre los desplazamientos de los pistones es:

$$\frac{c\,d}{c'\,d'} = \frac{T_1}{T_2}$$

El pistón P_1 queda inmóvil y se comprime el gas de C_2 a la temperatura constante T_2 hasta que el pistón P_2 llegue a su posición inicial (volumen $V_{2'}$), siendo p_1 la presión del gas en esta posición; el estado del gas viene ahora caracterizado en C_2 por los parámetros $(p_1,V_{2'},T_2)$ y en C_1 por los parámetros $(p_1, V_1 = 0, T_1)$.

La evolución experimentada por el gas a C_2 viene representada por la isoterma (d' a') mientras que para el gas C_1 viene representada por el segmento vertical (da). De esta forma, el gas vuelve a su estado inicial completándose un ciclo completo.

Realización mecánica.- El movimiento discontinuo de los pistones del motor del ciclo Erickson consiste en un movimiento continuo biela-manivela, Fig X.5. El problema que entraña la realización

de carreras diferentes para los dos pistones se elimina dando a los pistones la misma carrera, lo cual precisa que las secciones respectivas de los dos cilindros estén en la misma relación que las temperaturas; los pistones tiene que estar ligados rígidamente entre sí, de forma que para su accionamiento no se precise más que una sola transmisión.

Por otra parte, para que el funcionamiento teórico (que rige las fases de parada de uno de los pistones) se pueda realizar, mientras que el otro permanece en movimiento, la máquina dispone de una válvula de distribución que, accionada convenientemente, aisla la masa de gas que debe expansionarse o comprimirse.

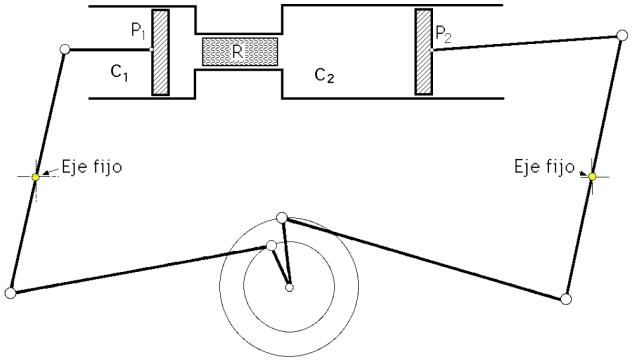


Fig X.5.- Detalle cinemático del comando de los pistones del motor Erickson

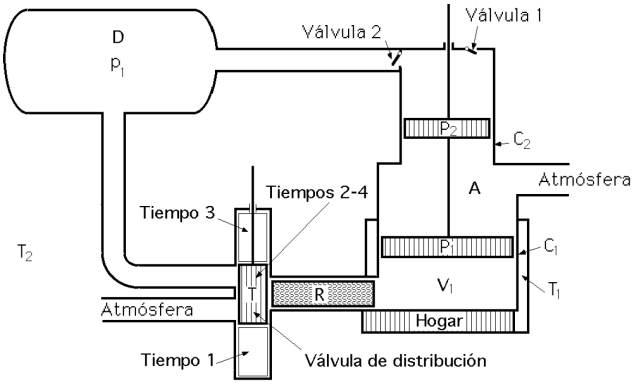


Fig X.6.- Realización esquemática del motor Erickson

Se considerará que p_2 y T_2 son la presión y temperatura del medio ambiente y que la presión p_1 es prácticamente constante, (proporcionada por un depósito D, Fig X.6, de gran capacidad); en la válvula de distribución T los desplazamientos tienen que estar sincronizados con el de los pistones de forma que cuando la válvula esté en la posición:

$$\begin{cases} \text{- inferior se ponga en comunicación } C_1 \text{ con el depósito } D \\ \text{- superior se ponga en comunicación } C_1 \text{ con la atmósfera} \\ \text{- intermedia, el aire contenido en } C_1 \text{ queda aislado} \end{cases}$$

Funcionamiento del motor.- Si se supone que en el instante inicial los pistones están en la po-

sición A del diagrama, Fig X.4, el espacio comprendido entre los dos pistones comunica libremente con la atmósfera, como se indica en la Fig X.6.

Primer tiempo.- (Transformación AB).- La válvula de distribución T está en la posición inferior, poniendo en comunicación C_1 con el depósito D. Los pistones P_1 y P_2 ascienden; el aire evoluciona a presión constante p_1 que le es proporcionada por el depósito D atraviesa el regenerador R en el cual se recalienta de T_2 a T_1 produciéndose así la expansión isobárica a la presión p_1.

Segundo tiempo (Transformación BC).- Cuando el pistón P_1 ha realizado una fracción del ascenso, la válvula de distribución T pasa a una posición intermedia aislando el aire contenido en C_1. La expansión de este aire, mantenido a la temperatura T_1 por el calor que procede del hogar completa el recorrido del pistón P_1 hasta su límite superior, completándose la expansión isotérmica a T_1. Por otro lado y al mismo tiempo que el pistón P_1, el pistón P_2 continúa la ascensión y comprime en el depósito D el gas que contiene; debido a las grandes dimensiones del depósito, la presión p_1 prácticamente no se modifica.

Tercer tiempo (Transformación CD).- La válvula de distribución, en la posición superior, pone en comunicación C_1 con la atmósfera; el pistón C_1 desciende, enviando el aire de C_1 a la atmósfera atravesando de nuevo el regenerador R (en sentido inverso al anterior), en donde se refrigera de T_1 a T_2 (transformación isobárica a presión atmosférica p_2).

Al mismo tiempo que el pistón P_1 desciende, también desciende el P_2; la presión en C_2 baja a p_1, la válvula 2 se cierra y la válvula 1 se abre, lo que permite la admisión en C_2 de aire fresco de la atmósfera.

Cuarto tiempo (Transformación DA).- Cuando el pistón P_1 ha realizado una fracción de su descenso, la válvula de distribución T pasa a su posición intermedia; el pistón P_1 completa su descenso comprimiendo el aire a la temperatura T_2 de forma que se restablece la presión inicial p_1; es la fase de compresión isotérmica a la temperatura T_2.

El descenso de P_2 continúa al mismo tiempo que P_1 y se aspira aire atmosférico en el cilindro C_2; se cierra la válvula 1 se abre la 2 y se compensa la pérdida de aire que se ha enviado a la atmósfera en la transformación (CD).

Rendimiento térmico.- En el ciclo Erickson, el calor absorbido por el aire en la expansión isobárica (AB) es igual y de signo contrario al calor cedido durante la compresión isobárica (CD).

La expansión del aire según (BC) a, T_1 = cte, se realiza recibiendo un calor: $Q_1 = R\,T_1\,ln\,\frac{p_1}{p_2}$

La compresión del aire según (CD) se efectúa cediendo calor al regenerador

En la compresión del aire según (DA) a T_2 = Cte, se ceden Q_2 calorías al foco frío (atmósfera):

$$Q_2 = R\,T_2\,ln\,\frac{p_1}{p_2}$$

El trabajo obtenido es: $T = R\,(T_1 - T_2)\,ln\,\frac{p_1}{p_2}$

El rendimiento térmico es: $\eta = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1}$

X.3.- CICLOS DE TURBINAS DE GAS

CICLO ATKINSON.- Una *turbina de gas de explosión* funciona según el ciclo termodinámico ideal tipo Atkinson, Fig X.7a; consta de
- *Un compresor*
- *Una o más cámaras de combustión*
- *La turbina de gas propiamente dicha*

Funcionamiento.- El compresor carga sucesivamente con aire las cámaras de combustión, estando controlado dicho orden por el mecanismo de la válvula de admisión. Cuando una cámara está cargada, se cierra la válvula de admisión y se introduce el combustible, que arde con explosión por la acción de una chispa, produciendo un incremento brusco de la presión.

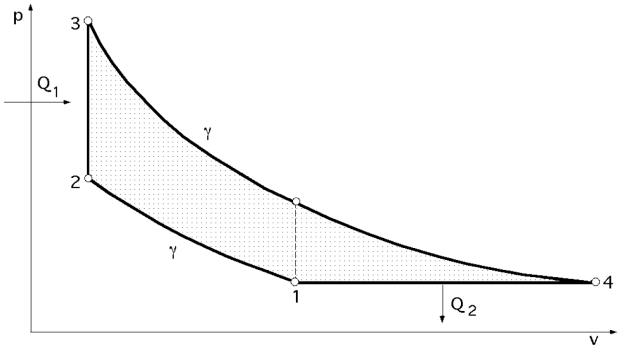


Fig X.7a.- Ciclo de una turbina de combustión interna (Atkinson)

A continuación se abre la válvula de escape E y los gases salen a gran velocidad, actuando directamente sobre los álabes de la turbina; la presión disminuye y cuando se alcanza la atmosférica se cierra la válvula de escape y se abre la de admisión llenándose nuevamente la cámara de aire. Las cámaras de combustión se disponen en una circunferencia concéntrica con el eje de la turbina, Fig X.7.b; el funcionamiento de las válvulas hace que se descarguen sucesivamente, sometiendo a la corona de álabes de la turbina a una serie de impulsos que provocan su movimiento. En un diagrama (p,v) las diversas temperaturas que intervienen en el proceso, en función de T_1, son:

$$T_2 = T_1\,(\frac{p_2}{p_1})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \left|\,\alpha = \frac{p_2}{p_1}\,\right| = T_1\,\alpha^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

$$T_3 = T_2\,(\frac{p_3}{p_2}) = \left|\,a = \frac{p_3}{p_2}\,\right| = T_2\,a = T_1\,a\,\alpha^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

$$T_4 = T_3\,(\frac{p_4}{p_3})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = T_1\,a\,\alpha^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\,(\frac{p_4/p_2}{p_3/p_2})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = T_1\,a\,\alpha^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\,(\frac{1}{\alpha\,a})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = T_1\,\alpha^{\frac{1}{\gamma}}$$

