

## 8.- El Motor de 2 Tiempos (2T)

En estos motores la operación de expulsión de los gases quemados y el llenado del cilindro con aire (o mezcla) fresco es realizada por un medio exterior llamado bomba de barrido en lugar de ser realizada por el pistón como en los motores de cuatro tiempos.

Esta operación se llama barrido (scavenging en inglés) y durante la misma el pistón no interviene en la inducción del movimiento de gases, permaneciendo durante el mismo próximo al PMI, donde al tener que cambiar el sentido del movimiento tiene que disminuir su velocidad para pasar por velocidad nula, y por lo tanto durante este proceso se puede considerar prácticamente inmóvil.

Como consecuencia de lo anterior se tiene que en el motor 2T hay una carrera en la que se entrega potencia en cada vuelta de cigüeñal. Sin embargo para obtener una potencia determinada, tanto en 2T como en un 4T equivalente hay que encerrar en el cilindro aire a una misma tasa.

La figura 11.1 de Taylor&Taylor muestra los distintos tipos de barrido

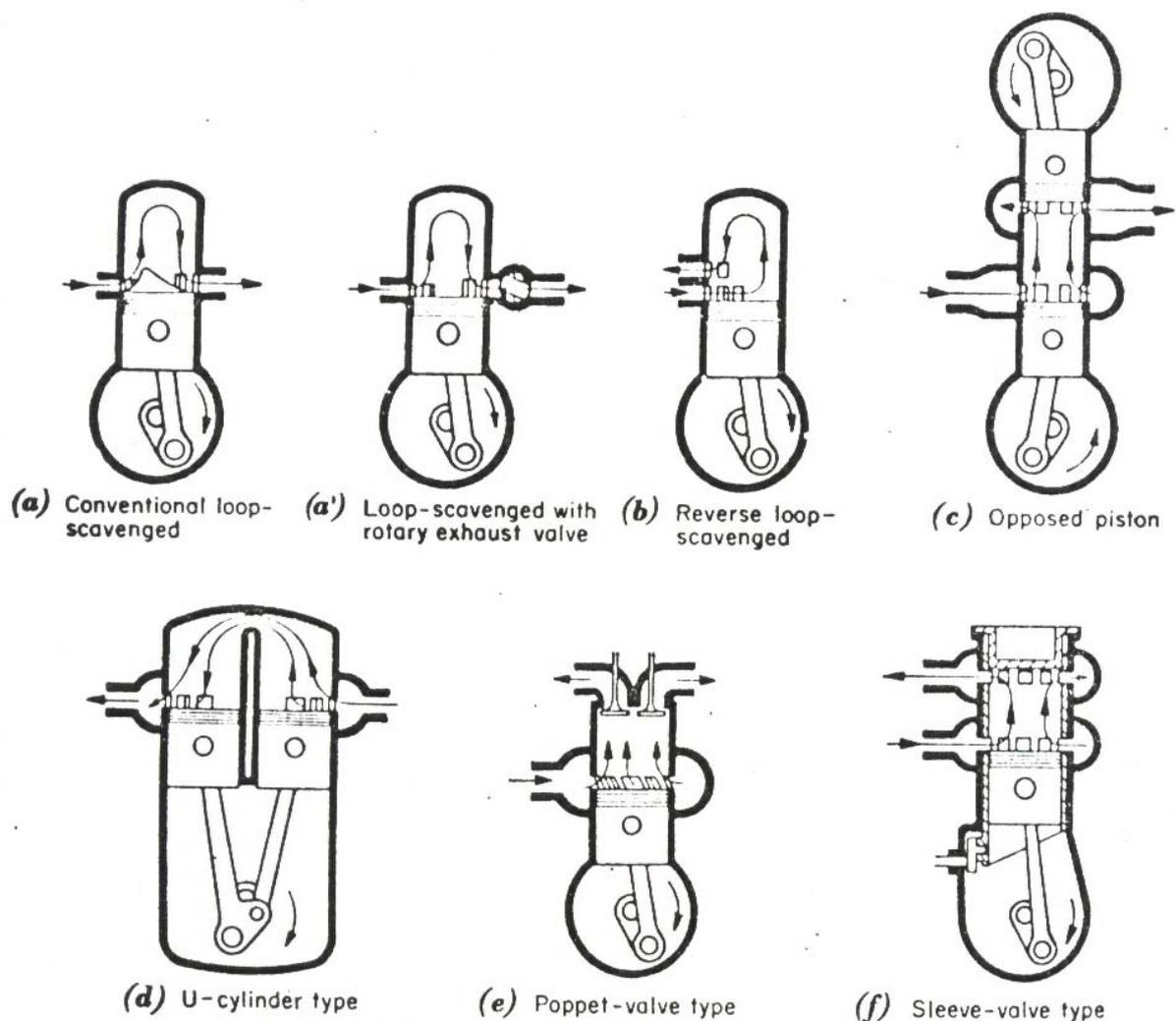


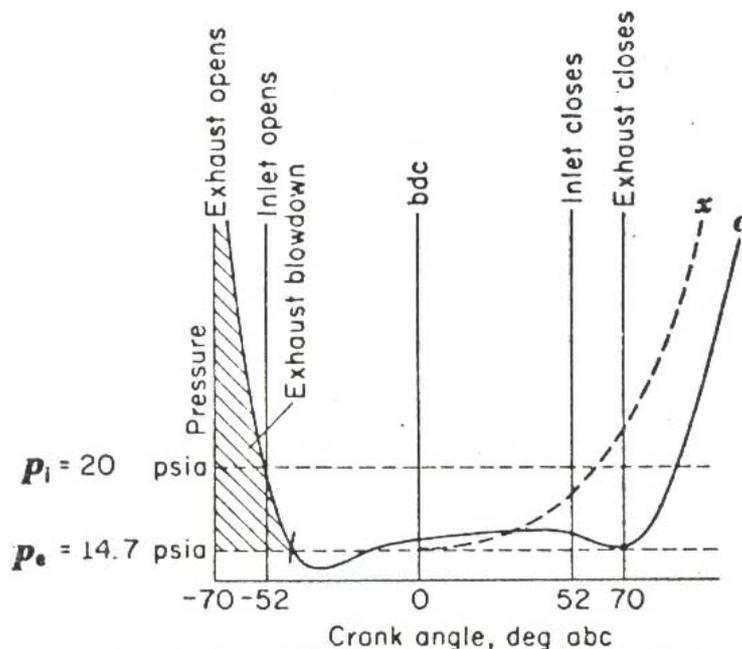
FIG. 11-1. Two-stroke cylinder types.

Se muestran distintas disposiciones de lumbrera y válvulas. En (a) y (b) se tienen lumbreras de admisión y escape que son abiertas o cerradas por el mismo pistón. En (c) y (d) son abiertas y cerradas por pistones distintos. En (e) se tiene el motor GM con válvulas de escape y lumbreras de admisión. Finalmente en (f) se tienen válvulas de manguito.

En todos los motores comerciales 2T la bomba de barrido suministra aire (mezcla) a las lumbreras de admisión a una presión superior a la de escape. En lo que sigue nos vamos a referir al fluido como mezcla, queriendo indicar que es aire en los motores que inyectan el combustible directamente al cilindro y mezcla en los otros.

### 8.1.- Proceso de Barrido

Vamos a ver el proceso de barrido en un diagrama de presión vs. ángulo de cigüeñal.



Cuando abre LE (lumbrera de escape) la presión cae bruscamente. Es lo que llamamos blow-down. Se define el ángulo de blow-down como aquel entre la apertura del escape y el punto en que la presión en el cilindro baja a  $p_{\text{escape}}$ . A partir de ahí la presión sigue bajando debido a que los gases continúan saliendo por el escape por su inercia. Las lumbreras de admisión abren poco después de las de escape, y entra mezcla mientras la presión  $p_{\text{in}}$  que suministra la bomba sea mayor que la  $p_{\text{escape}}$  y la LA (lumbrera de admisión) continúe abierta. La mezcla fresca llena el cilindro empujando a los gases quemados hacia el escape. Se llama ángulo de barrido a aquel en que permanecen abiertos simultáneamente el escape y la admisión y tiempo o período de barrido al intervalo de tiempo en que permanecen abiertos simultáneamente el escape y la admisión.

