

6.- Ciclos reales comparados con los de aire-combustible

El propósito es mostrar relaciones típicas entre los ciclos reales y sus equivalentes de aire-combustible teniendo en cuenta la combustión y los flujos de calor.

Un análisis cuantitativo de las diferencias entre un ciclo real y su equivalente aire-combustible requiere un exacto diagrama p-V del ciclo real.

Indicadores.- Para las velocidades a las cuales muchos motores de combustión interna operan, el indicador de tipo mecánico, muy común para motores de vapor, no satisface a causa de la considerable inercia de sus partes en movimiento. Para muchos motores de velocidad media-alta se han propuesto varios tipos de indicadores. Se estima que el más exacto es el del tipo de presión balanceada a efectos cuantitativos.

El indicador de presión balanceada MIT se ilustra en las Figuras 9.1 y 9.2

(Ver Figuras 9.1 y 9.2 Taylor&Taylor)

El indicador MIT de presión balanceada, es de tipo estroboscópico o punto por punto. Refiriéndonos a la figura 9.2, el elemento sensor de presión es del tamaño y forma de la bujía. Este elemento va atornillado en un agujero de la tapa de cilindros. En su interior lleva un diafragma de acero muy fino, soportado entre dos discos perforados con muchos agujeros, llamados grillas. El espacio entre grillas es de milésimas de pulgadas que es más grande que el espesor del diafragma.

En operación, una presión estática de gas llamada presión de balance, es aplicada del lado de afuera del diafragma mientras del lado de adentro está expuesto a la presión del cilindro. La presión de balance también se aplica al pistón del mecanismo de registro, el cual coloca la punta del registro en una posición axial, a lo largo del tambor de registro, determinada por la presión de balance y por la calibración del resorte que restringe el movimiento del pistón. El tambor rota con el cigüeñal y debe ser conectado al mismo con un eje torsional rígido.

Con una presión de balance dada, el diafragma mueve de una grilla a la otra cuando la presión del cilindro alcanza la presión de balance y luego cae otra vez cuando la presión del cilindro cae por debajo de ésta. El ángulo de giro al cual estos eventos ocurren es registrado por una chispa que salta de la punta del registro al tambor, a través de un papel envuelto en el mismo. La chispa produce un circuito electrónico conectado a la unidad sensora de presión a través de un electrodo aislado.

(Ver Figura 9.3 Taylor&Taylor)

Es obvio que el aparato registra el ángulo de giro al cual la presión del cilindro iguala la presión de balance.

Variando la presión de balance en un rango levemente mayor a las que se encontrarán en el cilindro se obtiene la totalidad de la curva.

Si se tiene la geometría del motor, con los ángulos de giro se pueden calcular los volúmenes desplazados. Por tanto se puede construir el diagrama p-V.

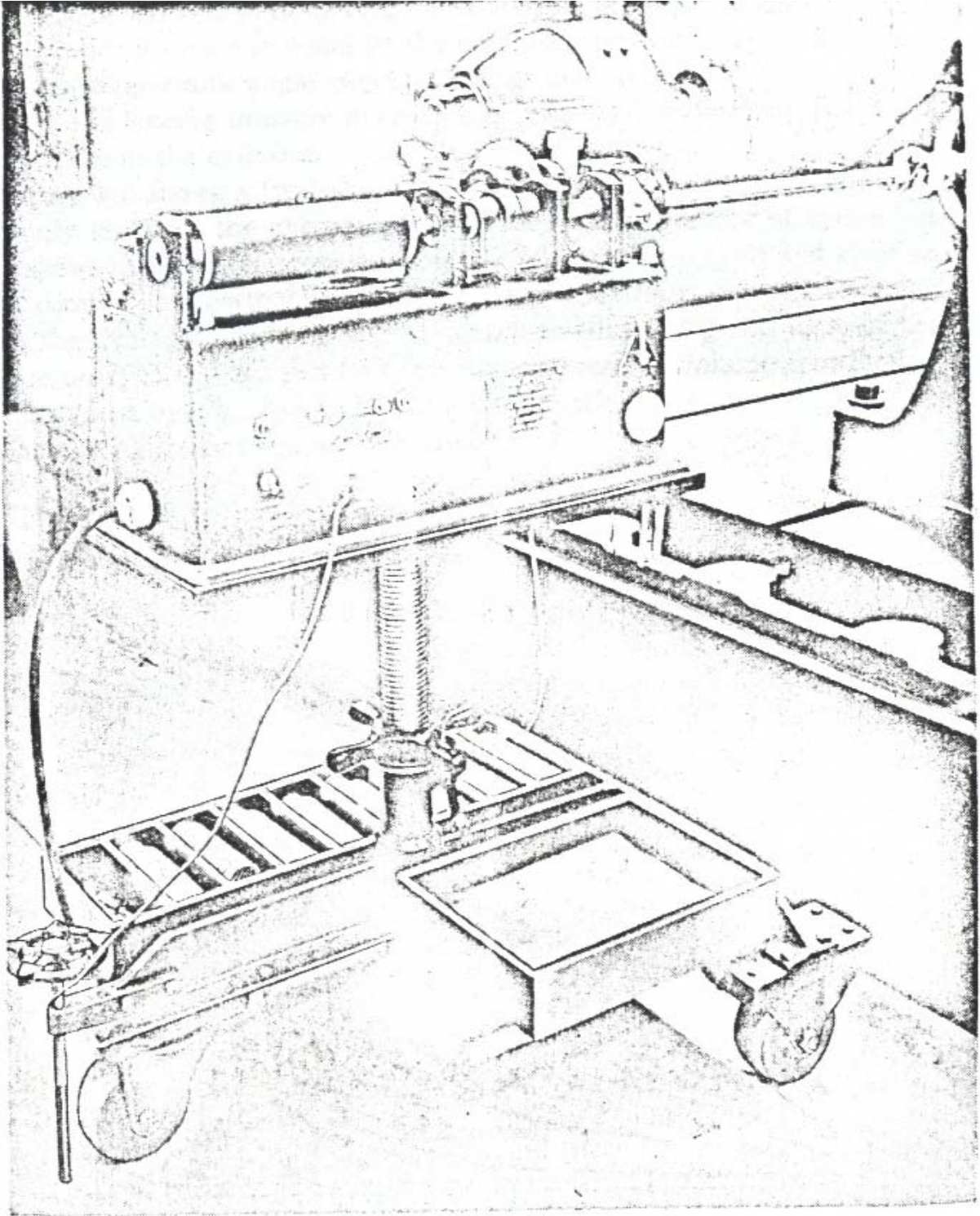


FIG. 9-1. MIT balanced-pressure indicator.