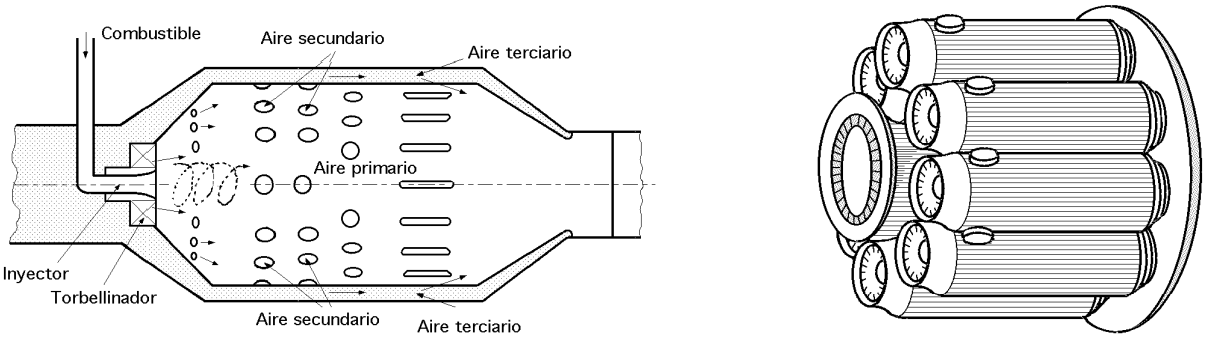


Fig X.7.b.- Cámara de combustión tubular y disposición de las cámaras (explosión)

$$\textit{El rendimiento del ciclo es: } \eta = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \left| \begin{array}{l} Q_1 = c_v\ (T_3 - T_2\ ) \\ Q_2 = c_p\ (T_4 - T_1\ ) \end{array} \right| = \frac{c_v\ (T_3 - T_2\ ) - c_p\ (T_4 - T_1\ )}{c_v\ (T_3 - T_2\ )} =$$

$$= 1 - \gamma\ \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \gamma\ \frac{T_1\ a^{\frac{1}{\gamma}} - T_1}{T_1\ a\ \alpha^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} - T_1\ \alpha^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}}} = 1 - \gamma\ \frac{a^{\frac{1}{\gamma}} - 1}{\alpha^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}}\ (a - 1)} = \left| \beta = \frac{p_3}{p_1} = \alpha\ a \right| = 1 - \gamma\ \frac{\beta^{\frac{1}{\gamma}} - \alpha^{\frac{1}{\gamma}}}{\beta - \alpha}$$

El envío intermitente de gases calientes a la turbina, somete a los álabes de la misma a temperaturas muy elevadas, por lo que el funcionamiento con este ciclo es muy poco racional y en la actualidad se encuentra prácticamente abandonado.

CICLO BRAYTON.- Las *turbinas de combustión* funcionan según un ciclo Brayton. En estas máquinas rotativas el aire aspirado a la presión atmosférica se comprime en el compresor C elevando su temperatura y es conducido a la cámara de combustión D donde se inyecta el combustible que arde en forma continuada y suave; los productos calientes de la combustión se expansionan contra los álabes de la turbina desarrollando un trabajo útil y salen a la atmósfera a través del escape.

A veces los gases expansionados en la turbina todavía calientes se pueden aprovechar para producir vapor de agua en una caldera y utilizarlo posteriormente en una turbina de vapor o para precalentar en un regenerador el aire de la combustión.

Si los gases de escape se hacen llegar a una tobera de descarga, la turbina de gas se convierte en una máquina de chorro; la turbina una vez en marcha acciona el compresor.

El rendimiento térmico de una turbina de gas de este tipo viene determinado por la relación entre el trabajo útil generado y el calor de combustión del combustible consumido; para su cálculo consideraremos un ciclo recorrido por un gas perfecto, Fig X.8a, en el que la cámara de combustión vendría sustituida por un cambiador de calor ficticio, en el que el gas recibe a presión constante una cantidad de calor igual al calor de combustión Q_1. De igual modo, los gases expulsados pasarían a otro cambiador de calor donde cederían a presión constante el calor Q_2 para volver a las condiciones iniciales.

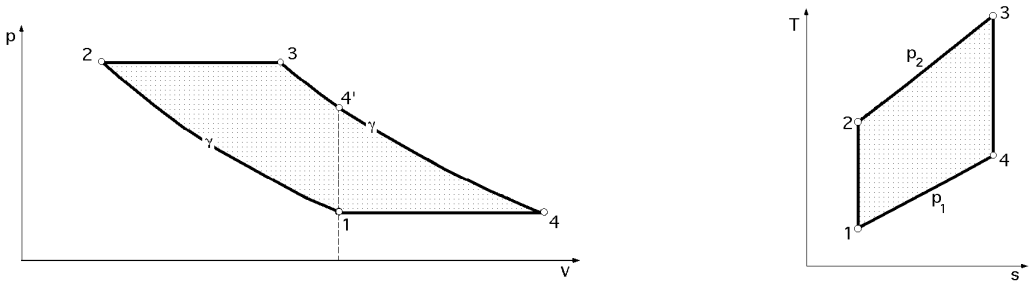


Fig X.8.a.- Ciclo de una turbina de combustión interna (Brayton)

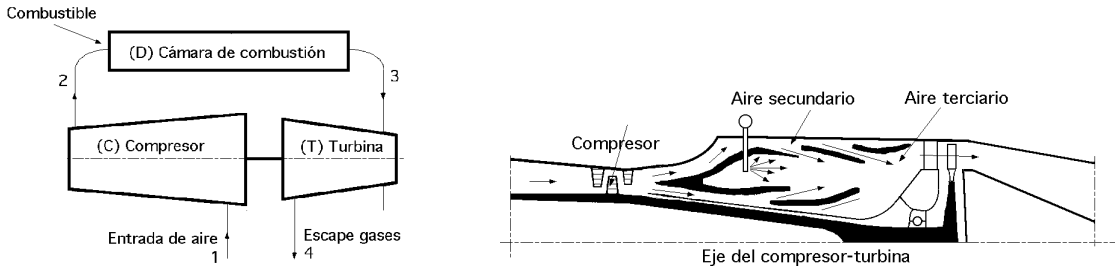


Fig X.8.b.- Esquema simple de una turbina de gas de combustión y cámara de combustión

En el caso ideal, las transformaciones (1-2) y (3-4) son isentrópicas y las (2-3) y (4-1) a presión constante.

Si se supone $c_p = cte$, $T_u = \begin{cases} Q_1 - Q_2 = c_p\,(T_3 - T_2) - c_p\,(T_4 - T_1) \\ T_T - T_C = c_p\,(T_3 - T_4) - c_p\,(T_2 - T_1) \end{cases}$

$$\eta = \frac{T_u}{Q_1} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = \left| \begin{array}{l} \dfrac{T_2}{T_1} = \left(\dfrac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \Delta \quad ; \quad T_2 = \Delta\, T_1 \\ \dfrac{T_3}{T_4} = \left(\dfrac{p_3}{p_4}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \Delta \quad ; \quad T_3 = \Delta\, T_4 \end{array} \right| = 1 - \frac{1}{\Delta} = 1 - \frac{i_4 - i_1}{i_3 - i_2}$$

observándose que el rendimiento del ciclo térmico de esta turbina de gas depende exclusivamente de la relación de presiones a la entrada y a la salida del compresor.

$$\textit{La relación: } \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_3}{p_4} \quad \Rightarrow \quad \begin{cases} \dfrac{T_2}{T_1} = \left(\dfrac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \Delta \\ \dfrac{T_3}{T_4} = \left(\dfrac{p_3}{p_4}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \Delta \end{cases} \quad \Rightarrow \quad \frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4}$$

El buen funcionamiento de una turbina de gas exige:

- Que la relación $\frac{p_2}{p_1}$ *sea elevada, lo cual implica que* $\frac{T_2}{T_1}$ *también lo sea*

- Una gran diferencia de temperaturas $(T_3 - T_2)$ *lo que supone que* T_3 *sea muy elevada y en consecuencia nos encontramos con el problema de la resistencia de los álabes de la turbina a las altas temperaturas.*

- Cuando el funcionamiento sea prolongado los gases de escape no deben sobrepasar los 800°C.

