Linea 1-2: Compresión isoentrópica (a entropia constante y $\Delta s=0$),
Linea 2-3,4: adición isométrica de calor (a volumen constante y $\Delta v=0$),
Linea 3,4-5: expansión isoentrópica (a entropia constante y $\Delta s=0$),
Linea 5-1: descarga isométrica de calor (a volumen constante y $\Delta v=0$)

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

$$\eta_t = \frac{Q1 - Q2}{Q2} = \frac{Q1v - Q2}{Q2} \quad \text{porque } Q_1 = Q_{1_v}$$

pero el punto 4 se encuentra en el mismo lugar que el punto 3,- entonces el grado de crecimiento de volumen es:

$\varphi = \frac{v_4}{v_3} = 1$, sustituyendo este valor en el rendimiento térmico se obtiene:

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

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

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

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

4.3. CICLO DIESEL.

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

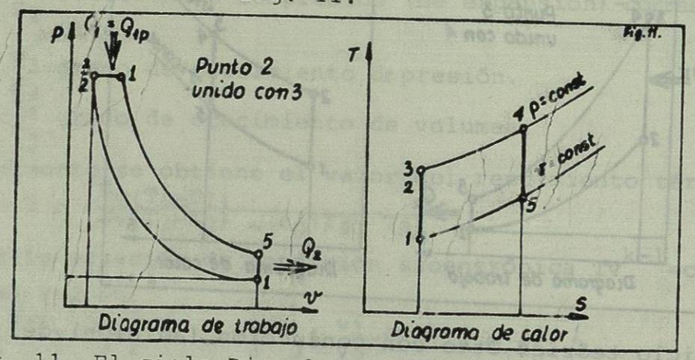


Fig. 11. El ciclo Diesel con conducción de calor a presión - constante p = const.:

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

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

$$\eta_t = \frac{Q1 - Q2}{Q1} = \frac{Q1_p - Q2}{Q1} \quad \text{porque } Q_1 = Q_{1_p},$$

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

$\alpha = \frac{p3}{p2} = 1$, substituyendo este valor en el rendimiento térmico se- obtiene:

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

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

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

η_t Diesel $< \eta_t$ Otto.

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

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

El ciclo Otto permite la expansión más completa y obtiene la eficien cia más alta, porque todo el calor es suministrado antes que el pro- ceso de expansión se inicie.

A este respecto, el ciclo Diesel es el peor.

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

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

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

por las restricciones impuestas por la detonación.

4.4. CICLOS REALES DE LOS MOTORES.

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

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

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

4.4.1. CICLO REAL DEL MOTOR DE 4 TIEMPOS.

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

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

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

La región baja (menor) muestra el trabajo gastado por el motor para cambio de la carga de combustible en el cilindro (carreras de admisión y de escape) y tiene el signo (-). El trabajo total obtenido del motor es entonces la diferencia entre región alta y región baja (el producto p·v muestra el trabajo; si p está en [kg/cm²] y v está en [cm³] resulta que p·v [kg/cm²]·[cm³] = kgcm, 1kg·cm = 0.1 Julio del trabajo).

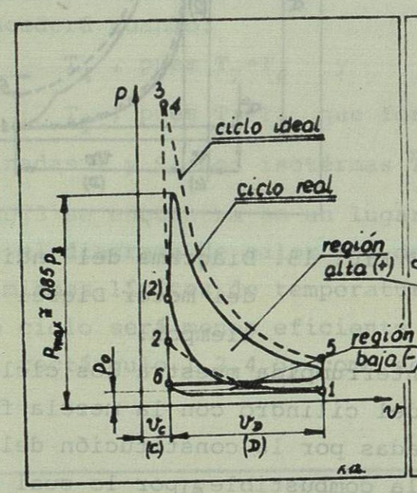


Fig. 12. Diagrama del indicador del motor Otto de 4 tiempos.

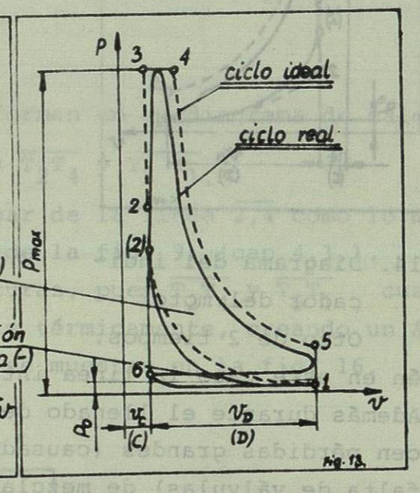


Fig. 13. Diagrama del indicador del motor Diesel de 4 tiempos.

4.4.2. CICLO REAL DEL MOTOR DE 2 TIEMPOS.

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

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

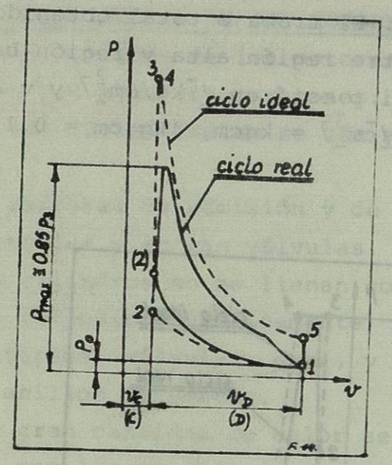


Fig. 14. Diagrama del indicador del motor - Otto de 2 tiempos.