En este ejemplo las LE abren a  $-70^\circ$  y cierran a  $+70^\circ$  mientras que las de admisión abren a  $-52^\circ$  y cierra a  $+52^\circ$ , siendo entonces el ángulo de barrido  $104^\circ$ . Debe abrir siempre primero el escape, pero el cierre puede ser primero del escape o de la admisión según el diseño del motor.

Luego que cierran el escape y la admisión el ciclo prosigue igual que el de 4T, con la compresión y la carrera de trabajo. Obsérvese sin embargo que del círculo que describe el cigüeñal una parte importante, en este caso  $140^\circ$ , tiene lugar con lumbreras abiertas. Esto es necesario para el intercambio de gases, pero reduce el ángulo disponible para la compresión y la expansión. La apertura de LE no se puede retrasar pues la presión debe bajar lo suficiente para que al abrir LA pueda entrar mezcla fresca y fluyan gases en contracorriente. A su vez la admisión tiene que estar abierta un tiempo suficiente para que se dé el barrido.

Por lo anterior se tiene que el diagrama indicado de un 2T presentará un área de trabajo menor comparativamente al de un 4T. Mientras que en éste las pérdidas por blow-down son de entre 1 y 2%, en aquel son de 4 a 5%. Tomamos entonces un coeficiente adicional en los motores 2T igual a  $0.97 = 0.95/0.98$ , para tomar en cuenta el mayor blow-down.

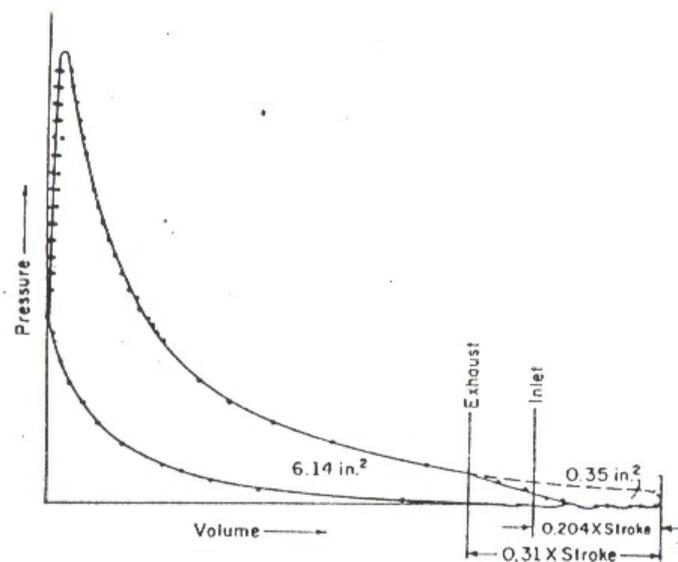


FIG. 9-13. Indicator diagram from two-stroke engine; a four-stroke engine having the same expansion curve would approximately follow the dashed line. Loop-scavenged commercial gas engine; bore 18 in., stroke 20 in., piston speed 833 fpm, imep 87.7 psi.

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

## 8.2.- Proceso ideal de barrido

En un barrido ideal la mezcla fresca debería empujar a los gases residuales presentes en el cilindro sin mezclarse ni intercambiar calor con ellos, y el proceso proseguir hasta que todos los residuales hayan salido del cilindro y éste se haya llenado completamente con mezcla fresca.

Se podría asumir que el proceso ideal que definimos resulta en llenar el cilindro, con el pistón en el PMI, con mezcla fresca a  $p_{in}$  y  $T_{in}$ . Sin embargo en la práctica las lumbreras permanecen abiertas más allá del PMI, y cuando cierran la presión es frecuentemente inferior a  $p_{in}$ .

Por ello se toma como hipótesis que el resultado del proceso ideal es el llenado del cilindro con  $T_{in}$  y  $p_{escape}$ .

Del mismo modo que en motores 4T se definen  $T_{in}$ ,  $p_{escape}$  y  $p_{in}$  como los valores que se medirían en grandes tanques conectados a la admisión y el escape.

Es importante notar que en este proceso ideal no sólo se llena completamente el cilindro con mezcla fresca a  $p_{escape}$  y  $T_{in}$ , sino que no sale mezcla por el escape, o sea que toda la mezcla suministrada al motor está disponible para la subsiguiente compresión, combustión y expansión.

En los motores reales, eventualmente, la mezcla fresca se mezcla e intercambia calor con los residuales durante el barrido, y una porción de la mezcla fresca se pierde a través del escape.

Aunque nunca se realiza el barrido ideal, el barrido en motores reales se aproxima en varios grados, dependiendo del diseño, y sirve como referencia. En base al mismo se definen además varios términos que son útiles para medir la performance del barrido real.

#### Definiciones:

$A_p$  - área del pistón

$\dot{M}$  - gasto másico de mezcla por unidad de tiempo suministrado al motor

$\dot{M}'$  - gasto másico de mezcla por unidad de tiempo retenido en el cilindro, luego de que cierren lumbreras

$\Gamma = \frac{\dot{M}'}{\dot{M}}$  - relación de masa atrapada a masa suministrada

$N$  - revoluciones por unidad de tiempo

$F$  - relación combustible-aire respecto de la masa de aire suministrada

$F'$  - relación combustible-aire respecto de la masa de aire retenida; a ésta le llamamos relación combustible-aire de combustión

$F' = F$  en motores barridos con mezcla aire-fuel

$F' = F/\Gamma$  en motores a inyección

$\eta$  = rendimiento térmico indicado basado en el fuel suministrado

$\eta'$  = rendimiento térmico indicado basado en el fuel retenido

$\eta' = \eta$  en motores de inyección

$\eta' = \eta/\Gamma$  en motores con barrido de mezcla

$r$  - relación de compresión

$s$  - velocidad media del pistón,  $s = 2LN$

### 8.2.1.- Relación de barrido

Se define como el cociente entre la masa real suministrada y la masa ideal suministrada.

$$\boxed{R_s = \frac{\dot{M}_i}{NV_c \rho_s}} \quad ; \quad \rho_s = \frac{p_e m_i}{RT_i}$$

Como dijimos antes, se asume que en el proceso ideal el cilindro se llena completamente con mezcla a  $p_e$  y  $T_i$ ;  $m_i$  es el peso molecular de la mezcla.

Si el barrido es con aire ( $m_i = 29$ ) tenemos:

$$R_s = \frac{\dot{M}_a}{NV_c \cdot \frac{29 p_e}{RT_i}} = \frac{2 \dot{M}_a}{A_p s \rho_s \frac{r}{r-1}} \quad ; \quad \text{donde} \quad \rho_s = \frac{29 p_e}{RT_i}, \quad V_c = A_p L \frac{r}{r-1}, \quad N = \frac{s}{2L}$$

Para el caso de barrido con mezcla podemos referirlo al gasto de aire de la siguiente manera:

$$\dot{M}_i = \dot{M}_a (1 + F_i + h) \quad p_i = p_a \left(1 + F_i \frac{29}{m_f} + 1.6h\right) \quad N_i = N_a \frac{p_i}{p_a}$$

$$m_i = \frac{\dot{M}_i}{N_i} = \frac{\dot{M}_a (1 + F_i + h)}{N_a \frac{p_i}{p_a}} = 29 \frac{p_a}{p_i} (1 + F_i + h)$$

$$R_s = \frac{\dot{M}_i}{NV_c \cdot \frac{p_e m_i}{RT_i}} = \frac{\dot{M}_a (1 + F_i + h)}{NV_c \frac{p_e}{RT_i} 29 \frac{p_a}{p_i} (1 + F_i + h)} = \frac{\dot{M}_a}{NV_c \frac{29 p_e}{RT_i} \cdot \frac{1}{1 + F_i \frac{29}{m_f} + 1.6h}}$$

$$\boxed{R_s = \frac{2 \dot{M}_a}{A_p s \rho_s \frac{r}{r-1}}} \quad ; \quad \text{donde} \quad \rho_s = \frac{29 p_e}{RT_i} \cdot \frac{1}{1 + F_i \frac{29}{m_f} + 1.6h}$$