- *El rendimiento térmico es inferior al de un motor de combustión interna (ciclo Diesel) en el que, aunque por poco tiempo, las temperaturas pueden alcanzar 2000°C.*

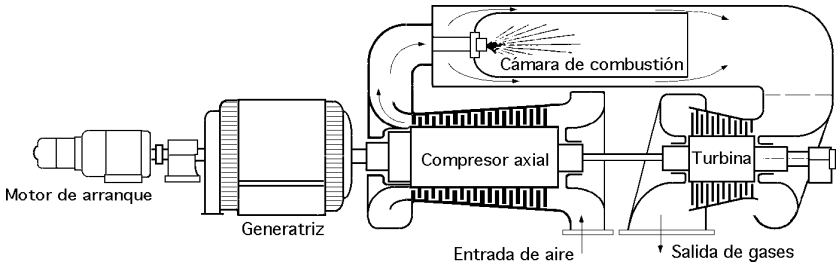


Fig X.9.- Esquema de una turbina de gas industrial de combustión (Ciclo Brayton)

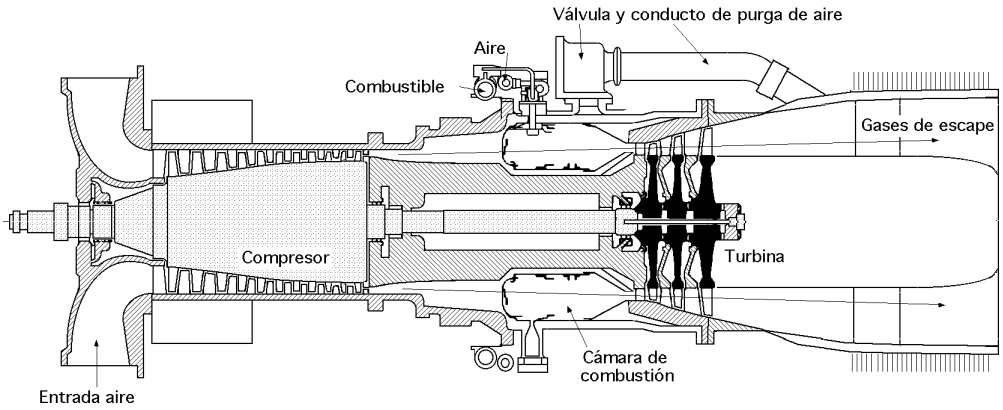
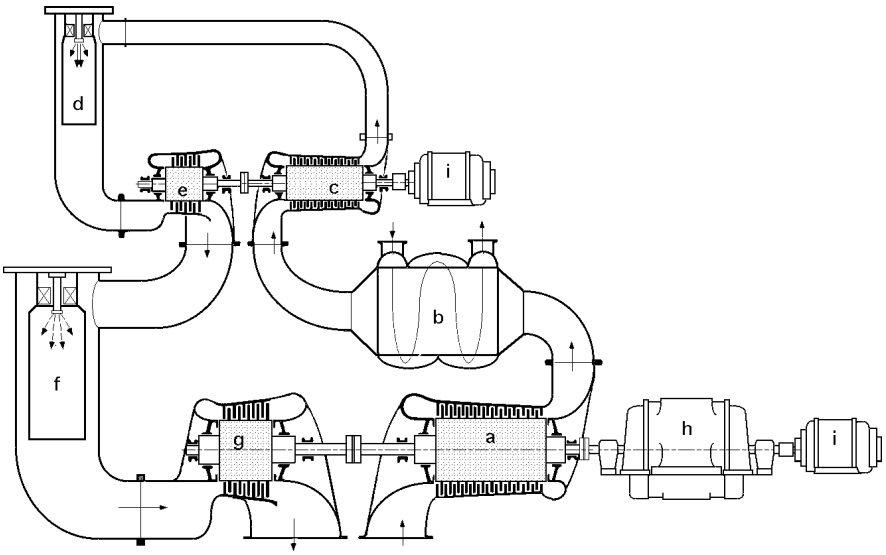


Fig X.10.- Esquema de una turbina de gas axial (Ciclo Brayton)



a) Compresor de BP; b) Refrigerante de aire; c) Compresor de AP; d) Cámara de combustión de AP; e) Turbina de AP; f) Cámara de combustión de BP; g) Turbina de BP; h) Alternador; i) Motor de arranque

Fig X.11.- Esquema de una turbina de gas con dos escalonamientos con el receptor en el eje de BP

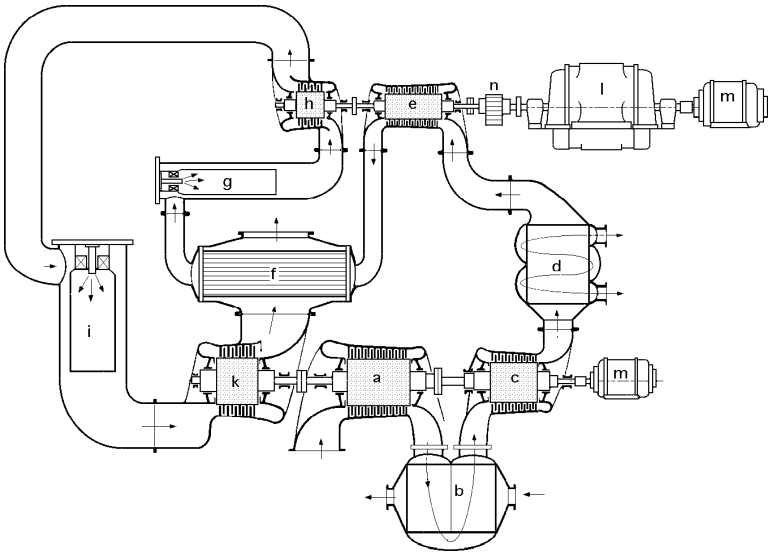
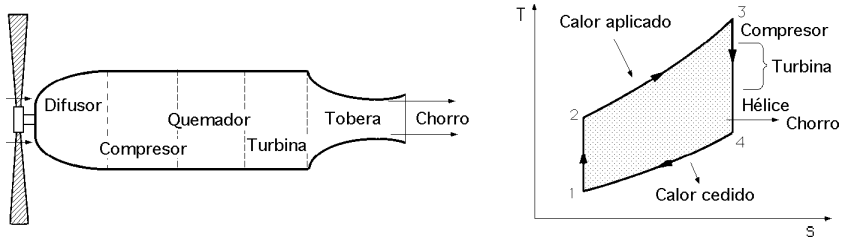
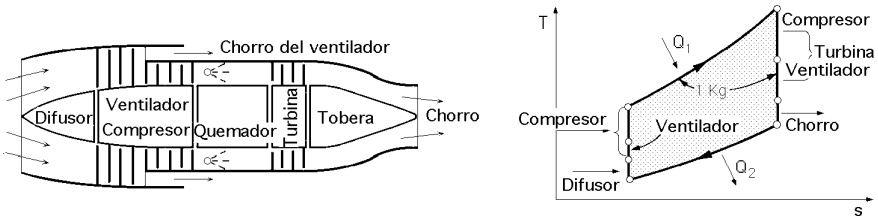


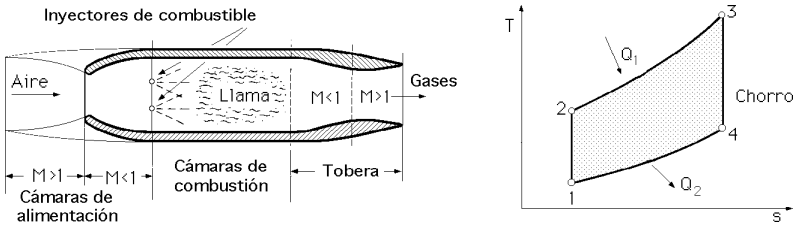
Fig X.12.- Turbina de gas con tres escalonamientos de compresión y dos etapas de expansión, con las etapas montadas sobre dos ejes y reductor de engranajes n. (Receptor situado sobre el eje de AP)



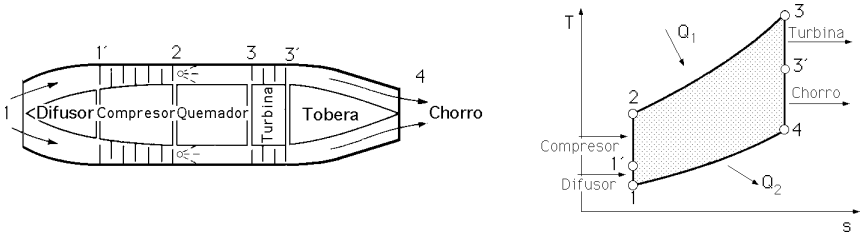
Esquema de una turbohélice



Esquema de una turbosoplante



Esquema de una máquina de chorro



Esquema de un turborreactor

Fig X.13.- Algunas aplicaciones de turbinas de gas con ciclo Brayton

X.4.- CICLO OTTO-BEAU DE ROCHAS DE AIRE ESTANDAR

El ciclo Otto fue estudiado por Beau de Rochas en 1862, siendo Otto quien lo aplicó en 1867 a un motor de gasolina; el fluido utilizado es una mezcla de aire y gasolina finalmente pulverizada. El ciclo se compone de dos transformaciones adiabáticas y dos isócoras y puede ser de 2 ó 4 tiempos.

MOTOR DE 4 TIEMPOS.- De acuerdo con el diagrama Fig X.14 y con la Fig X.16, se tiene:

Primer tiempo (01) según el cual se produce la admisión o aspiración de la carga fresca (combustible + aire) a través de la válvula de aspiración.