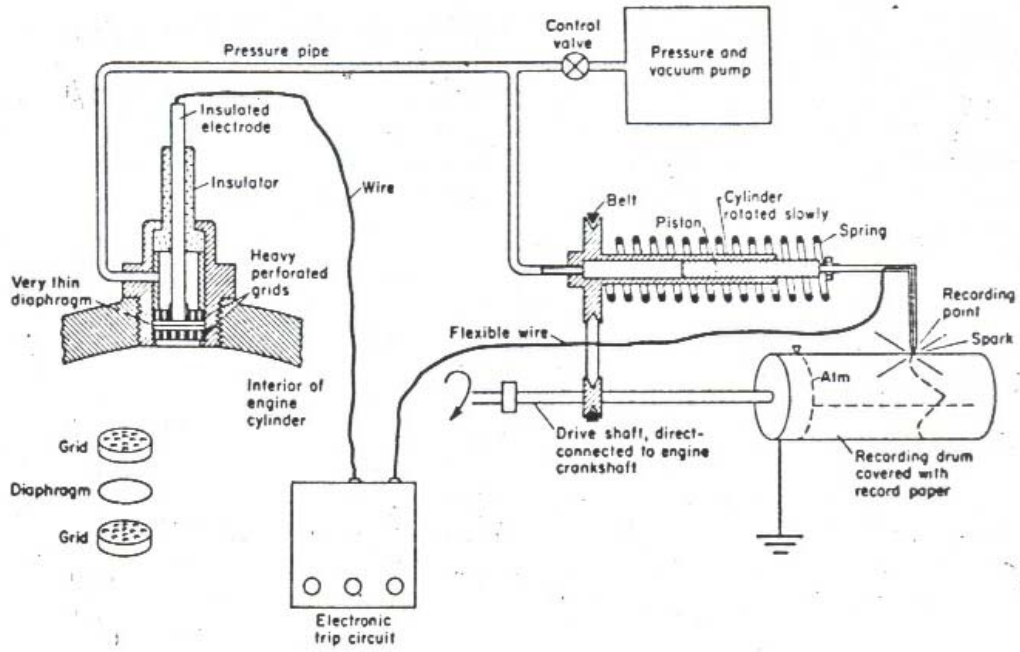


FIG. 9-2. Diagram of MIT balanced-pressure indicator.

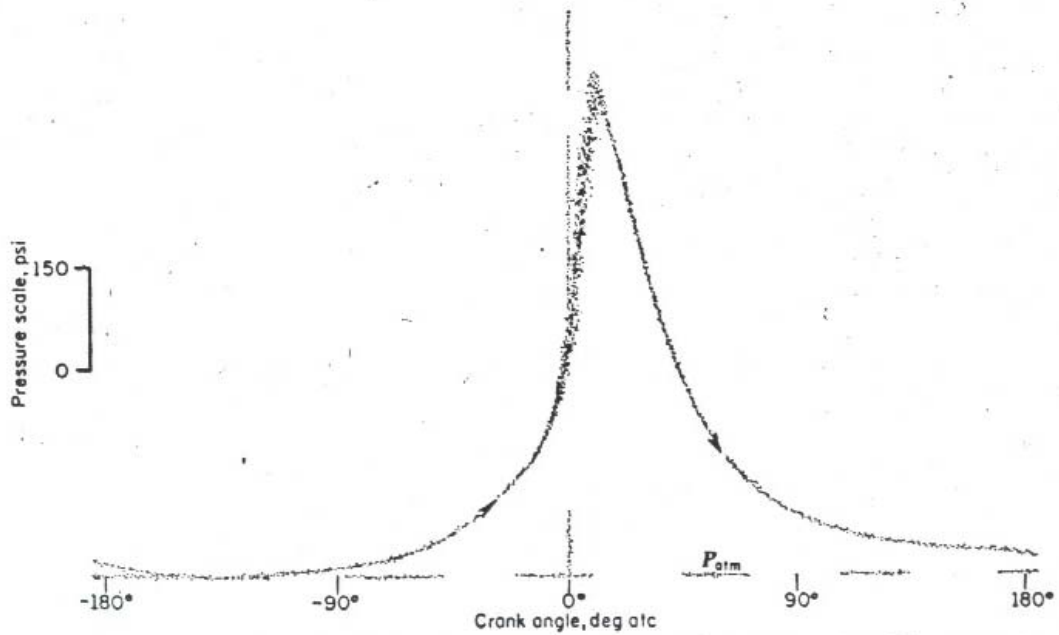


FIG. 9-3. Heavy spring indicator diagram made with indicator of Figs. 9-1 and 9-2. CFR engine, $3\frac{1}{4}'' \times 4\frac{1}{2}''$, $V_d = 37.33 \text{ in.}^3$, $r = 8.35$, isooctane fuel, $F = 0.0782$, $F_R = 1.17$, $sa = 20^\circ \text{ bte}$, $N = 1200 \text{ rpm}$, $p_i = 14.4 \text{ psia}$, $p_e = 15.1 \text{ psia}$, $T_i = 175^\circ\text{F}$.

Indicadores eléctricos.- Hay disponibles varios tipos de indicadores en los cuales, la presión del cilindro actúa sobre un diafragma de forma tal que actúa sobre algún parámetro de un circuito eléctrico. Esta señal debidamente amplificada y tomada en la pantalla de un osciloscopio puede ser fotografiada. Comparado con el sistema anterior, éste es más conveniente para operarlo, muestra ciclos individuales, puede desarrollar diagramas p-V o p- θ mientras el motor funciona. Es menos exacto y más difícil de calibrar que el MIT y requiere fotografías.

6.1.- Definiciones

Por el momento, sólo se tomará en cuenta el ciclo real en sí. No se considerarán la carrera de admisión y escape en el motor de 4 tiempos (4T) ni el proceso de barrido en el motor de 2 tiempos (2T). Estos aspectos se tomarán más adelante.

Las diferencias entre el ciclo real y el de aire-combustible pueden ser atribuidas a los siguientes factores:

- 1) Pérdidas de tiempo.- Son pérdidas de tiempo debidas al tiempo requerido por la mezcla de aire y combustible y por la combustión
- 2) Pérdidas de escape.- Pérdidas de trabajo en la expansión por la necesidad de abrir la válvula de escape antes del punto muerto inferior (P.M.I.).
- 3) Pérdidas de calor.- Debido al flujo de calor desde los gases a las paredes de los cilindros.