$h$  es rara vez superior a 0.02

$F_i = 0$  en motores a inyección

Para combustibles derivados de hidrocarburos el paréntesis toma valores entre 0,95 y 0,99. Se puede poner entonces, excepto cuando uso otros combustibles en motores que mueven mezcla, que:

$$\rho_s \cong \frac{29 p_e}{RT_i}$$

### 8.2.2.- Rendimiento de barrido

Es la relación entre la masa atrapada en el cilindro y la masa idealmente atrapada.

$$\eta_s = \frac{\dot{M}_i'}{NV_c \rho_s} ; \text{ donde } \rho_s = \frac{p_e m_i}{RT_i}$$

$$\text{Como } \dot{M}_i' = \Gamma \dot{M}_i \rightarrow \eta_s = \Gamma R_s$$

$$\eta_s = \frac{2 \dot{M}_a'}{A_p s \rho_s \frac{r}{r-1}} ; \text{ donde } \rho_s = \frac{29 p_e}{RT_i} \cdot \frac{1}{1 + F_i \frac{29}{m_f} + 1.6h}$$

### 8.2.3.- Expresión de presión media indicada

$$i.m.e.p. = \frac{\dot{M}_a' F' Q_p^i \eta_i}{NV_d} = \frac{\eta_s NV_d \frac{r}{r-1} \rho_s F' Q_p^i \eta_i}{NV_d}$$

$$\rightarrow \text{Para el motor 2T: } i.m.e.p. = \rho_s \eta_s F' Q_p^i \eta_i \frac{r}{r-1} \quad \eta_i = \eta_{tAF} \cdot 0.85 \cdot 0.97$$

$$\text{Para el motor 4T: } i.m.e.p. = \rho_a \eta_v F Q_p^i \eta_i \quad \eta_i = \eta_{tAF} \cdot 0.85$$

### 8.3.- Modelos de barrido

1) Barrido Ideal: En esta hipótesis la mezcla que ingresa barre los gases residuales sin mezclarse con ellos y al final del barrido llena completamente el volumen del cilindro.

2) Hipótesis de mezcla perfecta.

Se supone que la mezcla al entrar al cilindro se va mezclando completamente con los gases presentes. Se supone además que los gases están a la misma temperatura, tienen el mismo peso molecular y que durante todo el proceso el pistón se mantiene en el PMI. Llamemos A al gas que está entrando, B al gas que inicialmente llena el cilindro y x a la proporción que en un momento dado tengo de gas A en la mezcla.

Al entrar dV de gas A sale dV de mezcla.

La variación de A en la mezcla es la diferencia entre lo que entra y lo que sale por la lumbrera de escape (LE).

$$V_c dx = dV - x dV \rightarrow dx = \frac{1-x}{V_c} dV \rightarrow x = 1 - e^{-\frac{V}{V_c}}$$

$$x \text{ es el } \eta_s, \text{ mientras que } V/V_c \text{ es } R_s \rightarrow \eta_s = 1 - e^{-R_s} ; \quad \Gamma = \frac{1 - e^{-R_s}}{R_s}$$

3) Corto-circuito: Una tercera posibilidad en barrido es la de que la mezcla fresca pase a través del cilindro y LE sin mezclar ni empujar a los residuales. Este proceso se llama corto-circuito. En este proceso es poca la mezcla atrapada y  $\eta_s$  será bajo, aún a altas  $R_s$ .

El barrido real se realiza en parte como ideal, parte como mezcla perfecta y parte como corto-circuito, resultando en una combinación de los tres modelos.

(ver figura 11.3 Taylor&Taylor)

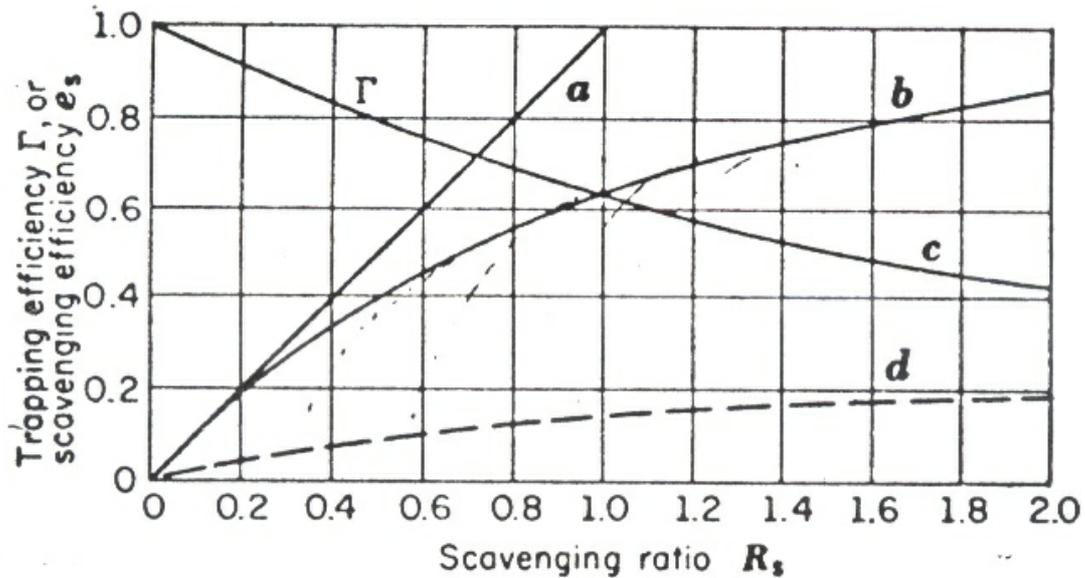


FIG. 11-3. Theoretical relationships between scavenging efficiency, trapping efficiency, and scavenging ratio. *a* is  $e_s$  with perfect scavenging; *b* is  $e_s$  with perfect mixing,  $e_s = 1 - e^{-R_s}$ ; *c* is  $\Gamma$  with perfect mixing; *d* is  $e_s$  with much short circuiting.

#### 8.4.- Medida de $R_s$ y $\eta_s$

Para medir  $R_s$  tenemos que medir  $\dot{M}_a$ . Se puede hacer. Hay que medir  $T_{in}$ , cuidando que la radiación no interfiera desde las lumbreras.

La medida de  $\eta_s$  es más difícil, pues no hay una manera de determinar la porción de mezcla fresca que queda en el cilindro cuando se cierran las lumbreras.

Hay 2 métodos que dan resultados confiables y son razonablemente fáciles de usar:

1) Método de la pmi: Se aplica a motores de encendido por chispa barridos con una mezcla gaseosa homogénea con una relación  $F$  conocida.

$$i.m.e.p. = \rho_s \eta_s F' Q_p^i \eta_i \frac{r}{r-1}$$

$\rho_s$ ,  $F'$ ,  $Q_p^i$  son conocidos y  $p_{mi}$  se obtiene del diagrama o de un ensayo en que se determinen la potencia al freno y las fricciones.

Las incógnitas remanentes son  $\eta_s$  y  $\eta_i$ . El rendimiento térmico indicado se obtiene del ciclo aire-fuel con el  $r$  y  $F$ , corrigiéndolo como se ha visto.

