Tema 7.- MÁQUINAS TÉRMICAS VOLUMÉTRICAS

- Una máquina VOLUMÉTRICA intercambia energía variando el volumen de una cámara
- La variación del volumen puede ser:
  - Alternativa: dispositivo cilindro-pistón
  - Rotativa: engranajes, paletas,…
- Al ser una máquina térmica el fluido de trabajo (gas o vapor) experimenta importantes variaciones de volumen específico a su paso por la máquina
- Puede haber combustión o no
- Motor: se reduce la energía del fluido para convertirla en energía mecánica. Se estudiarán los MOTORES ALTERNATIVOS DE COMBUSTIÓN INTERNA
- Compresor: se consume energía mecánica para aumentar la energía de un fluido. Se estudiarán los COMPRESORES ALTERNATIVOS

Parte I
Motores alternativos de combustión interna

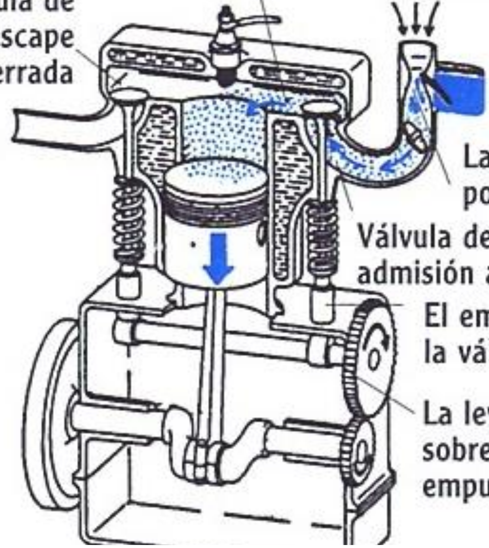
INTRODUCCIÓN

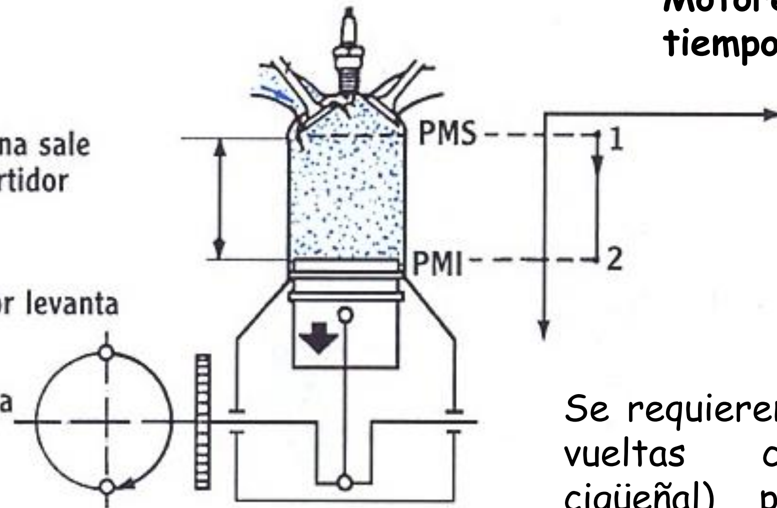
Tipos de motores alternativos de combustión interna (MACI):

- encendido por compresión (MEC): siguen un ciclo Diesel (en diferentes variantes) y se caracterizan porque comprimen aire, inyectándose el combustible cuando la presión es suficientemente elevada en la cámara de combustión. Esta presión provoca el inicio de la combustión. Pueden ser:
  - cuatro tiempos: motores tamaño medio y grande
  - dos tiempos: motores muy grandes, aplicaciones estacionarias o gran transporte (barcos, locomotoras, ...)

- encendido provocado (MEP): siguen un ciclo Otto y se caracterizan porque comprimen mezcla de aire y combustible, inyectándose el combustible durante la carrera de aspiración. La combustión se inicia por el salto de una chispa en una bujía. Pueden ser:
  - cuatro tiempos: motores tamaño medio y grande (gas natural, hasta 8 MW)
  - dos tiempos: motores pequeños, para motocicletas. Bajas prestaciones.