Además de las precedentes pueden haber otras pérdidas en los motores debidas a pérdidas entre aros y camisas y válvulas. Pero en motores que funcionan en buenas condiciones, este tipo de pérdidas se consideran despreciables frente a las otras.

6.2.- Ciclo Otto - Motores de encendido por chispa - Ciclo real vs. ciclo aire-combustible

La figura 9.5 muestra un diagrama p-V de un motor de encendido por chispa comparado con su equivalente aire-combustible.

El comienzo de la elevación de presión debido a la combustión ocurre en el punto a, y la combustión es virtualmente completa en el punto b, donde la presión comienza a caer sobre una línea cercana a una isentrópica. La línea 3'-4' es la isentrópica que pasa por el punto b.

Pérdidas de tiempo.- El tiempo consumido por la combustión, es debido a que el frente de llama debe avanzar desde el o los puntos de ignición a una velocidad finita. La velocidad del frente de llama es definida por varias variables, incluyendo el tiempo de mezcla si el aire, el combustible y los gases no quemados no están perfectamente mezclados en el momento de la ignición.

Las pérdidas de tiempo incluyen las pérdidas por combustión incompleta, esto es que la mezcla no alcanza el equilibrio químico completo antes del final del ciclo. La presencia

de este tipo de pérdidas se detecta por la presencia de hidrocarburos no quemados en los gases de escape. Sin embargo, en motores de encendido por chispa bien regulados y más aún en los modernos de inyección electrónica, estos materiales son tan pequeños, que las pérdidas que ocasionan en la potencia y su influencia en la eficiencia son despreciables. Sí estos materiales no quemados preocupan del punto de vista del olor y la formación del “smog”.

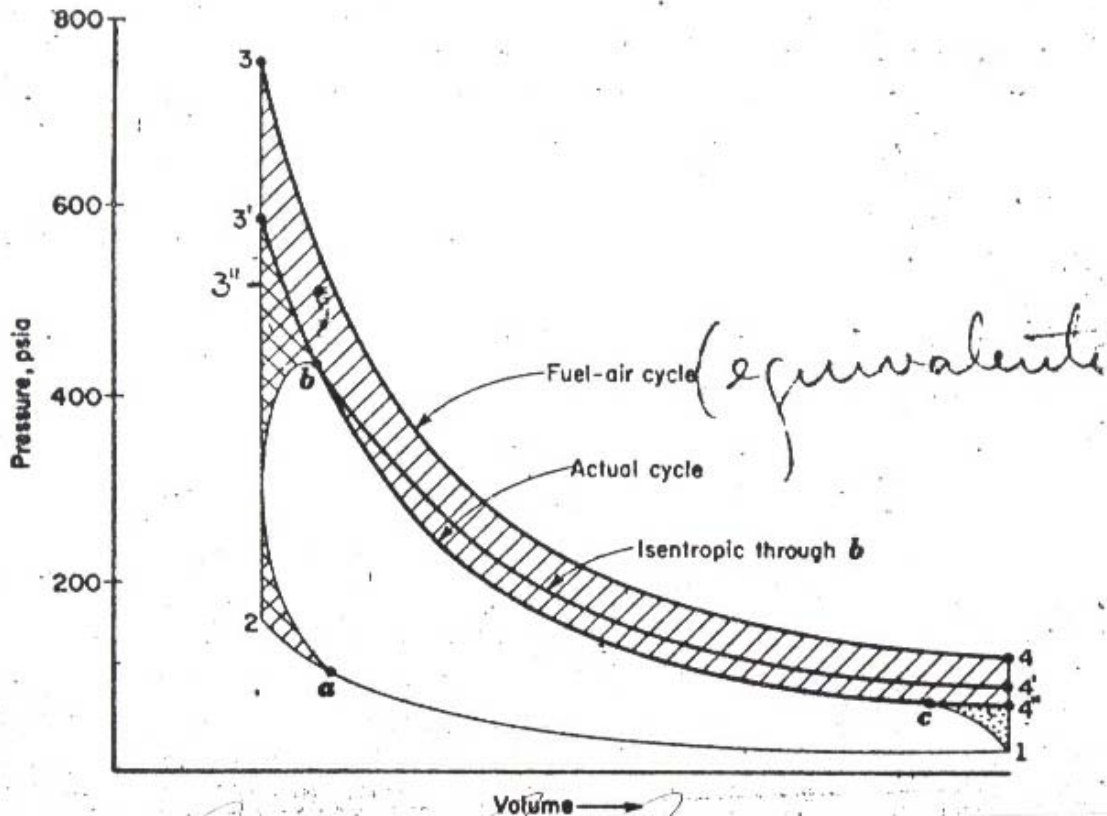


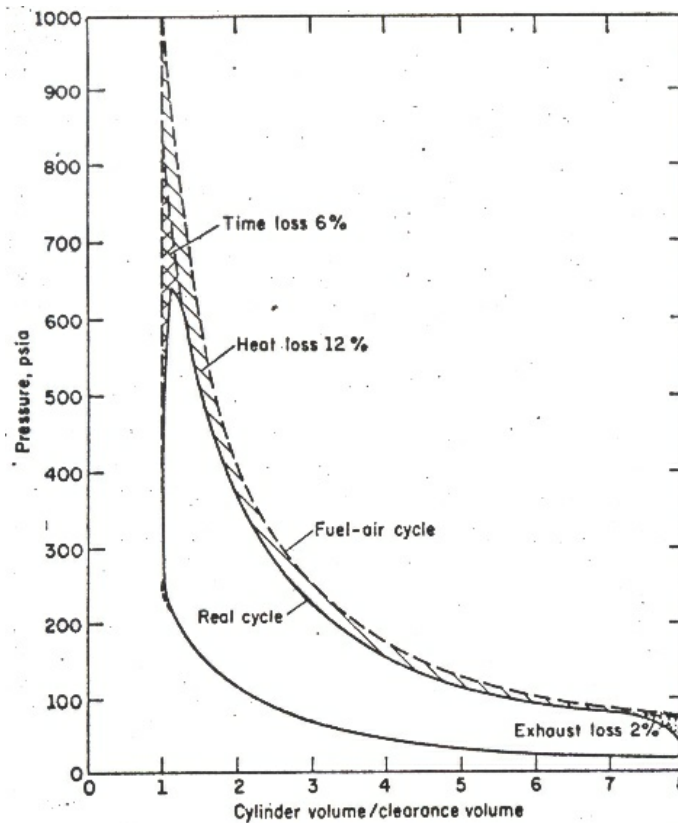
FIG. 9-5. Definición de pérdidas entre un ciclo real y su equivalente aire-combustible; a=comienzo de la elevación de presión por la combustión, b=final de la combustión, c=comienzo de apertura de válvula de escape

Refiriéndonos a la figura 9.5, si la combustión ocurriese instantáneamente con el pistón en el punto muerto superior (P.M.S.), con las pérdidas de calor quedando constantes, el ciclo seguirá los pasos 1-2-3' porque más trabajo sería hecho por el proceso 1-2-3'-b que por el 1-a-b. Sin embargo, con un adelanto de encendido óptimo la diferencia entre el punto 3' y el hipotético de máxima presión con combustión instantánea (3) es tan pequeña, de modo que es un error pequeño considerar la totalidad de las pérdidas de trabajo por las pérdidas de tiempo de combustión representadas por el área a-2-3'-b.