2) Método de la muestra de gas: Este método se aplica a motores Diesel y a motores de encendido por chispa en el que el fuel se inyecta luego de que cierran las lumbreras. La idea es tomar una muestra del gas durante el blow-down. Se utiliza un dispositivo llamado tubo de impacto.

El tubo tiene una válvula de retención en su extremo. Se posiciona frente a la LE de modo que el chorro de gas impacte directamente sobre la válvula, de modo que éste recibe la presión total aproximadamente igual a la presión en el cilindro durante la primera parte del escape. El tubo está conectado a un recipiente que se comunica a la atmósfera a través de una válvula. Ésta mantiene al recipiente a una presión muy superior a la de barrido. Se deja que el sistema funcione durante un rato para purgar el aire del recipiente. Luego se analizan los gases. Se determinan  $O_2$ ,  $CO_2$  y  $CO$  si hubiera.

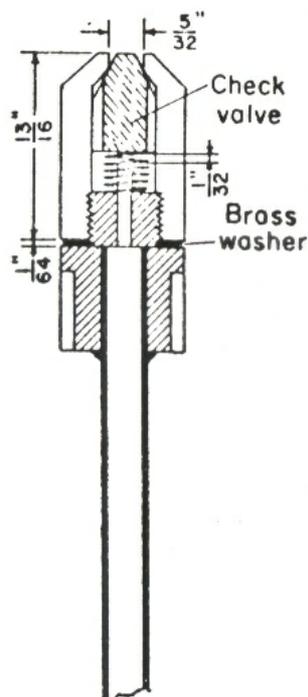


FIG. 11-4. Exhaust-blowdown sampling valve developed at Sloan Laboratories, Massachusetts

La figura siguiente muestra la relación del F con la composición de los gases para motores 4T con pequeño solape de válvulas.

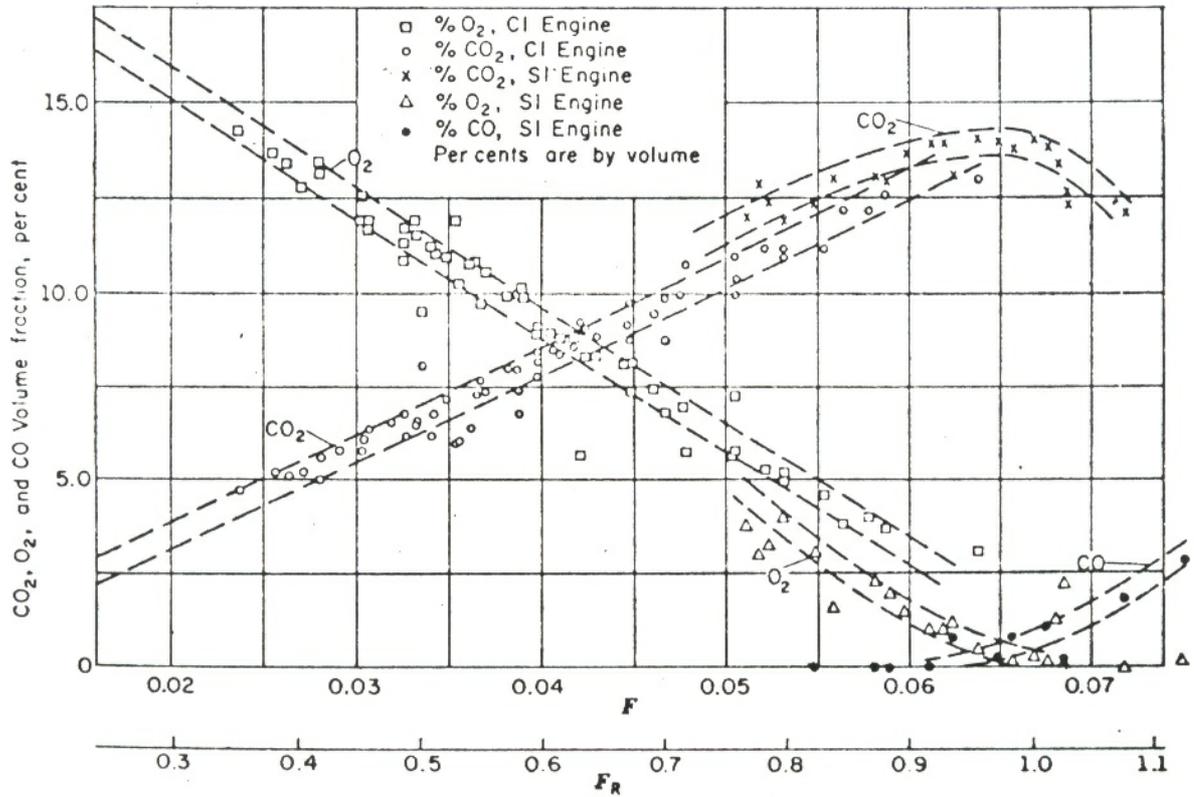


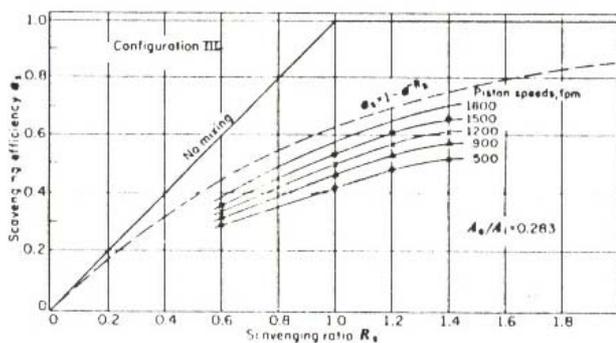
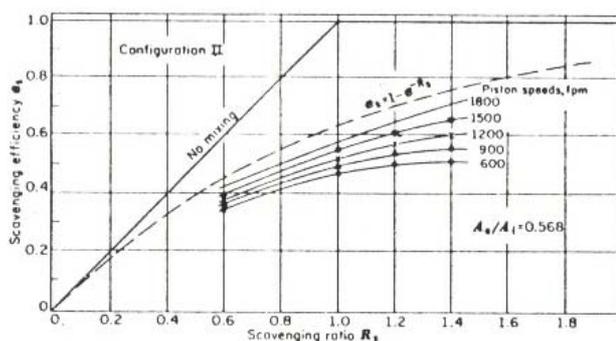
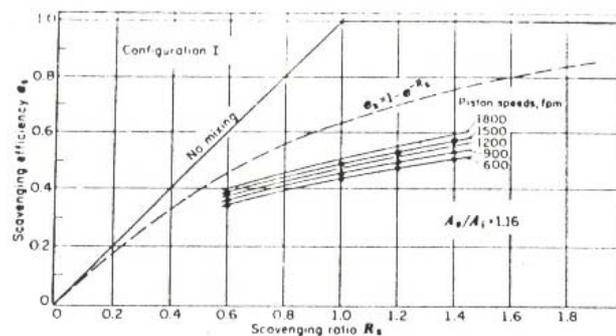
FIG. 11-5. Composition of exhaust gases from four-stroke engines.

- ○ Diesel engine, Ref. 11.162
- × △ ● Spark-ignition engine, Ref. 11.16

Con los resultados del análisis de gases se tiene un valor de  $F$ , luego con la medida del fuel se tiene el  $M_a'$ .

Resultados de los ensayos

Utilizando los métodos indicados se obtuvieron resultados que se muestran en las figuras siguientes.



Config-uration	Timing, deg				$(CA)_i/A_p$	$(CA)_e/A_p$	$(CA)_e/(CA)_i$	$C$ ( $R_s = 1.2$ )
	IO	EO	IC	EC				
I	56	62	56	62	0.0384	0.048	1.25	0.026
II	56	62	56	62	0.0384	0.0231	0.604	0.024
III	56	62	56	62	0.0384	0.0125	0.326	0.017

$(CA)_i$  is maximum inlet port area  $\times$  port flow coefficient.  $(CA)_e$  is maximum exhaust port area  $\times$  port flow coefficient.  $A_i$  and  $A_e$  are maximum port areas.