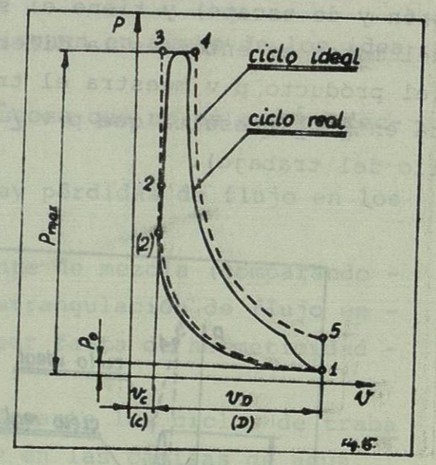


Fig. 15. Diagrama del indicador - del motor Diesel de 2 - tiempos.

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

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

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

$\eta_t = 1 - \frac{Q2}{Q1}$ (vease cap. 4.1.) donde:

Q_1,- calor añadido al sistema.

Q_2,- rechazo al sistema.

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

Del cap. 4. se ve que entropía: $\Delta s = \Delta Q/T$ ó $\Delta Q = T \cdot \Delta s$, realmente en lugar de ΔQ se puede escribir Q y en lugar de T, Tm - (temperatura absoluta media). De acuerdo a los procesos que aparecen en los ciclos de los motores, entonces:

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

$\eta_t = 1 - \frac{Q2}{Q1} = 1 - \frac{T2m \cdot \Delta s}{T1m \cdot \Delta s} = 1 - \frac{T2m}{T1m}$

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

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

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

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

Esto sucederá cuando:

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

$T_{2m} \longrightarrow T_1$, pues $T_5 = T_1$ que forman en el diagrama de calor - (coordinadas T y S) dos isotérmas $\overline{T_2T_4}$ y $\overline{T_5\ T_1}$.

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

En los mismos límites de temperaturas, pues $\overline{T_2T_4}$ y $\overline{T_5T_1}$, cualquiera otro ciclo será menos eficiente térmicamente, creando un área menor del rectángulo 1,2,4,5, como se muestra en la fig. 16.

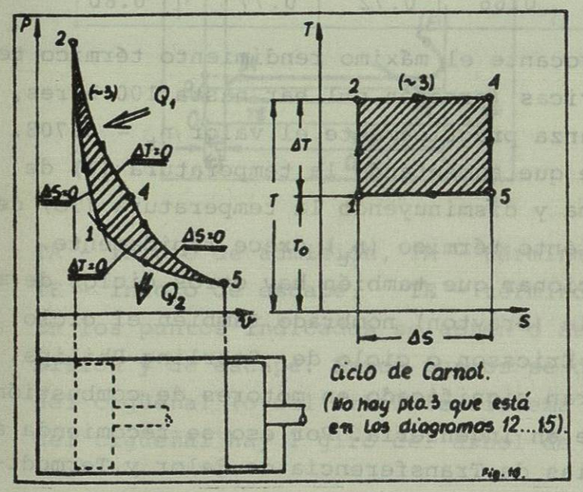
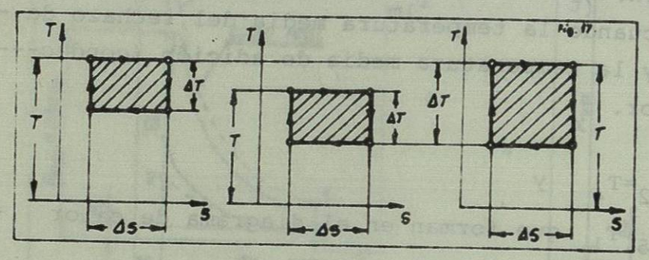


Fig.16.

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

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

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



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

T_o - temperatura de inducción de calor,

T - temperatura de rechazo de calor y

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

Fig. 17. La eficiencia del ciclo Carnot depende de los valores ΔT y T.

Tabla de eficiencias térmicas del ciclo Carnot a temperatura inicial T_o= 298°K (25°C;77°F;537°R).

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

En un motor de émbolo reciprocante el máximo rendimiento térmico teórico en condiciones atmosféricas (presión p=1 bar hasta 100 bares, pues 1kg/cm^2÷100kg/cm^2) alcanza prácticamente el valor η_t = 0.708. De la tabla se ve claramente que aumentando la temperatura (T) de inducción de calor al sistema y disminuyendo la temperatura (To) del rechazo de calor, el rendimiento térmico (η_t) crece rápidamente.

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

5. ANALISIS DE PROCESOS QUE SUCEDEN EN LOS MOTORES.

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

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

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

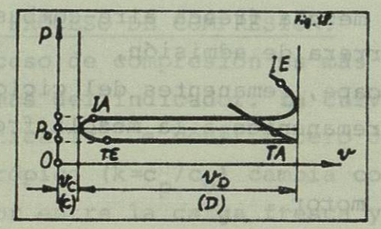


Fig. 18.
Diagrama de los cambios de presiones en un cilindro de un motor de 4 tiempos, en las carreras de admisión y de escape.

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