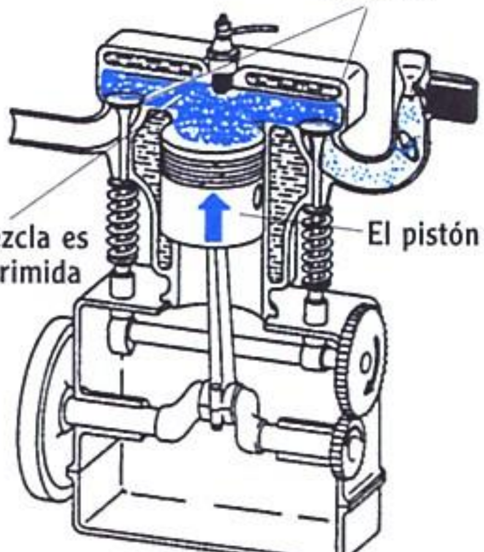
Motores de cuatro tiempos

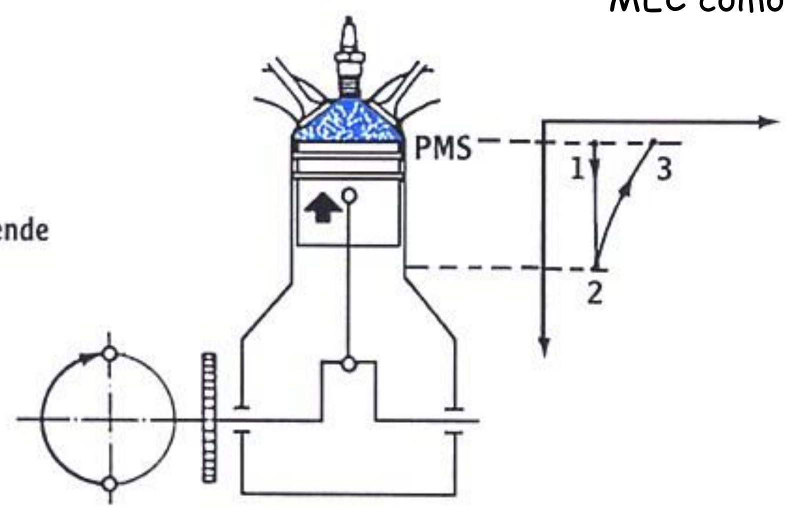




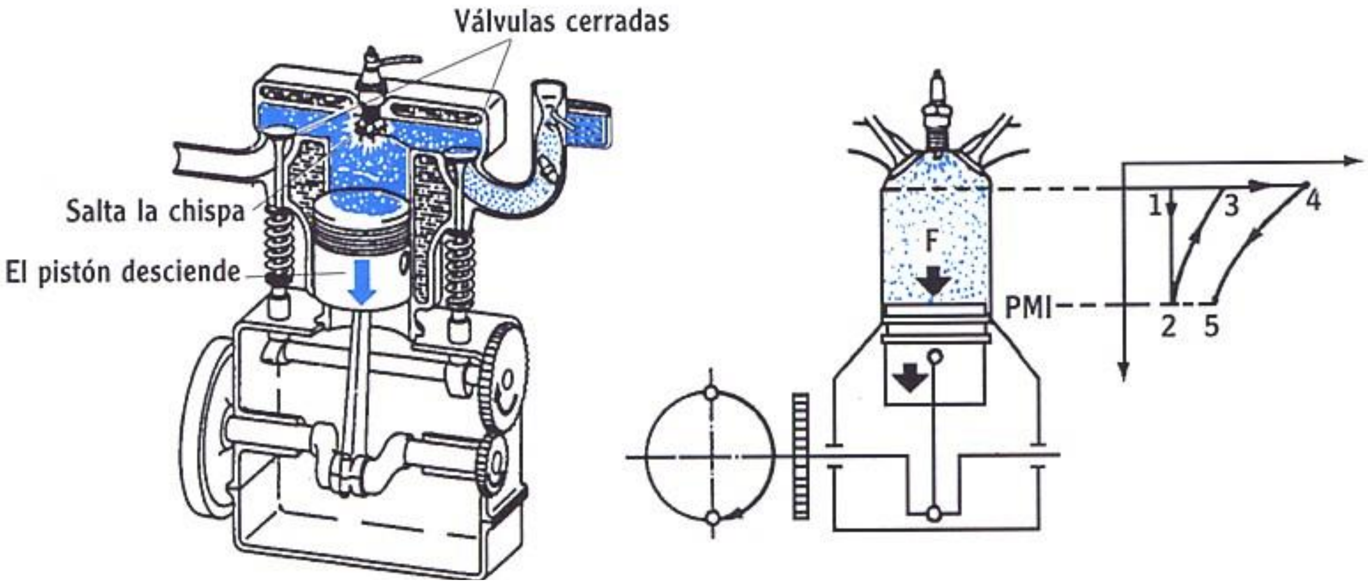
Se requieren 4 carreras (2 vueltas completas de cigüeñal) para completar todo el proceso.