Segundo tiempo (12) según el cual se produce la compresión adiabática de la mezcla carburada. Con las válvulas cerradas el émbolo pasa de 1 a 2 recibiendo un trabajo que le permite realizar la compresión adiabática, al final de la cual el volumen de la mezcla (aire-combustible) se ha reducido al de la cámara de combustión aumentando la presión teórica hasta un máximo que depende de la relación de compresión

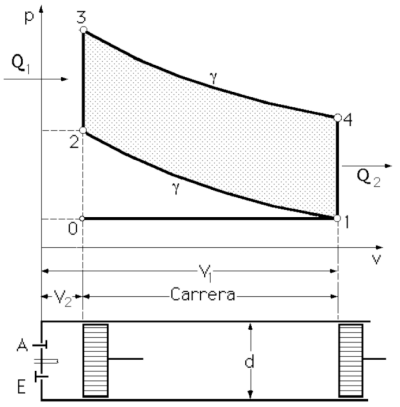


Fig X.14.- Ciclo Otto

$$\varepsilon = \frac{V_1}{V_2}, \text{ variando de } \begin{cases} 6 \div 8 \text{ para gasolina sin plomo} \\ 8 \div 10 \text{ para gasolina con aditamentos} \end{cases}$$

alcanzándose en 2, $\gamma = 1{,}4$, las siguientes presiones para gasolina

$$\begin{cases} \text{- sin plomo } 12{,}3 \div 18{,}4 \text{ atm} \\ \text{- con aditamentos } 18{,}4 \div 25 \text{ atm} \end{cases}$$

Tercer tiempo (24).- Llegado el émbolo a 2 se provoca el encendido de la mezcla carburada comprimida mediante una chispa y se efectúa la explosión (23) a $V = cte$, aumentando la temperatura T_3 a unos valores comprendidos entre 1500ºC y 2200°C y la presión p_3 a valores entre 30 y 40 atm, recibiendo el fluido Q_1 calorías del foco caliente por liberación de la energía química de la mezcla carburada durante el proceso de la combustión. A continuación, el sistema constituido por los productos de la combustión realiza la expansión adiabática (34) hasta alcanzar el punto muerto inferior 4 que se corresponde con el volumen máximo V_1.

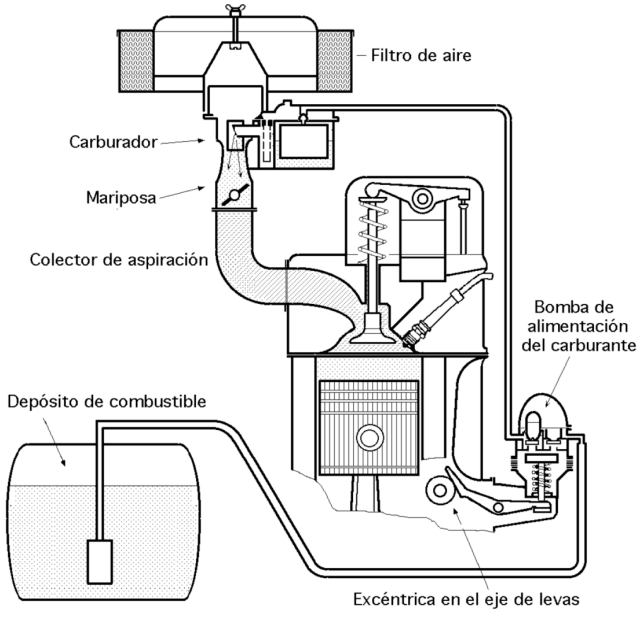


Fig X.15.- Esquema de un motor de gasolina

Cuarto tiempo (40).- Se abre la válvula de escape y se produce un descenso de presión según (41) con el consiguiente enfriamiento a $V = Cte$ en el cual se ceden Q_2 calorías a la fuente fría; a con-

tinuación el émbolo realiza la operación de expulsión o escape de los productos de la combustión, para volver a introducir en el punto muerto superior 0 una nueva mezcla de aire y combustible en condiciones similares a la anterior, y reanudar un nuevo ciclo.

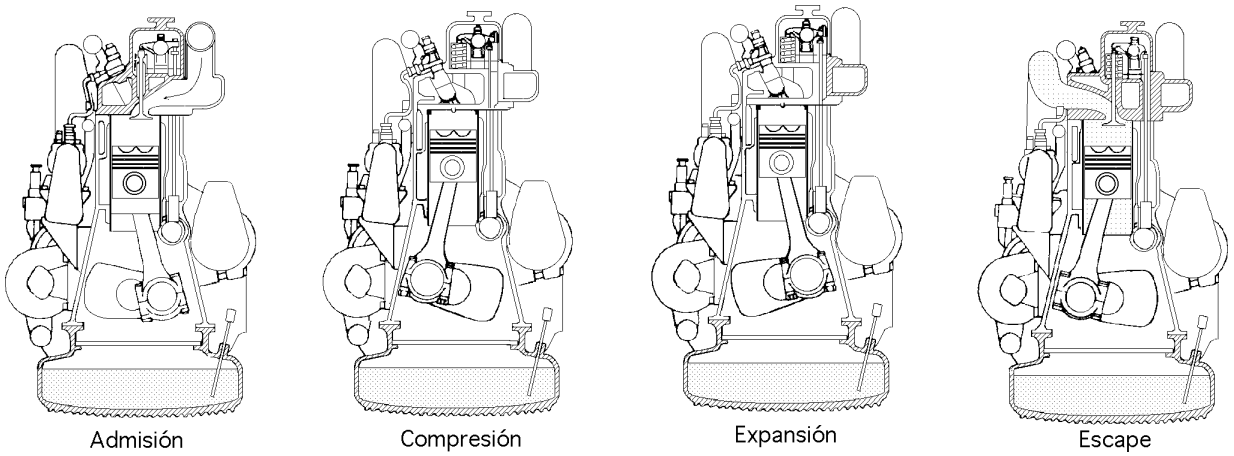


Fig X.16.- Tiempos de un motor de gasolina

MOTOR DE 2 TIEMPOS.- Para un motor de 2 tiempos, la diferencia radica en que las operaciones (01) y (10) de admisión y escape no se realizan en dichas emboladas, por cuanto en estos motores de 2 tiempos existe una bomba que comunica con las lumbreras colocadas cerca del punto muerto inferior. El émbolo las descubre en su movimiento hacia dicho punto y los cierra en su carrera de vuelta, habiendo sustituido previamente mientras tanto, los productos de la combustión por una nueva carga fresca carburada.

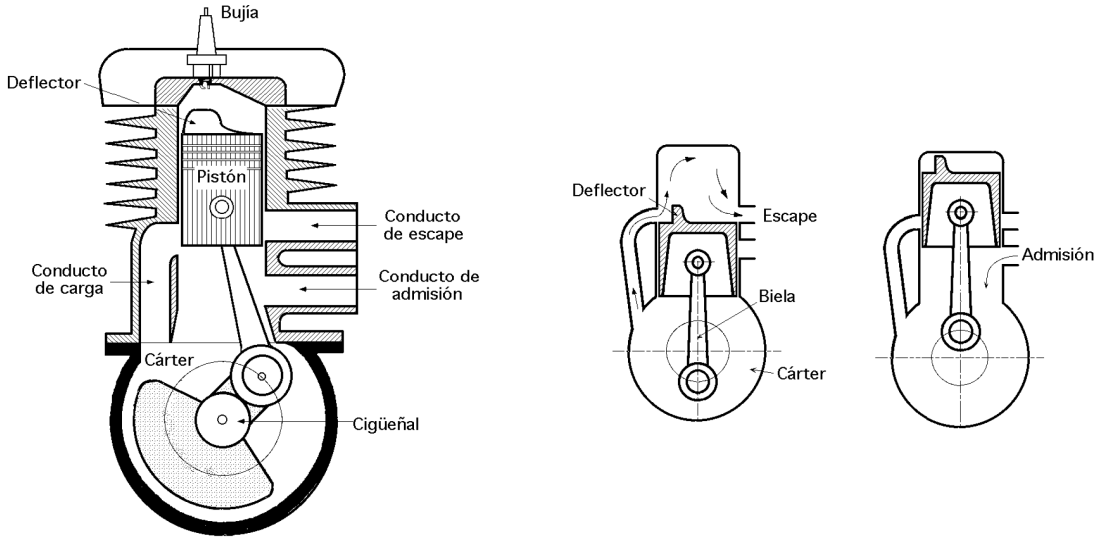


Fig X.17.- Esquema de motor que funciona según un ciclo Otto de dos tiempos

En la práctica, para un ciclo real, la combustión teórica a volumen constante no se puede realizar, ni tampoco sería aconsejable hacerlo por el golpe brusco que ello significa; como el proceso real debe aproximarse al ideal, es necesario que se produzca el encendido antes de llegar el émbolo al punto muerto superior 3. Con este avance en el encendido se logra un mejor rendimiento.

Además, para tener bajas temperaturas en las superficies del pistón en contacto con la camisa del émbolo y lograr una buena lubricación disminuyendo el rozamiento, el cilindro va rodeado de un sistema de refrigeración; además, como las transformaciones (12) y (34) no son del todo adiabáticas, no se llegan a alcanzar las temperaturas que corresponderían al ciclo ideal.

En el ciclo real, la admisión de la mezcla fresca se hace a una presión algo inferior a la atmosférica y el barrido de los gases de la combustión a una presión algo superior.

Rendimiento térmico.- Para calcular el rendimiento del ciclo teórico vamos a despreciar la masa de gasolina que se mezcla con el aire, considerando únicamente la masa de éste último, ya que la gasolina supone aproximadamente un 1/10000 en volumen de aire.

A lo largo de las diferentes transformaciones del ciclo las cantidades de calor intercambiadas son:

Transformación (23): $Q_1 = c_v\,(T_3 - T_2)$

Transformación (41): $Q_2 = c_v\,(T_4 - T_1)$

A lo largo de (12) y (34) las cantidades de calor intercambiadas son nulas por tratarse de transformaciones adiabáticas.