FIG. 11-6. Scavenging efficiency vs. scavenging ratio, loop-scavenged engine, imep method;  $3\frac{1}{4}'' \times 4\frac{1}{2}''$  cylinder, type  $a$ ,  $r = 5.43$ . (Hagen and Koppernaes, 11.22.)

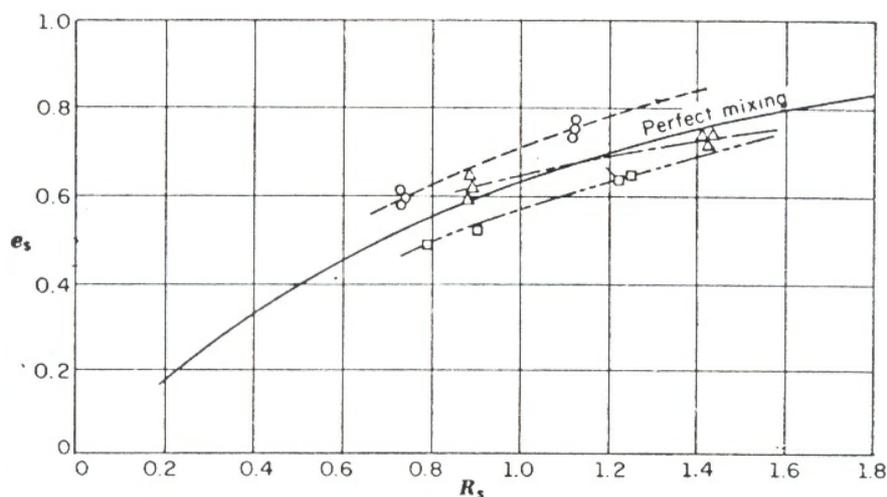


FIG. 11-7. Scavenging efficiency vs. scavenging ratio for three cylinder types (Houtsma et al., 11.21).

- |   |  |                           |
|---|--|---------------------------|
| □ | Loop-scavenged, (a), 4.5" x 6.0", s = 1800 fpm   | } imep method             |
| ◻ | Loop-scavenged, (a), 3.25" x 4.5", s = 1450 fpm  |                           |
| △ | Opposed-piston, (c), 5.25" x 7.25", s = 1450 fpm | } exhaust-sampling method |
| ○ | Poppet-valve, (c), 4.25" x 5.0", s = 1450 fpm    |                           |

Se observa que todas las curvas tienen el andamio de la mezcla perfecta, lo que muestra que éste es el efecto dominante, con menos acción de barrido ideal. Las curvas que caen bajo la de mezcla perfecta indican también que existe una parte de cortocircuito.

### 8.5.- Coeficiente de flujo en motores 2T

De igual importancia que la relación entre  $\eta_s$  y  $R_s$ , es la determinación de la potencia requerida para el barrido, la cual es función del gasto de mezcla y de la presión a la que la bomba suministra la misma a las lumbreras.

El flujo másico es dependiente, para un cilindro dado, principalmente de las presiones de entrada y escape. En ausencia de inercia es independiente del movimiento del pistón, dado que la fracción del tiempo de barrido sobre el tiempo total de un ciclo es independiente de la velocidad del pistón. Por ello desde el punto de vista del flujo el motor 2T se asemeja a un pasaje fijo para el flujo medio más aproximadamente que el motor de 4T.

El flujo a través de un pasaje entre 2 grandes recipientes se expresa como:

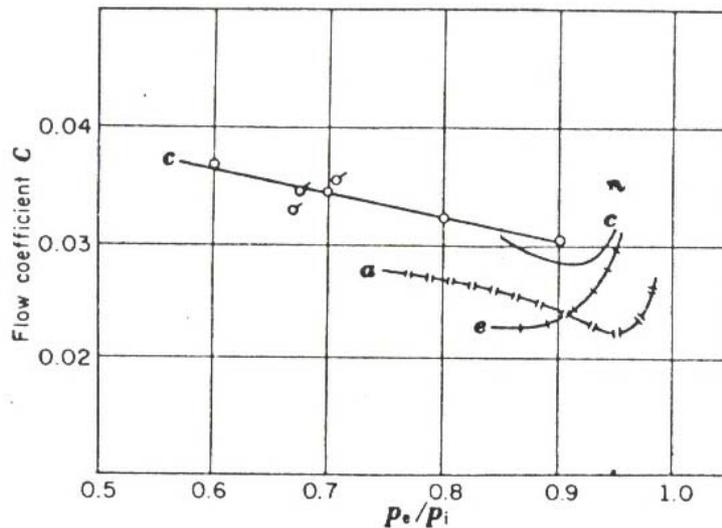
$$\dot{M} = CA\alpha\rho\phi_1$$

- A - es la menor área de pasaje, o una proporcional a ella
- C - coeficiente de flujo, cociente del flujo real sobre el ideal
- $\alpha$  - velocidad del sonido en las condiciones del recipiente aguas arriba
- $\rho$  - densidad en el recipiente aguas arriba
- $\Phi_1$  - función de  $k=c_p/c_v$  y  $p_2/p_1$

Se acostumbra poner:  $\dot{M}_i = CA_p\alpha_i\rho_i\phi_1$  en que  $A_p$  es el área del pistón.

Para un motor dado se puede obtener C conociendo  $p_i$ ,  $p_e$ , presiones de entrada y escape,  $T_1$  y el gasto. El valor C obtenido será la razón del área de un orificio perfecto que da el flujo observado respecto del área del pistón.

Durante el barrido las lumbreras de escape y admisión se comportan como dos orificios en serie. La teoría de dos orificios en serie indica que cuando la razón de capacidad de flujo del primer orificio respecto del segundo está entre 2 y 0.5 (como es el caso de muchos motores 2T) el coeficiente de flujo disminuye al aumentar  $p_e/p_i$ , excepto para altos valores de  $p_e/p_i$ . (ver figuras 11-8 y A-2 de Taylor&Taylor)



Curve	Engine	Type	$A_i/A_p$	$A_e/A_p$	$A_e/A_i$	Piston Speed, fps	Ref.
—○—	Junkers airplane	c	0.30	0.415	1.38	42	11.35
—○—	Commercial	c	.....	.....	.....	17-25	11.21
—+—	Commercial	e	0.40	0.17	0.43	24	11.21
—+—	Experimental	a	0.215	0.25	1.16	20	11.21

FIG. 11-8. Flow coefficients of commercial two-stroke engines.

○ Motoring tests  
 $A_i$  Maximum inlet-port area  
 $A_e$  Maximum exhaust-port area  
 $A_p$  Piston area  
 a Loop-scavenged type  
 c Opposed-piston type  
 e Poppet exhaust-valve type

El coeficiente de flujo puede ser influenciado también por el blow-down. Mientras su efecto es poco importante a bajas  $p_e/p_i$  cuando el flujo por el cilindro es rápido, se hace importante cuando  $p_e/p_i$  se acerca a 1 y el flujo debido a la relación de presiones es bajo. Sin embargo como el flujo es bajo para  $p_e/p_i > 0,85$ , la zona más allá de este punto carece de interés práctico.

### 8.5.1.- Efecto de s (velocidad media del pistón)

Se ha encontrado que en muchos motores C disminuye con el aumento de s. En un motor sucede que al aumentar s, aumenta el ángulo de blow-down, lo que deja menos grados de cigüeñal para el ingreso de mezcla.