Pérdidas de escape.- En todos los motores, la válvula de escape debe abrir antes del punto muerto inferior (P.M.I.) para generar apropiadas condiciones para la carga de mezcla subsiguiente. Si este adelanto no fuera necesario, la línea de expansión sería b-c-4'' en vez de b-c-1. Las pérdidas de escape son tomadas entonces por el área c-1-4''.

Pérdidas de calor.- En el motor de chispa, el ciclo real recorre una línea prácticamente coincidente con la isentrópica desde el punto 1 al a (figura 9.5). Podemos concluir que las pérdidas de calor durante esa parte del ciclo son despreciables. Las pérdidas de calor comienzan a ser importantes desde la ignición hasta el final del ciclo (área b-4'-4'').

6.3.- Análisis cuantitativo de las pérdidas en motores de encendido por chispa de 4 tiempos



	Actual Cycle	Fuel-Air Cycle	Ratio, Actual Cycle to Fuel-Air Cycle
Imep	143	178	0.802
η_i	0.288	0.360	0.802
Time-loss ratio...	0.06
Heat-loss ratio...	0.12
Exhaust-loss ratio	0.02

FIG. 9-6. Indicator diagrams for an actual cycle and its equivalent fuel-air cycle; special CFR engine, $F_R = 1.2$, $r = 8$, $s = 1120$ fpm, $M_a = 0.001025$ lbm/cycle, $f = 0.15$, gas temperature at 90° btc = $817^\circ R$, $p_i = 16.6$ psia, $p_e = 9.8$ psia, $T_i = T_e = 620^\circ R$, $G_b = 0.072$ lbm/sec ft. (Livingood et al., 9.16.)

En la figura 9.6 se compara un ciclo real con su equivalente aire-combustible. La relación entre la i.m.e.p. (presión media efectiva indicada) y el η_{ti} (rendimiento térmico indicado) con sus respectivos valores en el ciclo aire-combustible es 0.80, que es típica de un motor de automóvil operando a plena carga. De la pérdida del 20% respecto al ciclo aire-combustible equivalente, 60% es atribuible a pérdidas de calor, 30% es atribuible a pérdidas de tiempo de combustión y 10% a las pérdidas de escape. Esto hace que los porcentajes de pérdidas sean:

- pérdidas de calor (heat losses) = $0.60 \times 0.20 = 12\%$
- pérdidas de tiempo (timing losses) = $0.30 \times 0.20 = 6\%$
- pérdidas de escape (exhaust blowdown) = $0.10 \times 0.20 = 2\%$
- relación de pérdidas de trabajo (lost work ratio) = $\frac{W_{AF} - W_R}{W_{AF}} = 20\%$

La figura 9.7 muestra una comparación del ciclo real con el correspondiente aire-combustible. La relación entre el trabajo entregado por ambos es 0.9. Esta relación tan alta, se da siempre en motores de ignición por chispa, cuando se logra una combustión casi completa en el punto b, en todos los casos.