El rendimiento térmico es: $\eta = 1 - \dfrac{Q_2}{Q_1} = 1 - \dfrac{c_v\,(T_4 - T_1)}{c_v\,(T_3 - T_2)} = 1 - \dfrac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}$

Teniendo en cuenta que $\begin{cases} v_3 = v_2 \\ v_4 = v_1 \end{cases}$ se tiene:

$$\left.\begin{array}{l} T_1\ v_1^{\gamma-1} = T_2\ v_2^{\gamma-1} \quad \Rightarrow \quad T_2 = T_1 \left(\dfrac{v_1}{v_2}\right)^{\gamma-1} \\ T_3\ v_3^{\gamma-1} = T_4\ v_4^{\gamma-1} \quad \Rightarrow \quad T_4 = T_3 \left(\dfrac{v_3}{v_4}\right)^{\gamma-1} = T_3 \left(\dfrac{v_2}{v_1}\right)^{\gamma-1} \end{array}\right\} \quad \Rightarrow \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{\gamma-1} = \frac{T_3}{T_4} \quad \Rightarrow \quad \frac{T_3}{T_2} = \frac{T_4}{T_1}$$

$$\eta = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_3 \left(\dfrac{v_2}{v_1}\right)^{\gamma-1} - T_1}{T_3 - T_1 \left(\dfrac{v_1}{v_2}\right)^{\gamma-1}} = 1 - \frac{T_3 \left(\dfrac{1}{\varepsilon}\right)^{\gamma-1} - T_1}{T_3 - T_1 \varepsilon^{\gamma-1}} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\gamma-1}}$$

observándose que el rendimiento térmico depende de la relación de compresión y del coeficiente adiabático γ llegándose a alcanzar rendimientos del orden del $40 \div 54\%$. No se pueden alcanzar mayores rendimientos porque implicarían mayores relaciones de compresión y altas temperaturas al final de la compresión, dando lugar a una preignición de la mezcla carburada, con lo que se produciría un mal funcionamiento; existe, por lo tanto, un límite por encima del cual no se puede elevar la relación de compresión ε por cuanto la mezcla de combustible y aire explotaría prematuramente, an-

tes de saltar la chispa, con el consiguiente perjuicio para la máquina y malfuncionamiento.

Además hay que tener en cuenta que:

- El calor específico a volumen constante es distinto al variar los límites extremos de las temperaturas y sobre todo por ser distintos los fluidos que explotan (mezcla carburada) y los que se envían a la atmósfera (productos de la combustión)

- Los valores del coeficiente adiabático γ resultan distintos en la compresión de la mezcla carburada y en la expansión de los gases de combustión, ya que en la compresión el fluido se compone de una mezcla, aire-combustible, mientras que en la expansión ésta se ha transformado en productos de combustión. Habría que partir, por lo tanto, de las constantes de la mezcla de cada uno de los sistemas fluidos que evolucionan antes y después de la combustión

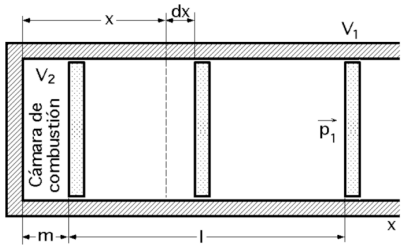


Fig X.18.- Cilindro de trabajo

Trabajo de compresión.- La compresión de la carga necesita de un cierto trabajo; de acuerdo con la Fig X.18, si llamamos

$$\begin{cases} d \text{ al diámetro interior del cilindro} \\ l \text{ a la carrera del pistón} \\ \varepsilon \text{ a la relación de compresión} \end{cases}$$

se tiene $\varepsilon = \dfrac{1+m}{m} \quad \Rightarrow \quad m = \dfrac{1}{\varepsilon - 1}$

que es el *espacio muerto*, longitud de la cámara de explosión, que se considera como una prolongación del cilindro de expansión.

Cuando se inicia la fase de compresión se tiene una presión en el cilindro igual a p_1, siendo:

- La distancia desde la culata del cilindro a la cabeza del émbolo: $1 + m = 1 + \dfrac{1}{\varepsilon - 1} = \dfrac{\varepsilon\ l}{\varepsilon - 1}$

- El volumen del mismo: $V_1 = \dfrac{\pi\ d^2}{4}\ \dfrac{\varepsilon\ l}{\varepsilon - 1}$

- La fuerza total que inicialmente se ejerce contra el émbolo, desde el interior del cilindro: $F_1 = \dfrac{\pi\ d^2}{4}\ p_1$

Si cuando empieza a moverse el pistón, éste se encuentra en una posición x, la presión interior es:

$$p_1\ V_1^{\gamma} = p_x\ V_x^{\gamma} \quad \Rightarrow \quad p_x = p_1 \left(\frac{V_1}{V_x}\right)^{\gamma} = p_1 \left(\frac{\frac{\varepsilon\ l}{\varepsilon - 1}}{x}\right)^{\gamma} = p_1 \left(\frac{\varepsilon\ l}{\varepsilon - 1}\right)^{\gamma} x^{-\gamma}$$

Si se mueve el émbolo una distancia infinitesimal $-dx$ (venciendo la presión interior), el trabajo es:

$$dT_{comp} = F_x\ dx = p_x\ \Omega\ dx = p_1 \left(\frac{\varepsilon\ l}{\eta - 1}\right) x^{-\gamma}\ \ \frac{\pi\ d^2}{4}\ dx$$

$$T_{comp} = p_1 \left(\frac{\varepsilon\ l}{\varepsilon - 1}\right)^{\gamma}\ \ \frac{\pi\ d^2}{4}\ \int_{\frac{\varepsilon\ l}{\varepsilon - 1}}^{\frac{l}{\varepsilon - 1}} x^{-\gamma}\ dx = p_1\ \ \frac{\varepsilon\ l}{\varepsilon - 1}\ \ \frac{\pi\ d^2}{4\ (\gamma - 1)}\ (\varepsilon^{\gamma - 1} - 1)$$

resultado que no tiene en cuenta la acción de la atmósfera sobre el pistón. Este efecto se puede despreciar, ya que la energía aportada por la presión atmosférica exterior durante la compresión se disipa durante la fase de expansión siguiente.

Trabajo de expansión.- Al terminar la fase de compresión la carga se inflama y su presión se multiplica varias veces. Si δ es un factor multiplicador de la presión p_2, el trabajo de expansión es:

$$T_{exp} = p_1 \ \frac{\varepsilon \ l}{\varepsilon - 1} \ \frac{\pi \ d^2}{4 \ (\gamma - 1)} \ (\varepsilon^{\gamma - 1} - 1) \ \delta$$

Trabajo útil del ciclo.- El área del diagrama del indicador representa el trabajo útil del ciclo realizado por los gases de la combustión sobre el émbolo durante la fase de expansión, menos la energía absorbida en la compresión de la mezcla carburada:

$$T_{útil} = T_{exp} - T_{comp} = p_1 \ \frac{\varepsilon \ l}{\varepsilon - 1} \ \frac{\pi \ d^2}{4 \ (\gamma - 1)} \ (\varepsilon^{\gamma - 1} - 1) \ (\delta - 1) = p_1 \ \frac{(\varepsilon^{\gamma} - \varepsilon)}{\varepsilon - 1} \ \frac{\pi \ d^2 l}{4 \ (\gamma - 1)} \ (\delta - 1)$$

Puesto que el diagrama real, al ser un movimiento continuo, tiene suprimidos los ángulos vivos, es necesario introducir un factor de corrección o coeficiente de calidad $\eta_g \approx 0{,}9$, que tiene en cuenta:

- Las pérdidas originadas por el suministro no instantáneo de calor a la carga

- La apertura anticipada de la válvula de escape

- La resistencia de los conductos de admisión y escape durante las fases de admisión y escape, que viene representada por la superficie comprendida entre las líneas de admisión y escape correspondientes del diagrama

El trabajo útil del indicador es: $T_{indicador} = p_1 \ \frac{(\varepsilon^{\gamma} - \varepsilon)}{\varepsilon - 1} \ \frac{\pi \ d^2 l}{4 \ (\gamma - 1)} \ (\delta - 1) \ \eta_g$

El trabajo útil en el eje de la máquina: $T_{útil} = p_1 \ \frac{(\varepsilon^{\gamma} - \varepsilon)}{\varepsilon - 1} \ \frac{\pi \ d^2 l}{4 \ (\gamma - 1)} \ (\delta - 1) \ \eta_g \eta_{mec}$

Par motor.- El trabajo útil de la fase de expansión proporciona el par motor cada dos revoluciones completas del cigüeñal.