### 8.5.2.- Efecto del diseño

Dado que C está basado en  $A_p$ , la relación de las áreas de lumbrera con  $A_p$  son de efecto directo en C.

$$\Phi_1 = \sqrt{\frac{2}{k-1} (r^{2/k} - r^{(k+1)/k})}$$

$$\Phi_2 = \frac{\Phi_1}{\sqrt{k/2(1-r)}}$$

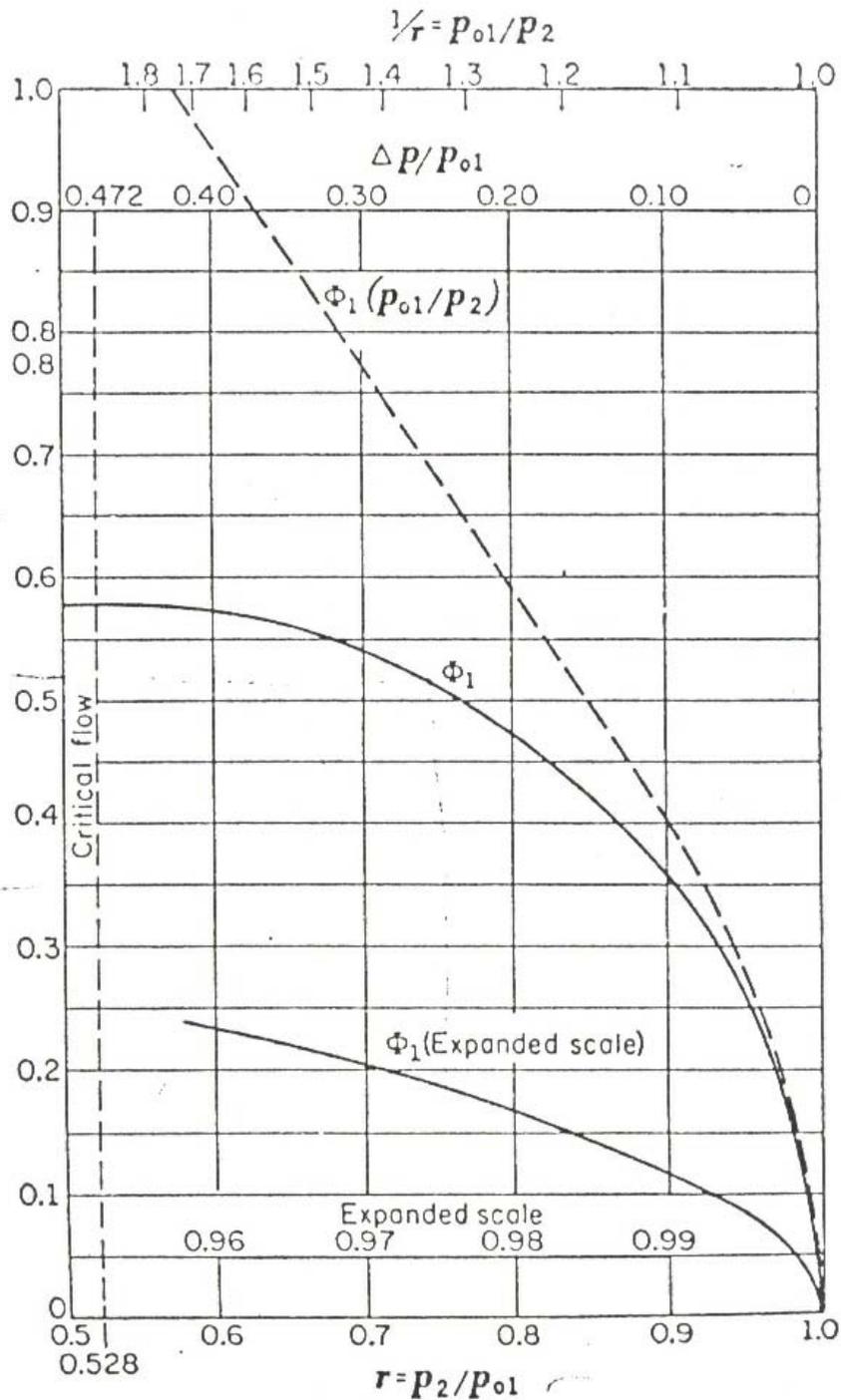


FIG. A-2. Compressible-flow functions,  
 $k = 1.4$ .

$$\Phi_1 = \sqrt{\frac{2}{k-1} (r^{2/k} - r^{(k+1)/k})}$$

### 8.5.3.- Efecto de las condiciones de operación

Usando la definición de  $R_s$  obtenemos:  $R_s = \frac{2C\alpha_i\rho_i\phi_1}{s\rho_s} \frac{r}{r-1}$  y si  $\frac{\rho_i}{\rho_s} = \frac{p_i}{p_e}$ , (\*)

se puede poner  $R_s = 2C\phi_1 \frac{p_i}{p_e} \frac{\alpha_i}{s} \frac{r-1}{r}$

En la figura 11.9 de Taylor&Taylor se ven soluciones a esta ecuación.

La ecuación es válida para los casos de motor con lumbreras o motor uniflow si las válvulas de escape cierran luego de las lumbreras de admisión, sino no se cumple (\*)

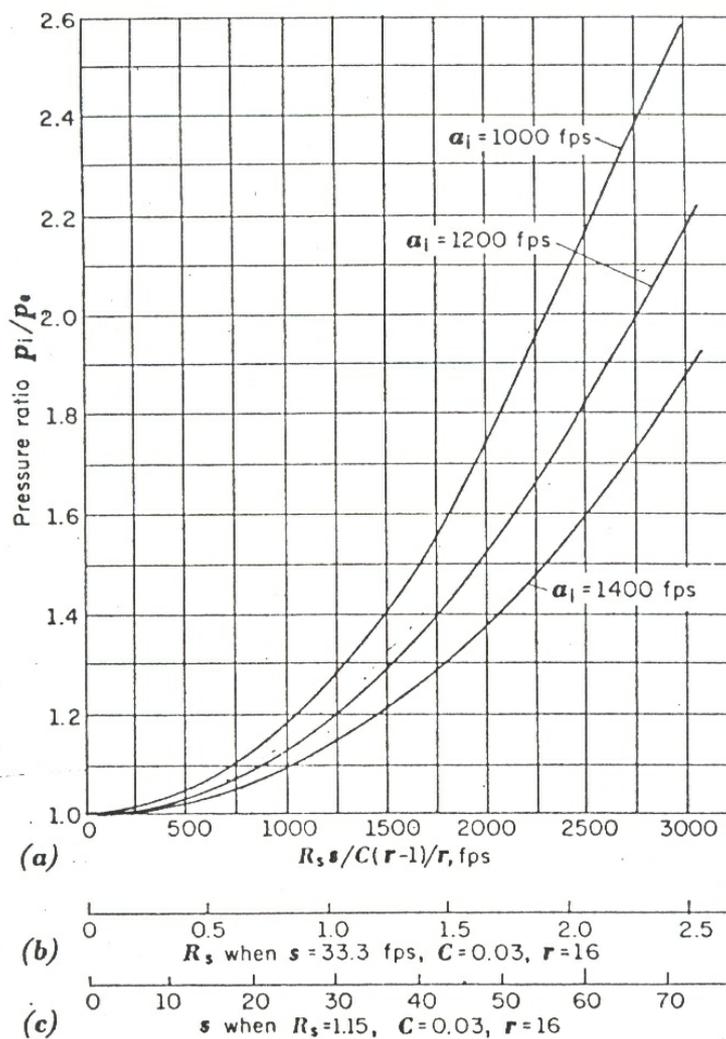


FIG. 11-9. Pressure ratio required for scavenging, from Eq. 11-16.

$C$	Engine flow coefficient	$a_i$	Inlet sound velocity, fps
$R_s$	Scavenging ratio	$p_i$	Inlet pressure
$s$	Piston speed, fps	$p_e$	Exhaust pressure
$r$	Compression ratio		

### 8.5.4.- Importancia de C

De la última ecuación se ve la importancia de C, pues para valores dados de las otras variables  $R_S$  varía directamente con C. Inversamente, para una  $R_S$  requerida para un s dado y  $T_i$ , el valor de  $p_i/p_e$  necesario para obtenerla será menor cuanto mayor sea C.