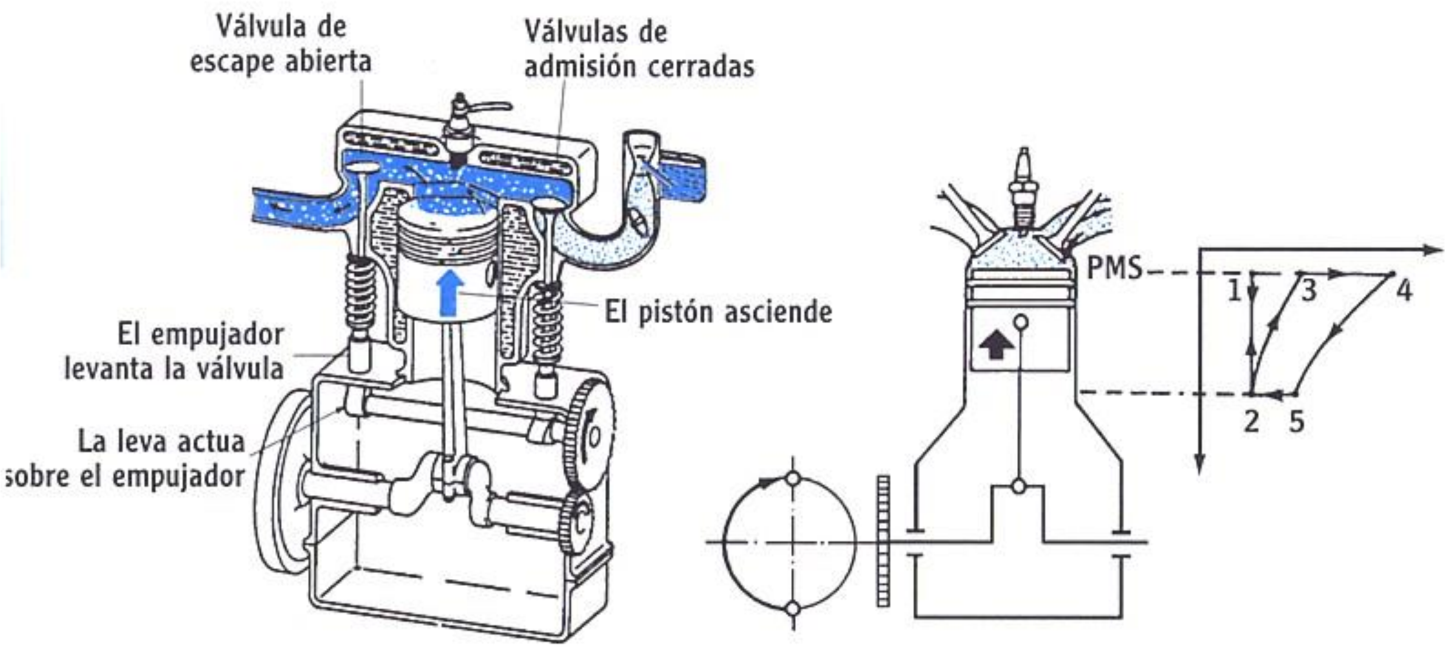
El motor puede ser tanto MEC como MEP.