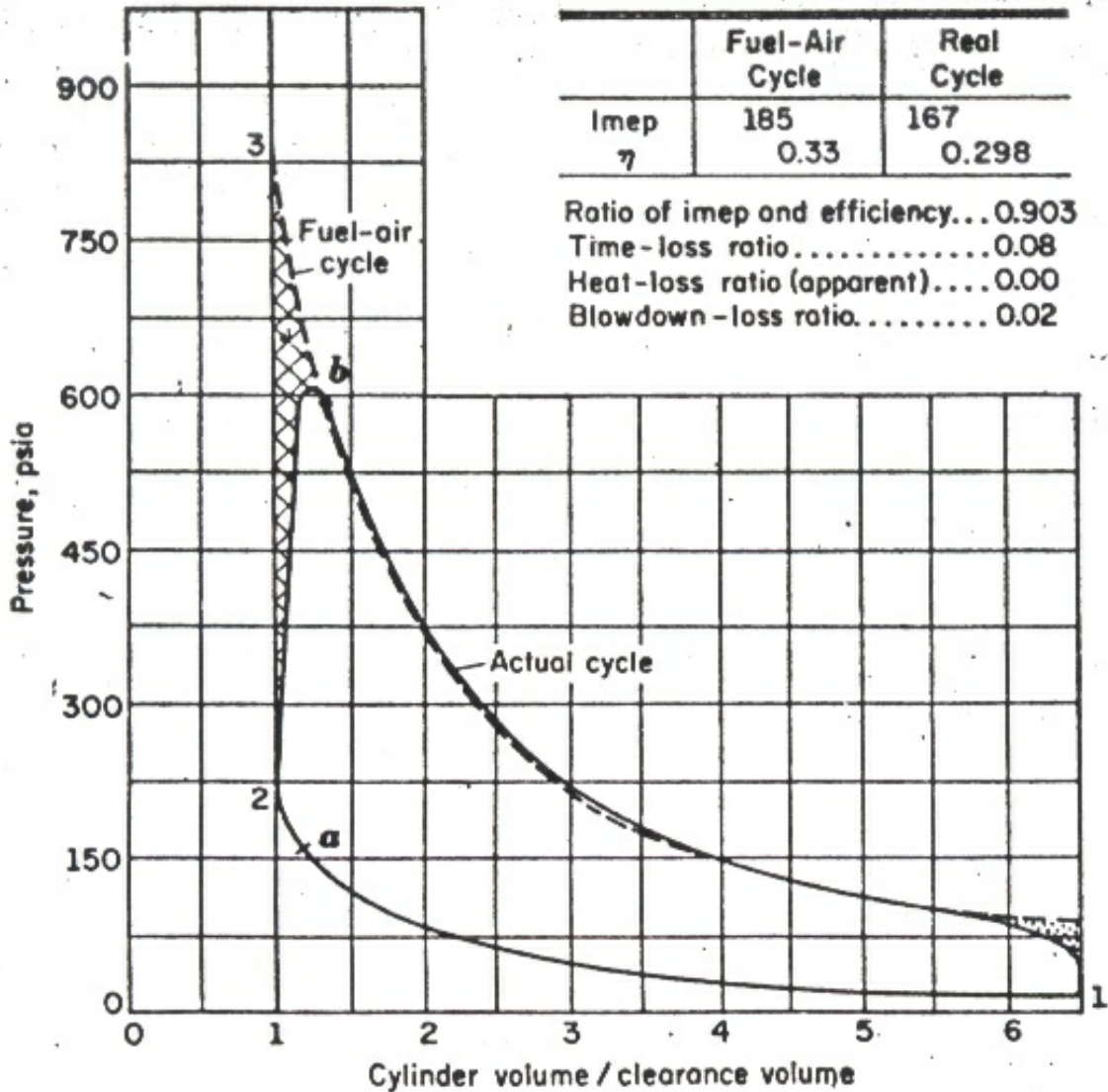
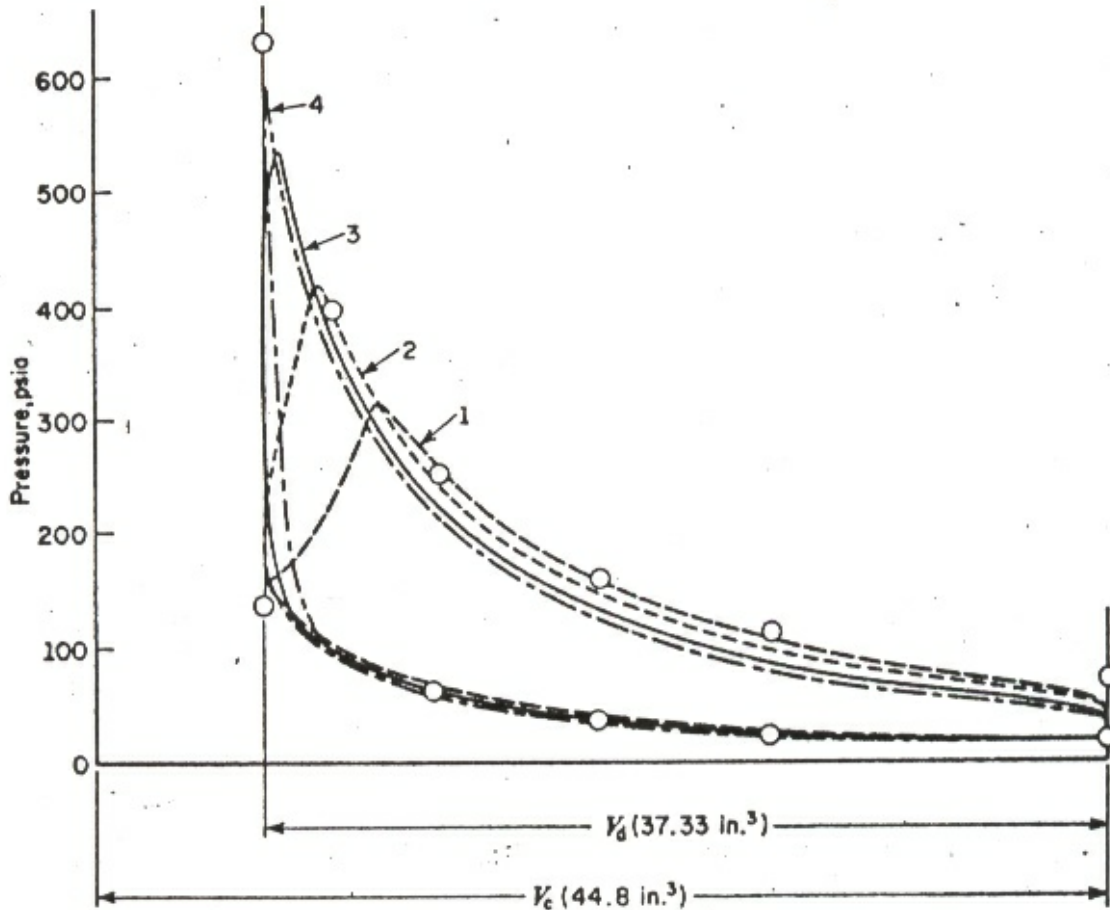


FIG. 9-7. Comparison of pressures, real cycle vs. equivalent constant-volume fuel-air cycle. Wright Aircraft cylinder, $6\frac{1}{8}'' \times 6\frac{7}{8}''$, $r = 6.50$, $s = 1850$ fpm, $F_R = 1.175$, $p_i = 16.1$ psia, $p_e = 14.7$ psia, $s\alpha = 15^\circ$, $T_i = 702^\circ\text{R}$, $f = 0.038$, air consumption = 0.008 lbm/cycle, $G_b = 0.334$ lbm/sec ft. (Courtesy Wright Aeronautical Corporation.)

Efecto del momento de la chispa.- En la figura 9.8 se muestra el efecto potente del punto de chispa en las pérdidas por tiempo de combustión. Cuando el momento de la chispa se retrasa del óptimo el modelo planteado en la figura 9.5 no es más válido y gran parte de lo que aparece como pérdidas por tiempo de combustión son en realidad pérdidas de calor.