#### Efecto de $p_i/p_e$

La escala de abscisas (b) muestra  $p_i/p_e$  vs.  $R_S$  para un conjunto típico de valores de s, C y r. Valores de  $p_i/p_e$  que exceden 1,4 ( $p_e/p_i < 0,7$ ) imponen un consumo de energía anormalmente alto para el barrido.

#### Efecto de s

La escala (c) muestra  $p_i/p_e$  vs. s para un conjunto típico de valores de c,  $R_S$  y r. Aquí se ve que para valores de s que superan los 40 ft/s (2400 ft/min),  $p_i/p_e$  se hace excesiva. Esto revela la mayor dificultad para operar un motor 2T con s elevado, es decir, obtener valores normales de  $R_S$  sin un excesivo consumo de potencia en el barrido.

#### Efecto de la temperatura de entrada $T_i$

La velocidad del sonido es proporcional a  $\sqrt{T_i}$ , luego  $R_S$  varía directamente con  $\sqrt{T_i}$ .

#### Efecto de $T_c$ (temperatura del refrigerante)

No hay datos. Es prudente decir que su efecto no es mayor que el que se indicó para motores 4T.

#### Efecto de F

La relación fuel-aire afecta la  $p_e$  y  $T_e$  y tiene un efecto importante en el blow-down. También afecta ligeramente a  $\alpha_i$ .

F es poco importante en motores encendidos por chispa barridos por una mezcla homogénea aire-fuel. En motores encendidos por compresión, barridos con aire, por ser el rango de variación de F mayor, su efecto es más pronunciado. A medida que F aumenta, lo hace también el período de blow-down, a expensas del barrido, lo que disminuye C.

### 8.6.- Potencia necesaria para el barrido

$$P_c = \frac{\dot{M} c_p T_1 Y_c}{\eta_c}$$

$c_p$  - calor específico a presión constante del gas a la entrada

$T_1$  - temperatura absoluta del gas a la entrada

$\eta_c$  - rendimiento adiabático del compresor

$$Y_c = \left( \frac{p_i}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \quad p_1 - \text{presión de entrada al compresor; } k=c_p/c_v$$

(para el aire:  $k = 1.4$ ;  $(k-1)/k = 0.285$ )

La potencia se puede expresar en términos de presión media requerida para mover el compresor, dividiendo  $P_c$  entre  $sA_p/2 = NV_d$

$$c.m.e.p. = \rho_s R_s c_p T_1 \frac{Y_c}{\eta_c} \frac{r}{r-1}$$

### 8.7.- Diseño

Resulta evidente de la discusión precedente que desde el punto de vista de un barrido eficaz se deben buscar valores altos de  $C$ , lo que significa áreas de lumbreras grandes. Al mismo tiempo esto sacrifica parte de la compresión y de la expansión. El diseño entonces representa un compromiso. Se indica a continuación una tabla de valores de  $R_s$  óptimas desde el punto de vista de la economía (E) y la potencia (P).

s (m/min)	C = 0,03		C = 0,04	
	E	P	E	P
150	>= 1,5		>= 1,4	
300				
600	0,9	1,4	1,2	1,4
900	0,8	10	1,1	1,4

Las variables principales que están al alcance del diseñador y que afectan el barrido se pueden clasificar en:

#### Parámetros Generales:

a –  $L/\Phi$

b – Relación Área de Lumbreras/ Área de pistón

c – Área lumbrera de escape / Área lumbrera de entrada

d – Tiempos de lumbrera, o sea áreas de lumbrera en función del ángulo de cigüeñal

#### Parámetros Particulares:

a – Tamaño del cilindro

b – Tipo de cilindro

c – Diseño detallado de lumbreras y válvulas

Se tienen pocos datos de alturas óptimas de lumbreras.

Una referencia indica para un motor loop operando a 1800 fpm de velocidad del pistón que la altura óptima es 0.15 L para admisión y 0.24 L para escape.

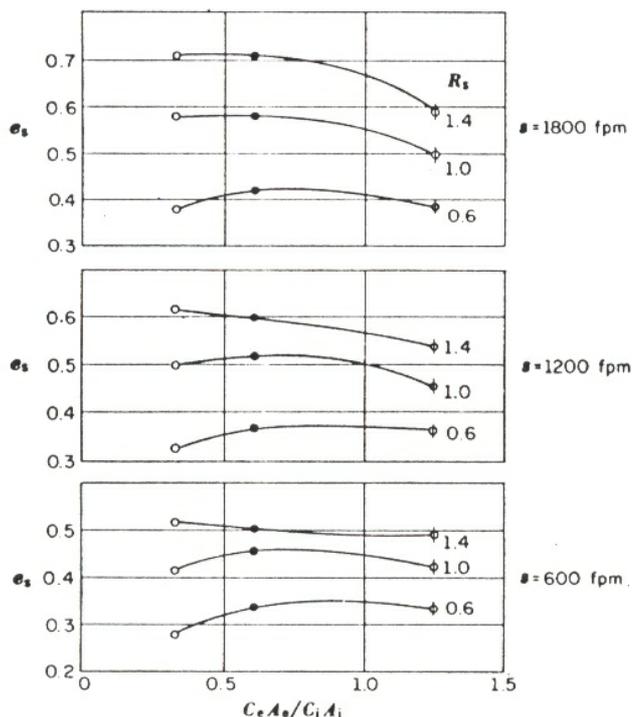
Parecería deseable que el área de lumbreras fuera la mayor posible respetando el diseño estructural y la adecuada operación de los aros. Sin embargo analizando los gráficos de  $\eta_s$  en función de  $R_s$  con parámetro  $s$ , se ve que a bajos  $s$ ,  $\eta_s$  cae, lo que puede indicar que  $A$  es grande para operación a bajas velocidades. Una medida de la velocidad a través de las lumbreras de entrada es  $A_p s / A_i$ .

Otra variable de interés es  $C_e A_e / C_i A_i$ . Se ve que reducir de 1,2 a 0,6 mejora  $\eta_s$  excepto para  $S < 600$  fpm. Se gana poco al reducir más.

TABLE 11-2. Effect of Reducing Exhaust-Port Capacity on IMEP†

CONFIGURATION	$\frac{C_e A_e}{C_i A_i}$	NET IMEP‡	
		$s = 1350$ fpm	$s = 750$ fpm
I	1.25	86	82
II	0.60	95	84
III	0.33	91	85

†Loop-scavenged engine of Fig. 11-10,  $R_s = 1.4$  (Hagen and Koppernaes, Ref. 11.22).  
‡Net imep = measured imep minus emep computed from Eq. 11-18 with compressor efficiency 0.75.



Config-uration	$A_i/A_p$	$A_e/A_p$	$A_e/A_i$	$C_i A_i/A_p$	$C_e A_e/A_p$	$C_e A_e/C_i A_i$	Mean $C$ ( $R_s = 1.0$ )
○ I	0.26	0.303	1.17	0.0384	0.048	1.25	0.026
● II	0.26	0.148	0.57	0.0384	0.023	0.604	0.022
○ III	0.26	0.074	0.28	0.0384	0.0125	0.326	0.016

FIG. 11-10. Effect of exhaust-port to inlet-port capacity, loop-scavenged cylinder (Hagen and Koppernaes, 11.22).

A medida que el escape se achica, al final del barrido se retiene más mezcla fresca, con una aproximación a la presión  $p_i$ . A su vez  $C$  disminuye.

La presión indicada neta tiene un marcado aumento cuando reducimos de 1,25 a 0,6. sin embargo si llego a 0,33 la c.m.e.p. sube por efecto del menor  $C$  lo suficiente como para disminuir la presión neta.