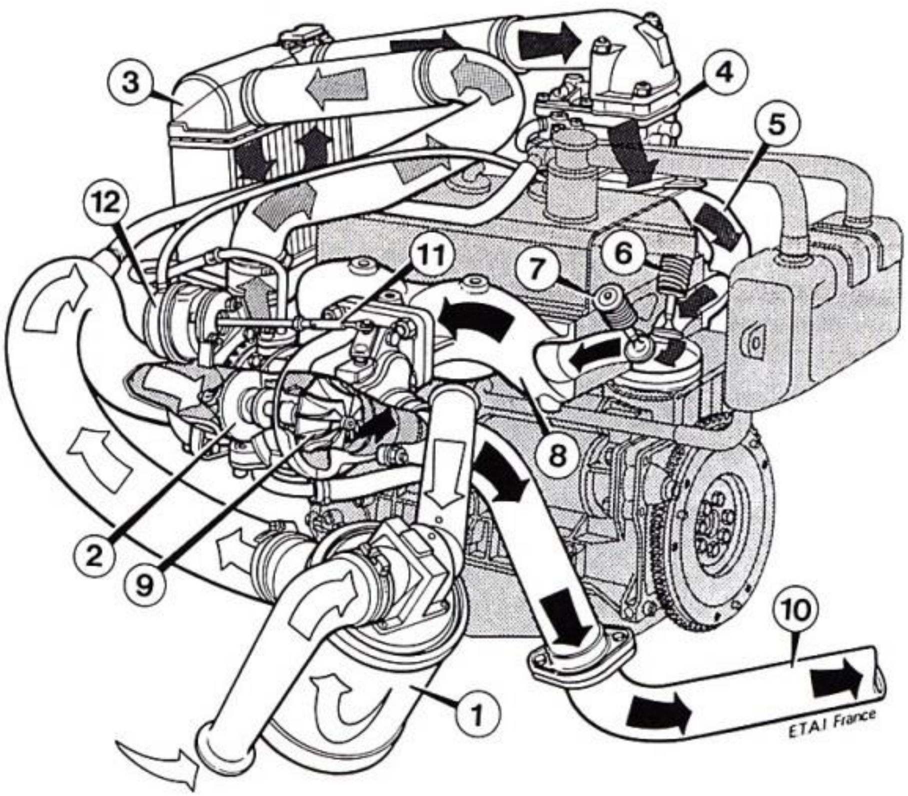
[Ocaña, TRATADO DEL AUTOMÓVIL, Dossat, 2000]



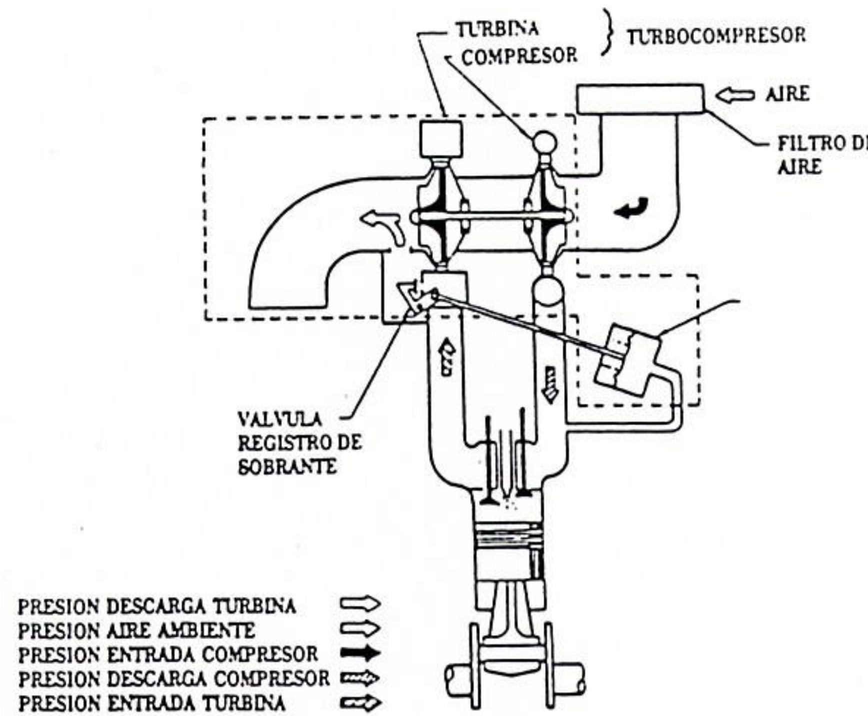


[Ocaña, TRATADO DEL AUTOMÓVIL, Dossat, 2000]