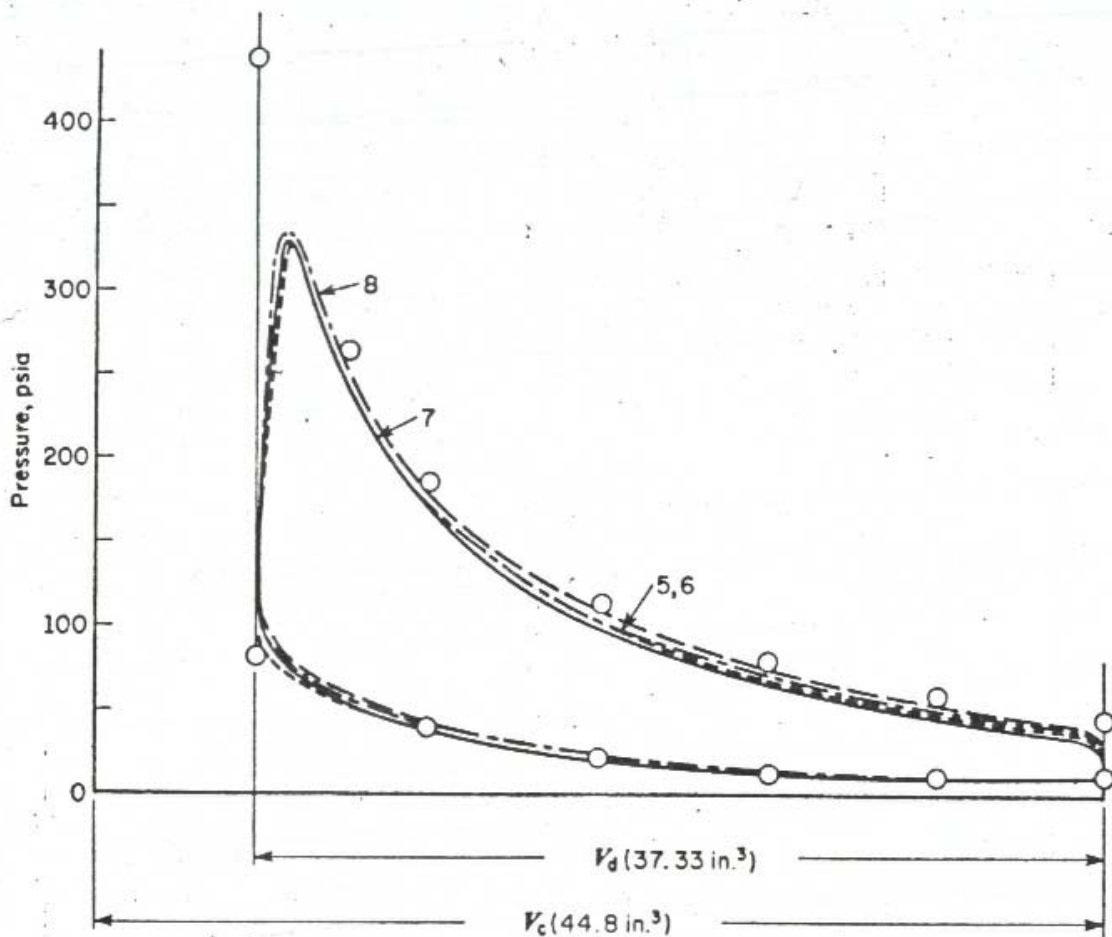
Curve	Spark Adv., deg	Combustion θ	Measured		
			imep	η_i	η_i/η_o
--- 1	0	40	99.0	0.252	0.73
----- 2	13	40	109	0.278	0.82
----- 3	26	38	109	0.278	0.82
----- 4	39	39	99.5	0.253	0.74

FIG. 9-8. Effect of spark timing on pV diagram; CFR engine, $3\frac{1}{4}'' \times 4\frac{1}{2}''$, $r = 6$, $F = 0.075$, $F_R = 1.13$, $\bar{p}_i = 14.3$ psia, $p_o = 14.75$ psia, $T_i = 130^\circ\text{F}$, $n = 900$ fpm, fuel-air-cycle efficiency $\eta_o = 0.34$. Circles show points on equivalent fuel-air cycle; Combustion θ is crank angle between spark and maximum pressure. (Sloan Automotive Laboratories.)

Efecto de la velocidad media del pistón.- No hay casi cambios en el ciclo real desarrollado

Figura suficientemente explicativa.

(Ver Figura 9.9 Taylor&Taylor)

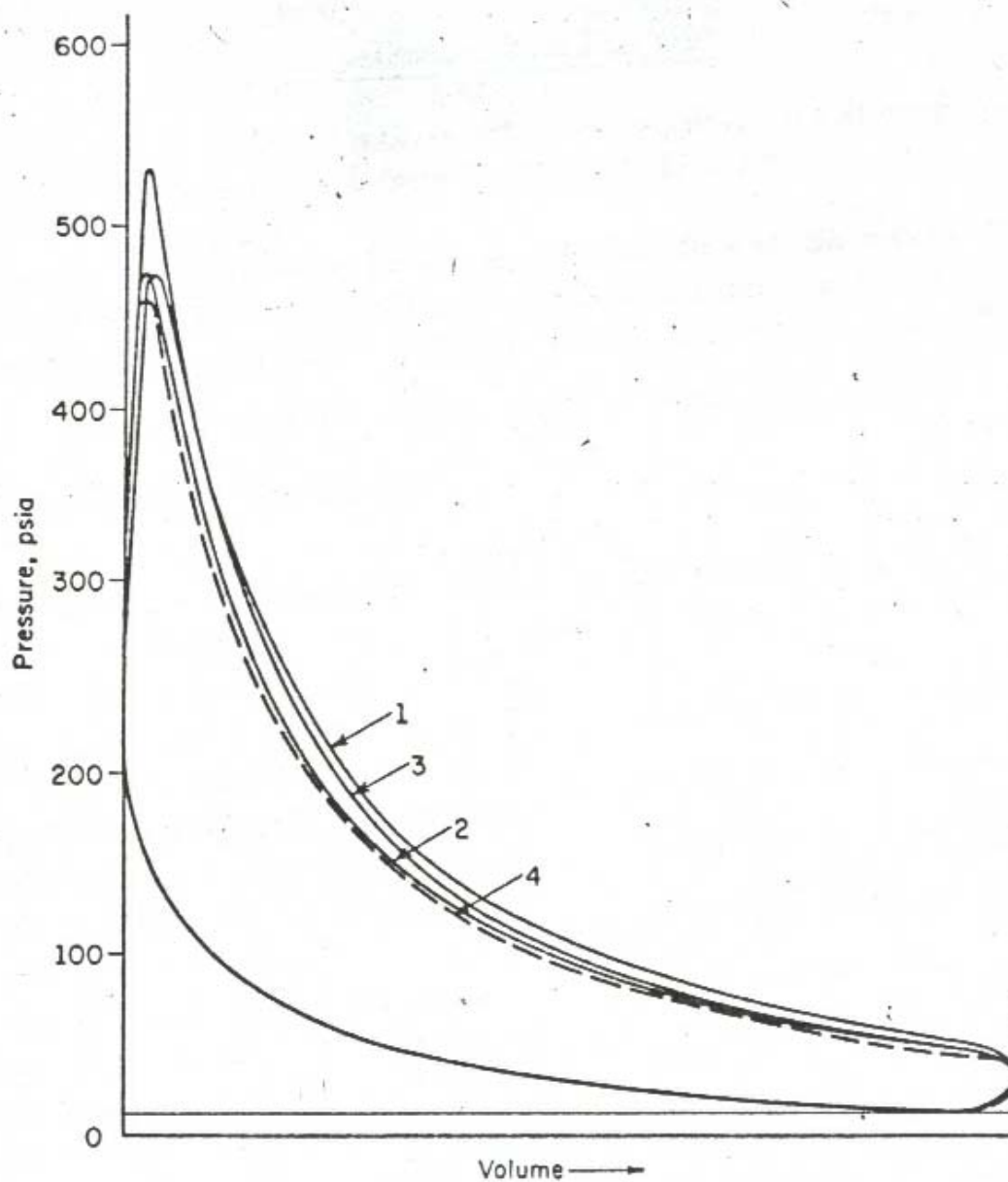


Curve	P_i , psia	RPM	s , fpm	Spark Adv., deg	Combustion θ	Measured		
						imep	η_i	η_i/η_o
---5	10.8	900	675	18	36	85.4	0.286	0.842
-----6	11.5	1200	900	19	39	86.2	0.288	0.848
——7	13.8	1500	1125	22	40	88.0	0.294	0.865
---8	14.2	1800	1350	18	38	89.0	0.298	0.877