### Tiempos de lumbreras

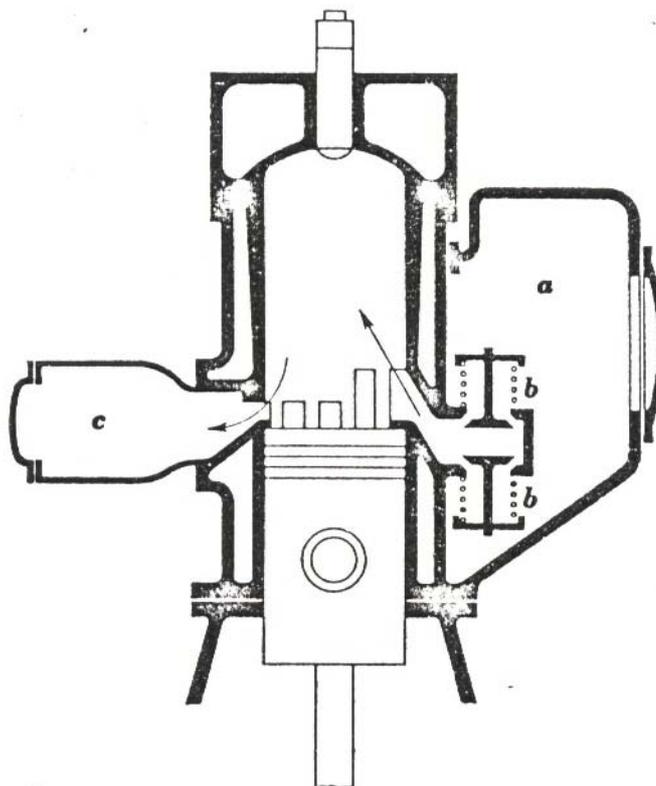
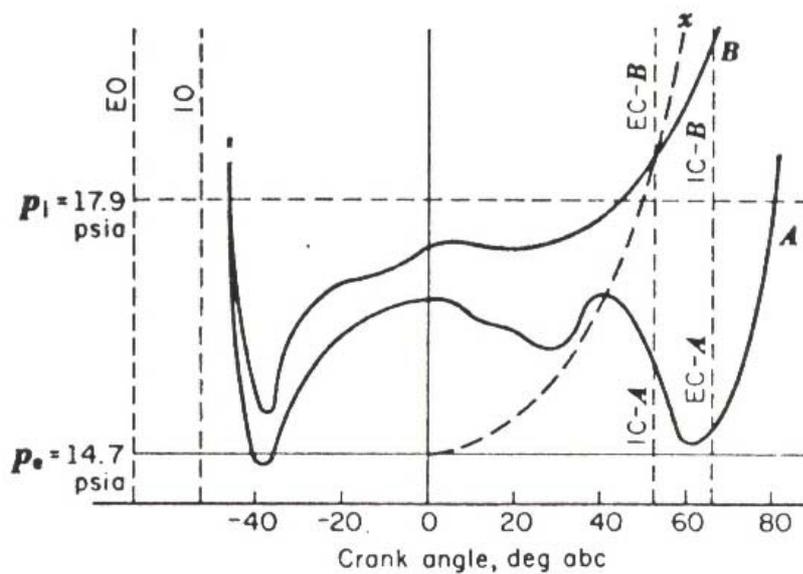
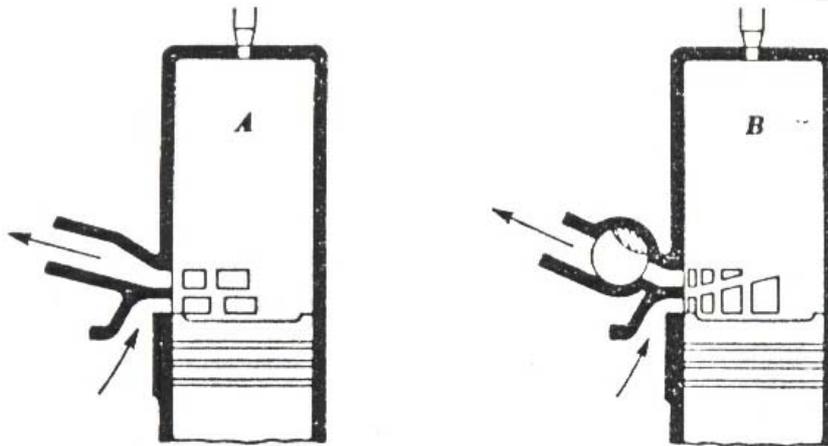


FIG. 11-11. Loop-scavenged cylinder with non-return valves between inlet receiver and inlet ports; *a* is inlet receiver, *b* is nonreturn valve, *c* is exhaust receiver. Inlet ports are higher than exhaust ports. One-way valves prevent inlet opening until end of blowdown. Inlet ports close later than exhaust ports.

En los motores 2T siempre debe abrir primero el escape, para evitar un excesivo “blowback” de gases quemados hacia la admisión. El adelanto en la apertura del escape es usualmente suficiente para que la presión en el cilindro sea aproximadamente la presión de barrido cuando abre la admisión. En los cilindros que se ven en las figuras 11.1 (a) y (b) los tiempos son simétricos, esto es, los cierres y aperturas de las respectivas lumbreras están a los mismos ángulos de cigüeñal a ambos lados del PMI. Las lumbreras de admisión cerrarán entonces antes que las de escape. La desventaja de este esquema es que habrá cierta pérdida de mezcla fresca hacia el escape que podría evitarse si el escape cerrara antes. Además se tendría en ese caso la posibilidad de meter mezcla a una presión mayor a la de escape en el período previo al cierre de la admisión, o sea admitir una carga de mezcla fresca mayor.

Estos objetivos se pueden obtener haciendo las lumbreras de admisión más altas y agregando válvulas de retención que impiden el retorno de gases a la admisión. Otro método es colocar una válvula en el escape.



Curve	Bore, in.	Stroke, in.	s, fpm	r	$R_s$
A	20.4	26.5	1100	15	...
B	20.4	26.5	1100	15	...
x	Adiabatic compression from $p_e$ at bdc				

FIG. 11-12. Effect of auxiliary exhaust valve (Ref. 11.37).

Los diagramas p-θ de la figura corresponden al motor sin válvula y con válvula. El aumento de la presión al cierre de lumbreras es notorio, indicando una mejora en la carga de mezcla retenida.

## **8.7.- Usos de motores 2T**

### **8.7.1.- Motor Otto 2T**

Su uso ha sido fundamentalmente en bi-rodados, pequeñas máquinas, motores fuera de borda y algunos poco automóviles pequeños. Posee alta potencia específica (HP/kg) y consumos específicos poco atractivos pero compatibles con el uso. Está en franco retroceso por consideraciones ambientales.

### **8.7.2.- Motor Diesel 2T**

- Motor GM, varios tamaños, series por el diámetro

- Grandes motores marinos y estacionarios, tanto con válvula de escape o con lumbreras, en la mayoría de los casos con sobrealimentación mediante turbo y post-enfriado. Alta potencia específica y los mayores rendimientos en la producción de energía mecánica de una máquina individual. Sólo lo supera el ciclo combinado turbina de gas más turbina de vapor.

### **8.7.3.- Diferencias:**

#### En motor Otto:

El calor a eliminar en la refrigeración es menor, pues parte de la refrigeración la hace el barrido.

El problema mayor son las altas temperaturas localizadas (centro del pistón, bujía, puente entre lumbreras). Esta es una limitación para hacer motores grandes, a diferencia de los 4T en que no hay dificultad en aumentar los tamaños.

El barrido está limitado pues al usar mezcla se tira combustible si aumenta  $R_S$ .

La operación a bajas rotaciones y poca potencia es irregular.

#### En motor Diesel:

El barrido es con aire, puedo tener mayores  $R_S$  y también refrigerar mejor, con lo que las temperaturas localizadas afectan menos. No hay pérdida de fuel en el barrido. La operación es optimizada para una condición de funcionamiento en que se logra alta performance y rendimiento.