Para el par motor C en el cigüeñal, el trabajo realizado durante dos revoluciones es:

$$Trabajo = Fuerza \times espacio = F \times 2 \ \pi \ R \ n = (F \ R) \times 2 \ \pi \ n = C \times 2 \ \pi \ 2 = 4 \ \pi \ C$$

que tiene que ser igual al producto del trabajo indicado por el rendimiento mecánico η_{mec}

$$4 \ \pi \ C = p_1 \ \frac{(\varepsilon^{\gamma} - \varepsilon)}{\varepsilon - 1} \ \frac{\pi \ d^2 l}{4 \ (\gamma - 1)} \ (\delta - 1) \ \eta_g \eta_{mec} \quad \Rightarrow \quad C = p_1 \ \frac{(\varepsilon^{\gamma} - \varepsilon)}{\varepsilon - 1} \ \frac{d^2 l}{16 \ (\gamma - 1)} \ (\delta - 1) \ \eta_g \eta_{mec}$$

Temperatura y presión alcanzados por la combustión en un ciclo Otto.- Para un ciclo ideal a $V = cte$, cuyo fluido motor está formado por aire y combustible, si llamamos G al peso del aire que entra en el cilindro por 1 kg de combustible, en combustión estequiométrica, el número de kg de combustible x por 1 kg de mezcla carburada es:

$$x = \frac{1}{1 + G}$$

siendo el valor del calor aplicado en función de la potencia calorífica inferior del combustible $P_{cal.inf}$:

$$Q_1 = 1\ (kg\ mezcla)\ c_v \Delta T = \frac{1}{1+G}\ \frac{kg\ comb}{kg\ mezcla}\ P_{cal.inf.}\ \frac{Kcal}{kg\ comb} = \frac{P_{cal.inf.}}{1+G} \quad \Rightarrow \quad \Delta T = \frac{P_{cal.\ inf.}}{(1+G)\ c_v} = T_3 - T_2$$

La temperatura máxima del ciclo es: $T_3 = T_2 + \frac{P_{cal.\ inf.}}{(1+G)\ c_v} = T_1\ \varepsilon^{\gamma-1} + \frac{P_{cal.\ inf.}}{(1+G)\ c_v} = T_1\ \varepsilon^{\gamma-1} + \frac{Q_1}{c_v}$

La presión máxima: $p_3 = p_2\ \frac{T_3}{T_2} = p_1\ \varepsilon^{\gamma} + \frac{\frac{P_{cal.\ inf.}}{(1+G)\ c_v} + T_1\ \varepsilon^{\gamma-1}}{T_1\ \varepsilon^{\gamma-1}} = \frac{p_1}{T_1}\left(\frac{\varepsilon\ P_{cal.\ inf.}}{(1+G)\ c_v} + T_1\ \varepsilon^{\gamma-1}\right)$

Como el ciclo no es teórico, estos resultados se apartan bastante de los resultados prácticos en base a que:

- *La compresión y la expansión no son adiabáticas, ya que a través de las paredes hay transmisión de calor*
- *Los calores específicos son variables*
- *Los gases, en la combustión, se disocian*
- *La mezcla que se introduce en la cámara de combustión es una mezcla, aire-combustible-gases residuales*

La *presión media del ciclo* se define en la forma:

$$Presión\ media = \frac{Trabajo\ ciclo}{Volumen\ barrido\ por\ el\ pistón} = \frac{Q_1 - Q_2}{V_1 - V_2}$$

$$Q_1 = c_v\,(T_3 - T_2) = c_v\ T_2\,(\mu - 1) = c_v\ \varepsilon^{\gamma-1}\ T_1\,(\mu - 1)$$

$$Q_2 = c_v\,(T_4 - T_1) = c_v\,(\mu\ T_1 - T_1) = c_v\ T_1\,(\mu - 1), \ \text{con}: \ \mu = \frac{T_3}{T_2} = \frac{T_4}{T_1}$$

Trabajo del ciclo: $T_u = c_v\ T_1\ (\mu - 1)\,(\varepsilon^{\gamma-1} - 1)$

Volumen barrido: $V_1 - V_2 = V_1 - \frac{V_1}{\varepsilon} = V_1 - \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} = \frac{R\ T_1}{p_1}\ \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon}$

$$Presión\ media = \frac{c_v\ T_1\ (\mu - 1)\,(\varepsilon^{\gamma-1} - 1)}{\frac{R\ T_1}{p_1}\ \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon}} = \frac{\mu - 1}{\gamma - 1}\ \frac{\varepsilon^{\gamma} - \varepsilon}{\varepsilon - 1}\ p_1$$

X.5.- CICLO DIESEL DE AIRE ESTANDAR

El ciclo Diesel se diferencia del ciclo Otto en que permite obtener relaciones de compresión más elevadas, generalmente de $14 \div 17$, por cuanto la inyección del combustible se realiza con posterioridad a la compresión del aire, que puede alcanzar presiones del orden de 40 kg/cm^2 lo cual supone un aumento del rendimiento térmico η_T . El ciclo teórico se compone de dos transformaciones adiabáticas (1-2) y (3-4), una isobara (2-3) y una isócora (4-1), Fig X.19.

En el *primer tiempo del ciclo*, por la válvula de aspiración se produce la admisión de una carga de aire que con las válvulas cerradas se comprime adiabáticamente en un *segundo tiempo*, compresión (1-2), al final de la cual el aire alcanza unos 800°C.

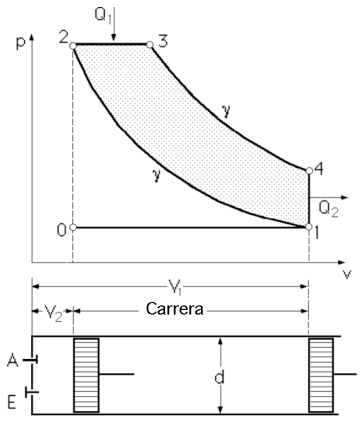


Fig X.19.- Diagrama de un ciclo Diesel

En el *tercer tiempo* comienza la inyección del combustible líquido finamente pulverizado, produciéndose la combustión (2-3) por efecto de la temperatura elevada a que se encuentra el aire, proceso que se efectúa a $p = cte$, absorbiendo el sistema Q_1 calorías de la fuente caliente por liberación de la energía química del combustible durante la combustión; a continuación se realiza la expansión adiabática (3-4) de los productos de la combustión, realizando el sistema un trabajo a expensas de su energía interna, hasta que el émbolo llega al punto muerto inferior.

El *cuarto tiempo* se realiza en dos partes; primero se abre la válvula de escape produciéndose un descenso de presión según (4-1) con el consiguiente enfriamiento a $V = cte$, en el cual se ceden Q_2 calorías a la fuente fría y a continuación se realiza la operación (1-0) de expulsión o escape de los productos de la combustión, llegándose nuevamente al estado inicial 0 en el cual se reinicia el ciclo.

Rendimiento térmico.- Las cantidades de calor intercambiadas son:

A lo largo de (2-3) : $Q_1 = c_p \ (T_3 - T_2)$

A lo largo de (4-1) : $Q_2 = c_v \ (T_4 - T_1)$

Teniendo en cuenta que $\begin{cases} v_3 = \varphi \ v_2 \\ v_4 = v_1 \end{cases}$, siendo φ el grado de inyección, se puede poner:

Compresión adiabática (1-2): $T_1 \ v_1^{\gamma-1} = T_2 \ v_2^{\gamma-1} \quad \Rightarrow \quad T_2 = T_1 \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{\gamma-1} = T_1 \ \varepsilon^{\gamma-1}$

Combustión a presión constante (2-3): $T_3 = T_2 \ \frac{v_3}{v_2} = \varphi \ T_2 = \varphi \ \varepsilon^{\gamma-1} \ T_1$

Expansión adiabática (3-4): $T_3 \ v_3^{\gamma-1} = T_4 \ v_4^{\gamma-1} \quad \Rightarrow \quad T_4 = T_3 \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^{\gamma-1} = T_3 \left(\frac{\varphi}{\varepsilon}\right)^{\gamma-1} = \varphi^{\gamma} \ T_1$

El rendimiento teórico del ciclo Diesel es:

$$\eta = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{\gamma\,(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{\varphi^{\gamma}\ T_1 - T_1}{\gamma\ (\varphi\ \varepsilon^{\gamma-1} T_1 - \varepsilon^{\gamma-1} T_1)} = 1 - \frac{\varphi^{\gamma} - 1}{\gamma\ \varepsilon^{\gamma-1}(\varphi - 1)}$$

El ciclo real difiere del ideal en que:

- Las presiones de admisión y escape son algo inferior y superior, respectivamente, a la presión atmosférica exterior

- Es difícil mantener la combustión a presión constante, siendo el ideal de la combustión (2-3) que la velocidad de inyección del combustible se ajuste al movimiento del émbolo para que la combustión se realice lo más aproximadamente posible a la línea de presión constante

El rendimiento del ciclo Diesel aumenta cuando aumenta la relación ε de compresión y cuando disminuye la relación φ de inyección. En la Tabla X.1 indicamos el valor del rendimiento térmico para diversos valores de φ con $\gamma = 1{,}4$, observándose que para grados de inyección comprendidos entre 2÷5 el rendimiento térmico varía entre un 60÷45%.

Tabla X.1.- Rendimiento térmico en función de la relación de inyección

φ	2	3	4	5
$\varepsilon = 13$	0,56	0,53	0,49	0,45
$\varepsilon = 14$	0,58	0,55	0,51	0,47
$\varepsilon = 15$	0,59	0,56	0,52	0,58
$\varepsilon = 16$	0,6	0,57	0,53	0,5

Combustibles.- El índice de cetano proporciona una idea sobre el grado de inflamabilidad de los gasóleos, de forma que, en general, los hidrocarburos con número de cetano elevado poseen números de octano bajos; las parafinas normales son los mejores combustibles para máquinas de ignición por compresión, mientras que los hidrocarburos aromáticos son los peores.

El cetano $C_{16}H_{34}$ posee una inflamabilidad perfecta y se designa con el nº de cetano igual a 100

El metilnaftaleno $C_{11}H_{10}$ tiene una inflamabilidad prácticamente nula y un nº de cetano igual a 0

X.6.- CICLO SEMIDIESEL-SABATHE

Este ciclo, Fig X.20, realiza la aspiración y la compresión del aire en sus dos primeros tiempos, lo mismo que el Diesel, pero la relación de compresión no es tan alta como para realizar la combustión por simple contacto del combustible con el aire comburente caliente.

Cuando el motor está en marcha se mantiene caliente una superficie de la pared de la cámara de combustión no refrigerada por agua y se puede obtener la temperatura de ignición por una compresión baja, del orden de 20 a 25 kg/cm^2. Es un ciclo de cuatro tiempos, siendo su funcionamiento el siguiente:

En el *primer tiempo* se abre la válvula de admisión y se produce la aspiración de aire según (0-1).