FIG. 9-9. Effect of speed on pV diagram; constant volumetric efficiency; CFR engine, $3\frac{1}{4}'' \times 4\frac{1}{2}''$, $r = 6$, $T_i = 150^\circ\text{F}$, $F = 0.075$, $F_R = 1.13$, $p_e = 14.75$ psia, bpsa. Circles show points on equivalent fuel-air cycle. (Sloan Automotive Laboratories.)

Efecto del cambio de riqueza (F_R).- Figura suficientemente explicativa

(Ver Figura 9.10 Taylor&Taylor)



Run	F_R	Measured			Spark Adv., deg	Combustion θ	η_o	η_i/η_o
		imep	isfc	η_l				
1	1.17	111	0.453	0.298	15	33	0.35	0.845
2	0.80	93.5	0.375	0.359	23	39	0.43	0.835
3	1.80	102	0.761	0.177	20	39	0.21	0.820
4	0.735	91	0.363	0.370	33	58	0.44	0.820

FIG. 9-10. Effect of fuel-air ratio on pV diagram; CFR engine, $3\frac{1}{4}'' \times 4\frac{1}{2}''$, $r = 7$, 1200 rpm, $p_i = 13.75$ psia, $p_s = 14.8$ psia, $T_i = 179^\circ\text{F}$, bpsa. (Sloan Automotive Laboratories.)

Se ve, que el rendimiento térmico indicado, de un motor de ignición por chispa de 4 tiempos, es sólo sensible fuertemente al avance de la chispa. Sino, para avance óptimo, la relación $\frac{\eta_{ii}}{\eta_{LAF}} = cte$ o con una mínima variación que parece ser una característica del motor de encendido por chispa.

$$\frac{\eta_{ii}}{\eta_{LAF}} = 0.83 - 0.85$$

Esta relación es conocida como rendimiento diagramático.

6.4.- Motores de 2 tiempos de encendido por chispa

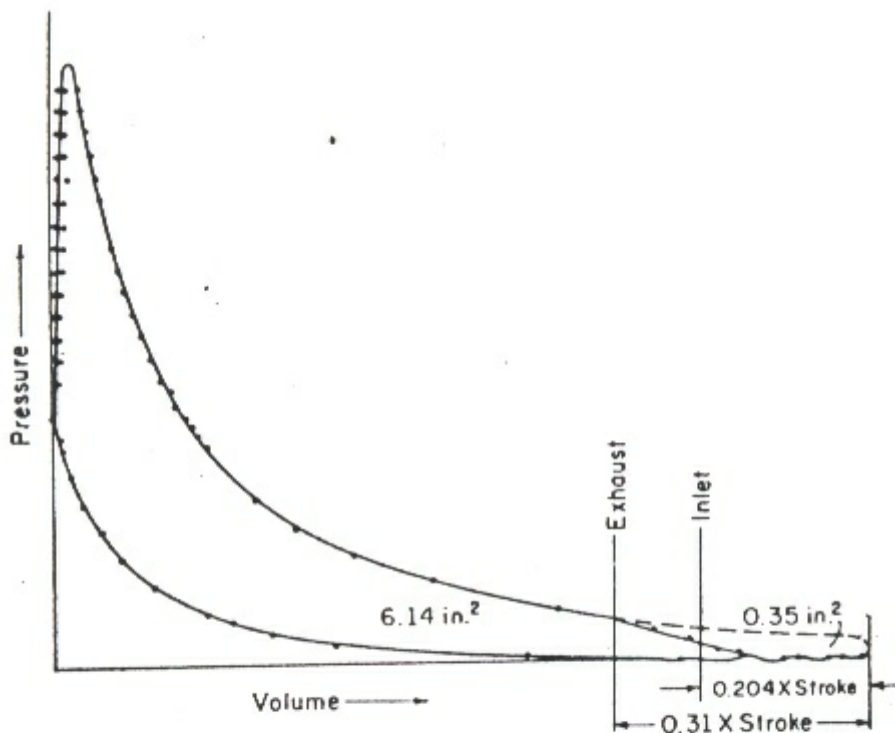


FIG. 9-13. Indicator diagram from two-stroke engine; a four-stroke engine having the same expansion curve would approximately follow the dashed line. Loop-scavenged commercial gas engine; bore 18 in., stroke 20 in., piston speed 833 fpm, imep 87.7 psi.

$$\frac{\text{Area two-stroke diagram}}{\text{Area four-stroke diagram}} = 0.945$$

Haciendo abstracción de los requerimientos de barrido, los motores de 2 tiempos tienen mayores pérdidas de escape que los de 4 tiempos. En la figura 9.13 el porcentaje de pérdidas de escape es del 5% comparado con el 1-2% del motor de 4 tiempos.

Por tanto, la relación de eficiencias del ciclo real del motor de 2T con el de aire-combustible será aproximadamente $\frac{0.95}{0.98} = 0.97$ de la relación correspondiente al motor de 4T. $\rightarrow \eta_{d2T} = \eta_{d4T} \times 0.97$

6.5.- Ciclo real y ciclo aire-combustible para motores de encendido por compresión