Sobrealimentación

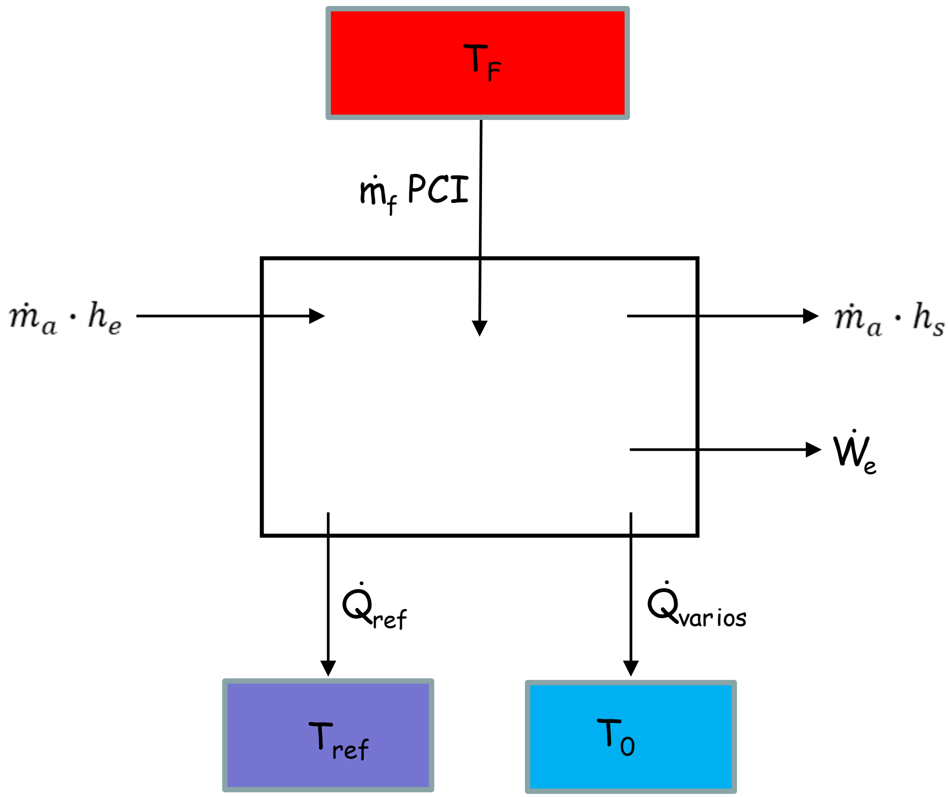


[Heywood, Internal combustion engine fundamentals, McGraw-Hill, 1988]



[Muñoz, Payri, MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVOS, Sección de publicaciones de la ETSII - UPM, 1989]

MODELO TERMODINÁMICO BÁSICO



Aunque el flujo en el escape es de aire y combustible, en este modelo se sustituye totalmente la combustion por un aporte externo (como en el ciclo Brayton)

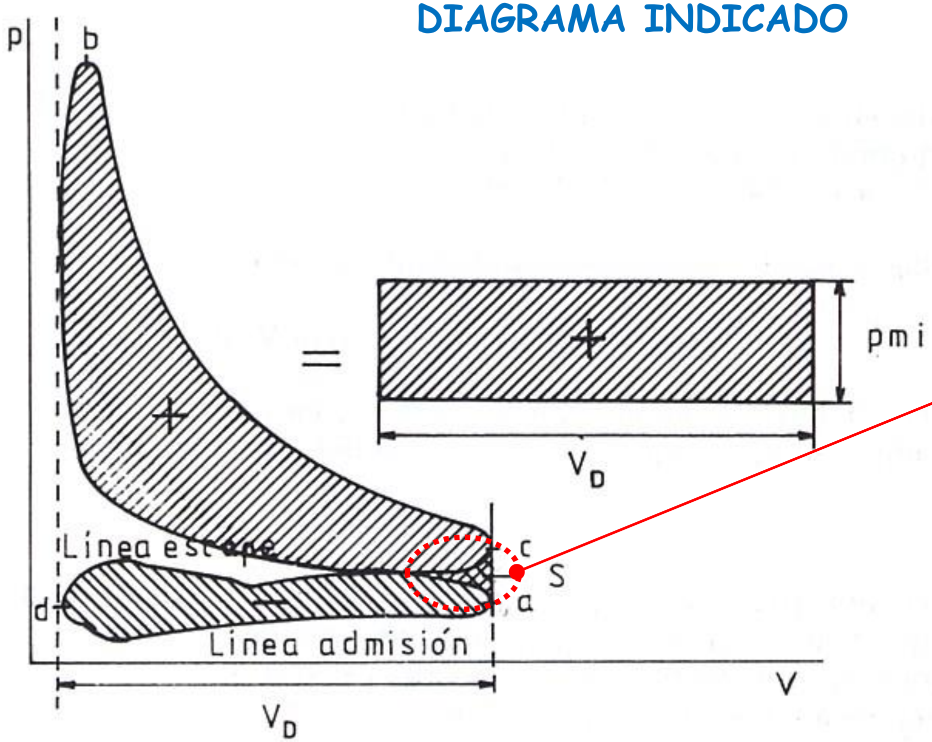
Posibles usos en cogeneración:

$$\dot{m}_a \cdot \psi_s + \dot{Q}_{ref} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{ref}}\right)$$

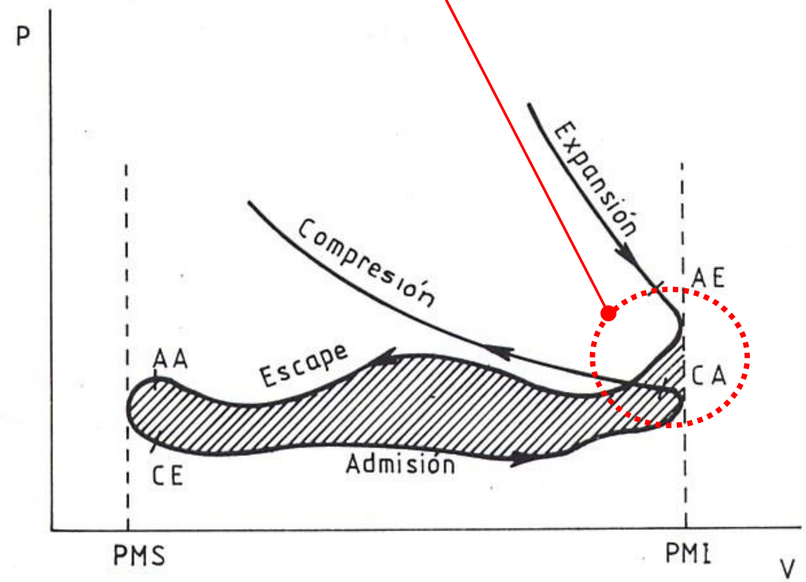
$$\dot{m}_a \cdot h_e + \dot{m}_f \cdot PCI = \dot{m}_a \cdot h_s + \dot{Q}_{ref} + \dot{Q}_{varios} + \dot{W}_e$$

$$\dot{m}_a \cdot \psi_e + \dot{m}_f \cdot PCI \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_F}\right) = \dot{m}_a \cdot \psi_s + \dot{Q}_{ref} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{ref}}\right) + \dot{W}_e + \dot{I}_{TOT}$$

DIAGRAMA INDICADO

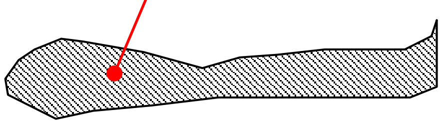


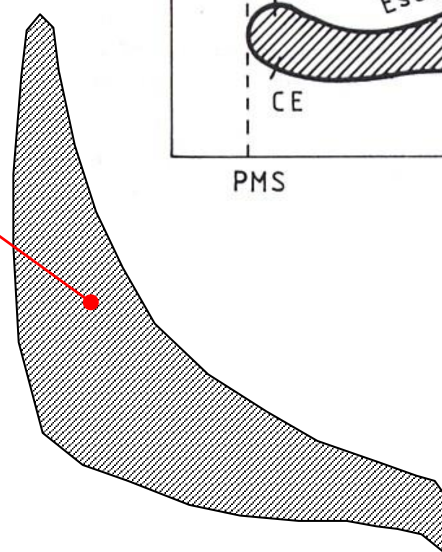
El “lazo de bombeo” **NO** se corresponde con el área neta inferior del diagrama, sino que incluye un triángulo que representa un trabajo consumido que posteriormente se cancela con parte del trabajo indicado