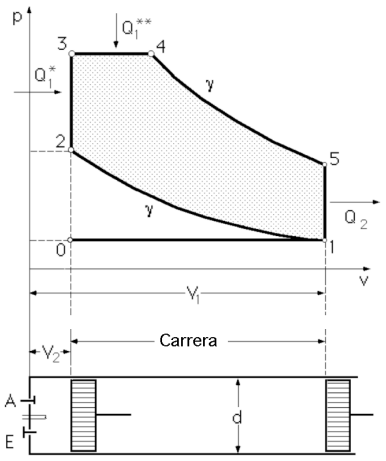


Fig X.20.- Diagrama de un ciclo semi-Diesel

En el *segundo tiempo* se comprime el aire adiabáticamente según (1-2) alcanzándose al final de esta compresión una temperatura T_2 menor de 800°C por lo que para obtener la combustión por simple contacto del combustible pulverizado con el aire comprimido, se necesita aportar calor. La temperatura de ignición se puede conseguir de varias formas, mediante un calentamiento de la cámara de combustión o introduciendo el combustible a mayor temperatura, o haciendo incidir por choque, el combustible contra las paredes de la cámara de combustión, o haciendo saltar en 2 una chispa mediante una bujía, etc.

En el *tercer tiempo* se produce la combustión de la mezcla (aire-combustible) a volumen constante (2-3) y a presión constante (3-4), de forma que al comienzo se produzca una combustión violenta (2-3), siendo más suave al final de la misma.

$$\left.\begin{array}{l} \text{A lo largo de (2-3): } Q_{1^*} = c_v\,(T_3 - T_2\,) \\ \text{A lo largo de (3-4): } Q_{1^{**}} = c_p\,(T_4 - T_3\,) \end{array}\right\} \quad \Rightarrow \quad Q_1 = c_v\,(T_3 - T_2\,) + c_p\,(T_4 - T_3\,)$$

Los gases producidos en la combustión se expansionan en el cilindro de trabajo generando un trabajo según la transformación adiabática (4-5).

En el *cuarto tiempo* se abre en 5 la válvula de escape y se produce una caída brusca de presión hasta 1, eliminándose Q_2 calorías al exterior a lo largo de (5-1):

$$Q_2 = c_v\ (T_5 - T_1\,)$$

A continuación, los gases de la combustión se expulsan al exterior según (5-1), renovándose la carga de aire en 0, reiniciándose el ciclo.

Teniendo en cuenta que $\begin{cases} v_4 = \varphi\ v_3 \\ v_1 = \varepsilon\ v_2 \\ p_3 = \delta\ p_2 \end{cases}$, se puede poner:

Compresión adiabática (1-2): $T_1\ v_1^{\gamma-1} = T_2\ v_2^{\gamma-1} \quad \Rightarrow \quad T_2 = T_1 \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{\gamma-1} = T_1\ \varepsilon^{\gamma-1}$

Combustión a volumen constante (2-3): $T_3 = T_2\ \ \delta = \delta\ \varepsilon^{\gamma-1}\ T_1$

Combustión a presión constante (3-4): $T_4 = T_3\ \delta = \varphi\ \delta\ \varepsilon^{\gamma-1}\ T_1$

Expansión adiabática (4-5): $T_5 = \varphi^{\gamma}\delta\ T_1$

y *el rendimiento teórico del ciclo semi-Diesel* es:

$$\eta = 1 - \frac{T_5 - T_1}{(T_3 - T_2) + \gamma\,(T_4 - T_3)} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\gamma-1}}\;\frac{\varphi^{\gamma}\delta - 1}{(\delta - 1) + \gamma\,\delta\,(\varphi - 1)}$$

La presión media del ciclo es la relación entre el trabajo T y el volumen barrido por el pistón.

$$\textit{Presión media} = \frac{T_{ciclo}}{V_{barrido}} = \left| \begin{array}{l} T_{ciclo} = Q_1 - Q_2 \\ V_{barrido} = V_1 - V_2 = V_1\,(1 - \frac{1}{\varepsilon}) = V_1\;\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \end{array} \right| = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}\;\frac{Q_1 - Q_2}{V_1} =$$

$$= \left| \begin{array}{l} Q_1 = c_v\,(T_3 - T_2) + c_p\,(T_4 - T_3) = c_v\;T_1\;\varepsilon^{\gamma-1}(\delta - 1 + \gamma\,\delta\,(\varphi - 1) \\ Q_2 = c_v\,(T_5 - T_1) = c_v\;T_1(\varphi^{\gamma}\delta - 1) \end{array} \right| =$$

$$= \frac{\{c_v\;T_1\;\varepsilon^{\gamma-1}(\delta - 1 + \gamma\,\delta\,(\varphi - 1)\} - \{c_v\;T_1(\varphi^{\gamma}\delta - 1)\}}{V_1\,\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon}} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}\;\frac{c_v\;T_1\;\varepsilon^{\gamma-1}}{V_1}\,(\delta - 1 + \gamma\,\delta\,(\varphi - 1) - \frac{\varphi^{\gamma}\delta - 1}{\varepsilon^{\gamma-1}}) =$$

$$= \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}\;\frac{p_1\;\varepsilon^{\gamma-1}}{\gamma - 1}\,(\delta - 1 + \gamma\,\delta\,(\varphi - 1) - \frac{\varphi^{\gamma}\delta - 1}{\varepsilon^{\gamma-1}}) = \frac{\varepsilon^{\gamma}}{\varepsilon - 1}\;\frac{p_1}{\gamma - 1}\,(\delta - 1 + \gamma\,\delta\,(\varphi - 1) - \frac{\varphi^{\gamma}\delta - 1}{\varepsilon^{\gamma-1}})$$

La presión máxima del ciclo se puede expresar en función de la relación de presiones $\delta = \frac{p_3}{p_2}$ que, a su vez, depende de los diferentes parámetros y del calor Q_1:

$$Q_1 = c_v\;T_1\;\varepsilon^{\gamma-1}(\delta - 1 + \gamma\,\delta\,(\varphi - 1) \quad \Rightarrow \quad \delta = \frac{Q_1 + c_v\;T_1\;\varepsilon^{\gamma-1}}{c_v\;T_1\;\varepsilon^{\gamma-1}\{1 + \gamma\,(\varphi - 1)\}} = \frac{1}{1 + \gamma\,(\varphi - 1)}\,(\frac{Q_1}{c_v\;T_1\;\varepsilon^{\gamma-1}} + 1)$$

$$p_3 = \delta\;p_2 = \frac{p_1\;\varepsilon^{\gamma}}{1 + \gamma\,(\varphi - 1)}\,(\frac{Q_1}{c_v\;T_1\;\varepsilon^{\gamma-1}} + 1)$$

ANEXO - GASOLINAS

Las gasolinas son una mezcla de hidrocarburos, la mayoría de los cuales pertenecen a la serie parafínica, y otros en menor proporción como los hidrocarburos olefínicos y nafténicos e hidrocarburos aromáticos. Puesto que las gasolinas no son compuestos químicos definidos, sino una mezcla de muchos compuestos en proporciones variables, sus propiedades no pueden darse con mucho grado de exactitud; su ecuación general obedece aproximadamente a la fórmula:

$C_n H_{2n+2}$

Densidad.- Una de las propiedades físicas por la cual se distinguen los diferentes grados de la gasolina es su densidad relativa., que es la relación del peso del volumen unidad a 15ºC con el peso del mismo volumen de agua a 4ºC. Las densidades de los productos derivados del petróleo se suelen dar en grados A.P.I. (American Petroleum Institute) y están relacionados con la densidad relativa por la expresión:

$$Densidad\ relativa = \frac{141{,}5}{313{,}5 + densidad\ A.P.I.}$$

Presión de vapor.- La presión de vapor es aquella bajo la cual la gasolina líquida se convierte en vapor a una temperatura determinada, cuando su superficie está cubierta sólo por una capa de su propio vapor. La presión de vapor es igual a la presión atmosférica, a la temperatura de ebullición del líquido en la atmósfera. La gasolina debe contener una cierta proporción de constituyentes altamente volátiles para hacer posible la puesta en marcha en tiempo frío; si contiene demasiados elementos volátiles puede producir perturbaciones debidas a la evaporación por ebullición, especialmente en tiempo caluroso, formándose bolsas de vapor de gasolina en el conducto situado entre el depósito de combustible y el carburador, por lo que se calibraría gas en vez de líquido, y en consecuencia, el motor quedaría falto de gasolina y no funcionaría.

Facilidad de arranque.- Para evaporar completamente la gasolina en el aire, durante el corto tiempo disponible para ello en el ciclo del motor, es necesario suministrarla calor. Durante el funcionamiento normal se obtiene calor suficiente del propio motor, pero cuando el arranque se hace en frío sólo vaporiza la parte más volátil de la gasolina y para formar una mezcla inflamable se combina con el aire un exceso de combustible muy considerable. La facilidad conque un motor pueda arrancar en frío con una gasolina depende de la volatilidad de su parte más volátil, siendo norma general el punto del 10%, es decir, la temperatura a la cual ha pasado el 10% de combustible en el ensayo de destilación; en verano, las refinerías emplean menos gasolina natural ligera en sus mezclas, para reducir al mínimo la formación de bolsas de vapor, mientras que en invierno añaden una mayor proporción de las fracciones ligeras para facilitar la puesta en marcha en tiempo frío.