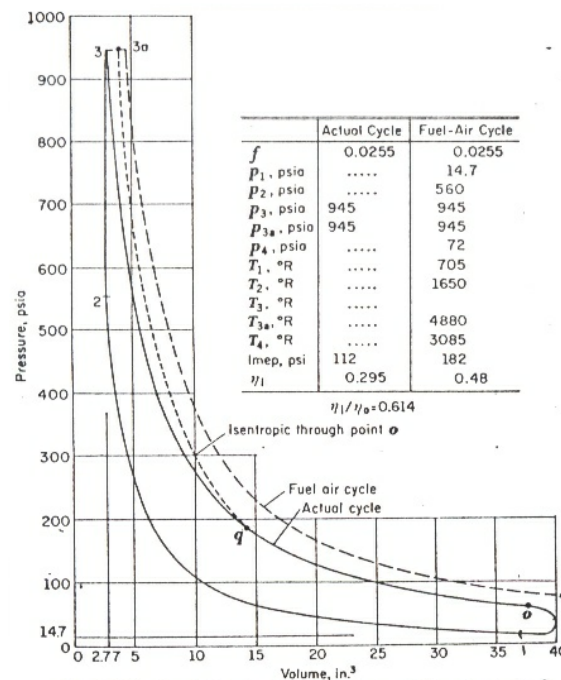


FIG. 9-14. Diesel indicator diagram; single-cylinder Comet-Lead engine; $r = 14.5$; $3.25^\circ \times 4.50^\circ$; 1000 rpm; $F = 0.0605$; optimum injection timing; air consumption = 39.1 lb/hr; $p_i = 14.4$ psia; $p_s = 14.7$ psia; $T_i = 550^\circ\text{R}$ (Sloan Automotive Laboratories).

La figura 9.14 fue tomada de un motor de 4T de laboratorio en el cual el sistema de inyección no operaba bien. La diferencia entre el ciclo real y el equivalente aire-combustible es grande.

$$\frac{\eta_{ti}}{\eta_{tAF}} = 0.614$$

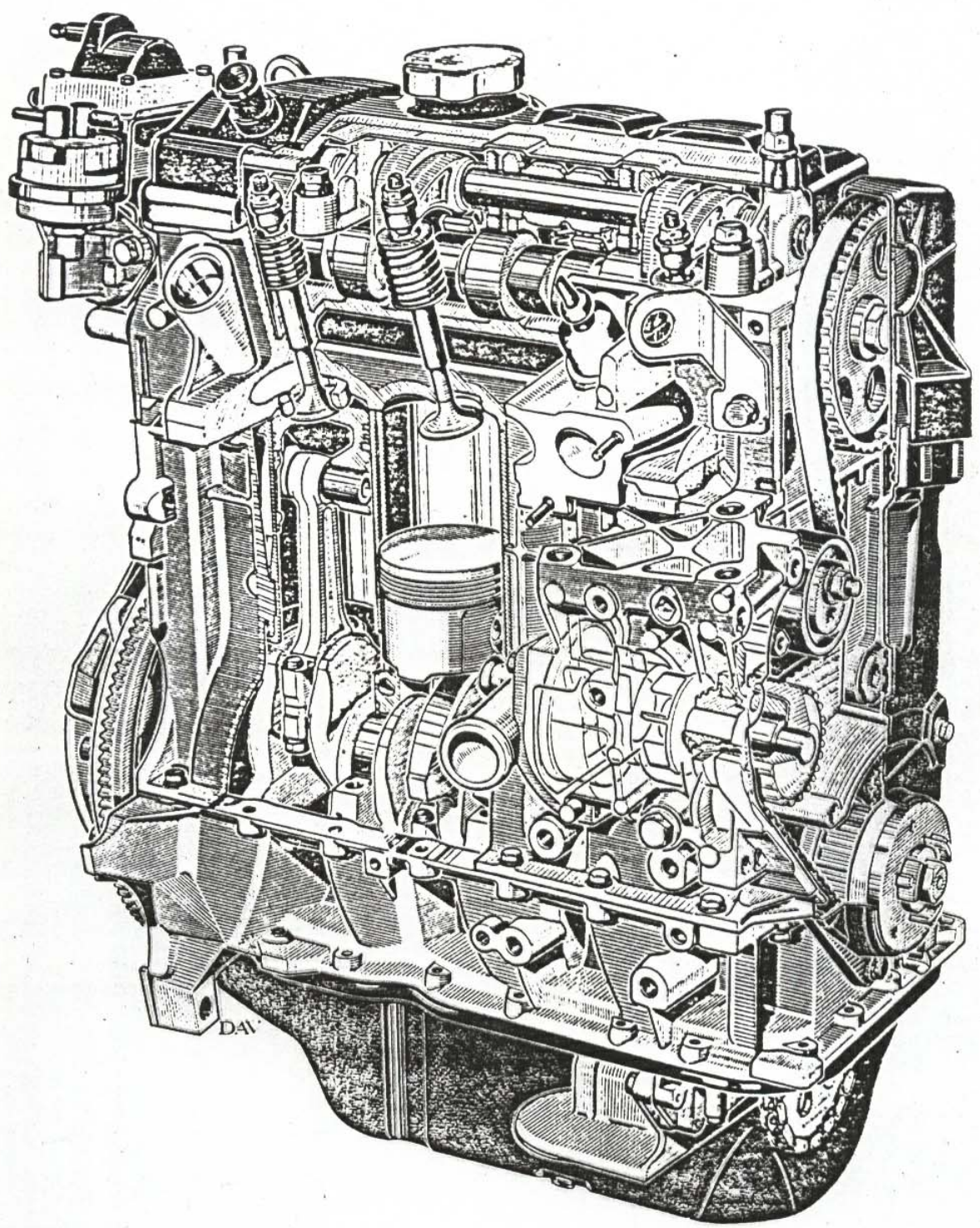
En el caso de los motores Diesel comerciales bien diseñados, esta diferencia es muchísimo menor. En esta figura, aparece una isentrópica del punto o, justo antes de la apertura de la válvula de escape. El hecho de que la expansión en el ciclo real no concuerda con la isentrópica más allá de un tercio de la expansión total, indica que la combustión es incompleta en el punto 3, y continúa hasta el punto q a una razón mayor que la necesaria para balancear las pérdidas de calor. Desde el punto q al punto o la combustión parece justo la suficiente para balancear las pérdidas de calor y es muy posible que la combustión no esté totalmente completa cuando la válvula de escape abra.

En los motores de hoy día, bien diseñados, es claro que las pérdidas fundamentales respecto al ciclo aire-combustible equivalente son por el tiempo de combustión.

Si se comparan potencias entregadas y eficiencias de los motores Diesel modernos, tanto de 4T como de 2T, se pueden extraer las siguientes conclusiones generales:

- 1) El mejor motor Diesel de cada tipo (cámara abierta, cámara abierta de 2T y cámara dividida) tienen aproximadamente la misma eficiencia térmica.
- 2) La relación entre la eficiencia del ciclo real y la eficiencia del correspondiente aire-fuel es de 0.85-0.90.

$$\rightarrow \eta_{dDIESEL} = 0.85 - 0.90$$



DAI