Área del trabajo indicado: a-b-c-a

Área del lazo de bombeo: c-d-a-c





[Muñoz, Payri, MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVOS, Sección de publicaciones de la ETSII - UPM, 1989]

$$\text{Cilindrada unitaria}: V_D = \left(\frac{\pi \cdot D^2}{4}\right) \cdot L$$

$$\text{Cilindrada total}: V_T = z \cdot \left(\frac{\pi \cdot D^2}{4}\right) \cdot L$$

$$\text{Relación de compresión}: r = \frac{V_D + V_{CC}}{V_{CC}}$$

La relación de compresión compara el volumen del cilindro en el PMI con el que hay en el PMS.

$$\text{Régimen (rps)}: \frac{N}{60}$$

$$\text{Ciclos/rev}: i = \begin{cases} 1/2\ (4T) \\ 1\ (2T) \end{cases}$$

$$\text{Velocidad lineal media de pistón}: c_m = 2 \cdot L \cdot \left(\frac{N}{60}\right)$$

La velocidad lineal media de pistón representa el espacio recorrido por el pistón (2 carreras) en cada segundo. Es un parámetro que se mantiene en motores semejantes.

$$\text{Dosado}: F = \frac{\dot{m}_f}{m_a}$$

$$\text{Dosado relativo}: F_r = \frac{F}{F_e}$$

$$\text{Rendimiento volumétrico}: \eta_v = \frac{\dot{m}_a}{\rho_{ref} \cdot V_T \cdot \left(\frac{N}{60}\right) \cdot \left(\frac{1}{2}\right)}$$

El rendimiento volumétrico representa el flujo real de aire comparado con el que el motor aspiraría teniendo en cuenta el volumen desplazado en total por cada segundo. Se refiere a una densidad estándar, que suele ser la ambiente si el motor es de aspiración natural o la del colectar de admisión si el motor está sobrealimentado. **Expresión válida sólo para 4T**.

$$\text{Relación de potencias}: \dot{W}_i = \dot{W}_e + \dot{W}_{pm}$$

La potencia convertida por el ciclo desde la combustión (indicada) se invierte en vencer las pérdidas mecánicas y en potencia en el cigüeñal.

$$\text{Presión media}: \underbrace{\dot{W}_x}_{kW} = \underbrace{pmx \cdot V_T}_{kJ/ciclo} \cdot \underbrace{\left(\frac{N}{60}\right)}_{rev/s} \cdot \underbrace{i}_{ciclo/rev}$$

Se puede definir la presión media "x" a partir de la potencia "x" o el par "x". El índice "x" puede ser "indicada", "efectiva" o de "pérdidas mecánicas".

$$\text{Pares \& potencias}: \dot{W}_x = M_x \cdot 2\pi \cdot \left(\frac{N}{60}\right)$$

$$\text{Pares \& presiones}: pmx \cdot V_T \cdot i = M_x \cdot 2\pi$$

$$\text{Rendimiento "i" o "e"}: \eta_x = \frac{\dot{W}_x}{\dot{m}_f \cdot PCI}$$

$$\text{Consumo específico "x"}: g_x = \frac{\dot{m}_f}{\dot{W}_x}$$

$$\text{Rendimiento mecánico}: \eta_m = \frac{\dot{W}_e}{\dot{W}_i}$$

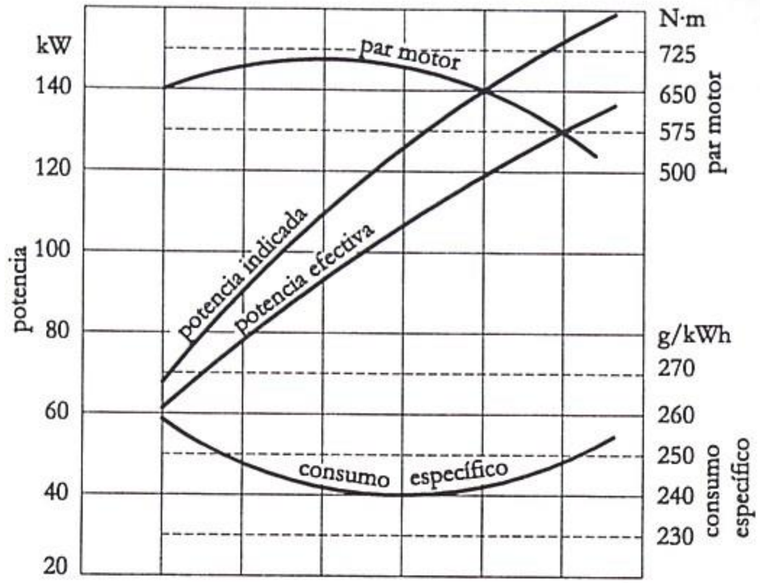
$$\text{Consumo \& rendimiento}: \eta_x = \frac{1}{g_x \cdot PCI}$$