Antidetonación.- La potencia y la economía del combustible de un motor aumentan con la relación de compresión, viniendo limitada la relación de compresión más alta por el choque o detonación que da el motor. Para cualquier motor, la relación de compresión útil más elevada varía con una propiedad del combustible que es su valor antidetonante, que se mide por el número de octano, que es el % de volumen de isooctano en una mezcla de isooctano y heptano que tienen la misma calidad antidetonante que el combustible de que se trata; a más octanaje más antidetonación. El isooctano tiene un alto valor antidetonante 100%, mientras que el heptano es el hidrocarburo más detonante y se le asigna un número de octano igual a 0% (más antidetonante); mezclando los dos en determinadas proporciones se dispone de una amplia escala de valores antidetonantes. Según la proporción de la mezcla de hidrocarburos que componen las gasolinas, más el porcentaje de plomo tetraetilo, así será el número de octano de la gasolina. La calidad antidetonante de la gasolina se mejora añadiéndola varías sustancias; el benzol y el alcohol industrial tienen valores antidetonantes más altos que la gasolina y aumentan su número de octano cuando se mezclan con élla; el alcohol puede ser perturbador cuando no sea anhidro, es decir, cuando esté libre de agua, ya que no se mantiene en disolución.

La mayor parte de las gasolinas debían su valor antidetonante a la adición de pequeñas cantidades de *Ethyl* líquido, siendo el componente esencial del mismo el plomo tetraetilo $Pb(C_2H_5)_4$, que es un compuesto metal orgánico muy potente preventivo de la detonación. La cantidad máxima de este compuesto que se añade a la gasolina utilizada en motores es de 1/1260 en volumen. Si se emplea sólo plomo tetraetilo en la gasolina, sucede que durante el período de combustión se forman cantidades de óxido de plomo que van a la atmósfera en los gases del escape, y en el cilindro suelen quedar unos sedimentos que no son convenientes, por lo que suelen añadirse también compuestos de bromo y cloro que se combinan con el plomo durante la combustión formando productos que pasan por el sistema de escape.

También se puede reducir la detonación del motor mezclando parte de los gases de escape con el aire de entrada, o introduciendo agua, alcohol o soluciones acuoso-alcohólicas en el colector de admisión y en los cilindros del motor. La mezcla de los gases de escape con el aire de entrada es poco práctica ya que reduce la cantidad de aire que el motor aspira, la cantidad de combustible que quema y, por lo tanto, la potencia que desarrolla. Si se introduce líquido antidetonante en forma de alcohol y agua debe controlarse muy severamente, de forma que sólo se haga cuando el motor esté bajo mucha carga y, en consecuencia, bastante caliente, pues en otro caso el líquido no se evaporará y producirá corrosión en las partes metálicas del motor puestas en su contacto.

A título de ejemplo, si una gasolina posee las mismas características detonantes que una mezcla en volumen de 86 partes de isooctano y 14 de heptano, el número de octano sería 86.

El aumento del número de octano de la gasolina permite aumentar la relación de compresión ε

hasta valores $(8 < \varepsilon < 10)$ y mejorar el rendimiento; en los motores de aviación de hélice se alcanzan relaciones de compresión más elevadas, no sólo por utilizar mejor combustible, sino también porque su marcha es más regular, no teniendo las variaciones de potencia frecuentes en un motor de automóvil.

Aire atmosférico.- El aire atmosférico seco se compone de 77 partes de nitrógeno y 23 partes de oxígeno, en peso. El aire puede contener cantidades determinadas de vapor de agua, que hacen el efecto de un disolvente, reduciendo su capacidad para combinarse con el combustible. El oxígeno del aire se combina con los elementos del combustible para formar nuevos compuestos, mientras que el nitrógeno no toma parte en la combustión. A la presión atmosférica de 760 mm de Hg, el aire a la temperatura de 0ºC pesa 1,2 kg/m^3; el aire se dilata 1/273 de su volumen por cada grado centígrado que aumente su temperatura.

Aire teóricamente necesario para la combustión.- Para determinar la cantidad de aire necesaria para quemar una cierta cantidad de gasolina, se puede suponer por razón de sencillez, que esta gasolina consta sólo de octano C_8H_{18} lo cual lo podemos justificar porque el octano es un hidrocarburo intermedio en su composición y propiedades entre los constituyentes más ligeros y más pesados de la gasolina comercial de motores; la proporción de carbono e hidrógeno no difiere mucho de los diferentes miembros de la serie parafínica que se hallan en la gasolina. La ecuación de la combinación química de los elementos del octano con el oxígeno del aire se puede escribir como:

$$C_8\ H_{18} + 12{,}5\ O_2 \Rightarrow 8\ CO_2 + 9\ H_2O$$

siendo:

- *Los pesos atómicos: H = 1, C = 12, N = 14, O = 16*

- *Los pesos moleculares de los elementos de la mezcla y de los productos de la combustión:*

$$C_8\ H_{18} = 114\ ;\ O_2 = 32\ ;\ CO_2 = 44\ ;\ H_2O = 18$$

y la ecuación de la combustión perfecta se puede escribir como:

$$114\ C_8\ H_{18} + (12{,}5 \times 32)\ O_2 = (8 \times 44)\ CO_2 + (9 \times 18)\ H_2O$$

$$114\ C_8H_{18} + 400\ O_2 = 352\ CO_2 + 162\ H_2O$$

Sin embargo el oxígeno que entra en combinación con el combustible penetra en el motor mezclado con nitrógeno en la proporción (23/77) en peso, de modo que 400 unidades en peso de oxígeno se asocian con $400 \times \frac{77}{23} = 1339$ unidades en peso de nitrógeno

Este nitrógeno está presente en la mezcla del combustible y en los productos del escape, y se puede introducir en ambos miembros de la ecuación de combustión:

$$114\ C_8H_{18} + 400\ O_2 + 1339\ N_2 = 352\ CO_2 + 162\ H_2O + 1339\ N_2$$

Para reducir la ecuación a una expresión aplicable, por ejemplo la correspondiente a 1 kg de gasolina (octano), se divide por 114, y queda:

$$1\ kg\ C_8H_{18} + 3{,}51\ kg\ O_2 + 11{,}74\ kg\ N_2 = 3{,}09\ kg\ CO_2 + 1{,}42\ kg\ H_2O + 11{,}74\ kg\ N_2$$

y como: $3{,}51\ kg\ O_2 + 11{,}74\ kg\ N_2 = 15{,}25\ kg\ de\ aire$, resulta:

$$1\ kg\ C_8H_{18} + 15{,}25\ kg\ aire = 3{,}09\ kg\ CO_2 + 1{,}42\ kg\ H_2O + 11{,}74\ kg\ N_2$$

como combustión estequiométrica.

Poder calorífico teórico de los hidrocarburos.- El calor total liberado por la combustión de cualquier hidrocarburo en exceso de aire es igual a la suma de los calores debidos a la combustión del carbono y del hidrógeno respectivamente, menos el calor necesario para descomponer las moléculas del hidrocarburo.

Hay dos poderes calóricos distintos, el superior y el inferior. El poder calorífico superior es la cantidad de calor generado por 1 kg de gasolina cuando se quema en exceso de aire y los productos de la combustión se enfrían a la temperatura original del combustible y del aire, es decir, a la temperatura atmosférica. Si el combustible contiene hidrógeno se forma vapor de agua al quemarse y mientras se enfrían los productos de la combustión, el vapor condensa y su calor latente se hace calor sensible, calor que se incluye en el poder calorífico superior. El poder calorífico inferior es el que generaría el combustible al quemarse en las mismas condiciones y los productos de la combustión se enfriaran a la temperatura original sin que el vapor condensase, por lo que el calor de condensación no existe y, por lo tanto, no se puede transformar en trabajo mecánico.

En la combustión del carbono a dióxido de carbono se liberan 8.080 Kcal/kg de carbono quemado, y en la combustión del hidrógeno a vapor 34.450 Kcal/kg de hidrógeno quemado; la disociación del octano en carbono e hidrógeno producido, necesita de 846 Kcal/kg de octano. Si se consideran las cantidades de carbono e hidrógeno producidas en la combustión de 1 kg de octano, su potencia calorífica es:

$$\left.\begin{array}{l} Carbono\ del\ octano:\ 0{,}842 \times 8080 = 6803\ Kcal \\ Hidrógeno\ del\ octano:\ 0{,}158 \times 3445 = 5443\ Kcal \end{array}\right\} \Rightarrow\ 12246\ Kcal\ combustión\ octano$$

Como en la disociación del octano hay que aplicar 846 Kcal/kg de octano, tendremos que el poder calorífico inferior es:

12.246 - 846 = 11400 Kcal / kg de octano

Las mezclas de gasolina que contienen las proporciones relativas de combustible y aire necesarias para una combustión total, se denominan estequiométricas, y se encienden fácilmente mediante una chispa eléctrica. Cuando la proporción difiere mucho de este tipo es más difícil inflamar la mezcla, y una vez inflamada, la llama circula con menos rapidez por la mezcla. Sin embargo, la velocidad de propagación de la llama es máxima, no en la mezcla teóricamente correcta, sino en una más pobre que contiene sólo un 75% de gasolina.

Las proporciones límites para las cuales es aún posible el encendido a presión atmosférica son, aproximadamente $\begin{cases} 1 / 4{,}5 \, mezcla \, rica \\ 1 / 21 \, mezcla \, pobre \end{cases}$, en gasolinas de densidad A.P.I. 73, a la presión atmosférica.