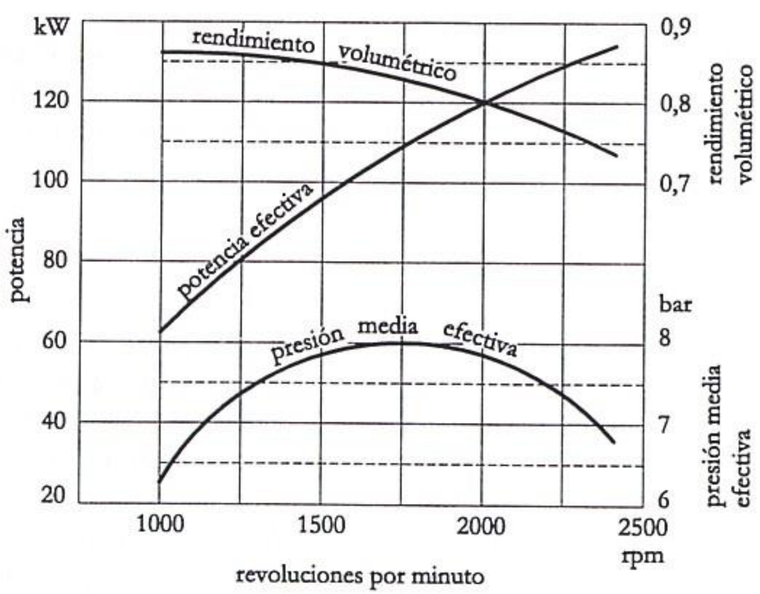
$$\text{Global}: \eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$$

$$\dot{W}_e = \eta_e \cdot \underbrace{\eta_v}_{\substack{\text{regulación}\\ \text{MEP}}} \cdot \rho_a \cdot V_T \cdot i \cdot \left(\frac{N}{60}\right) \cdot \underbrace{F}_{\substack{\text{regulación}\\ \text{MEC}}} \cdot PCI$$

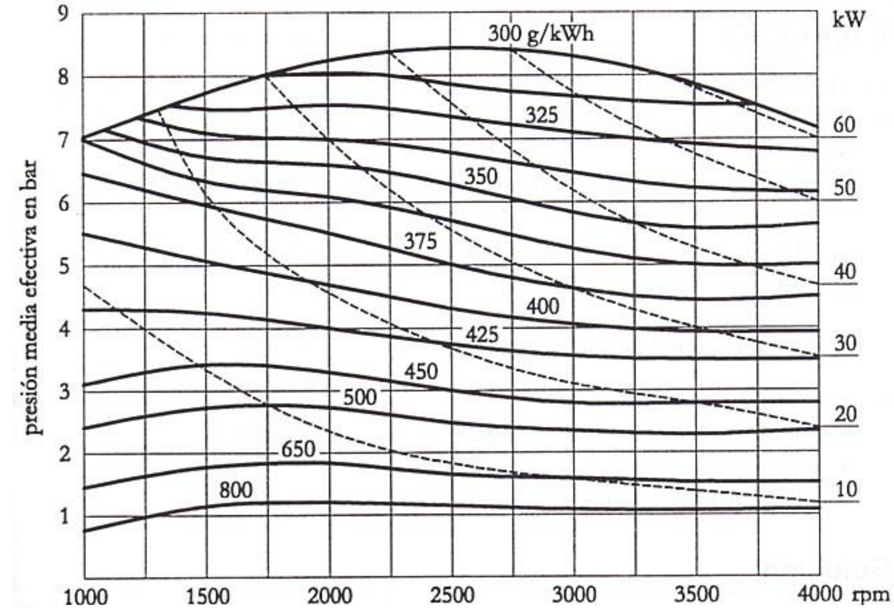
Esta expresión muestra las alternativas de regulación de la carga en un MEP (obstrucción en la mariposa) y un MEC (variación del dosado).

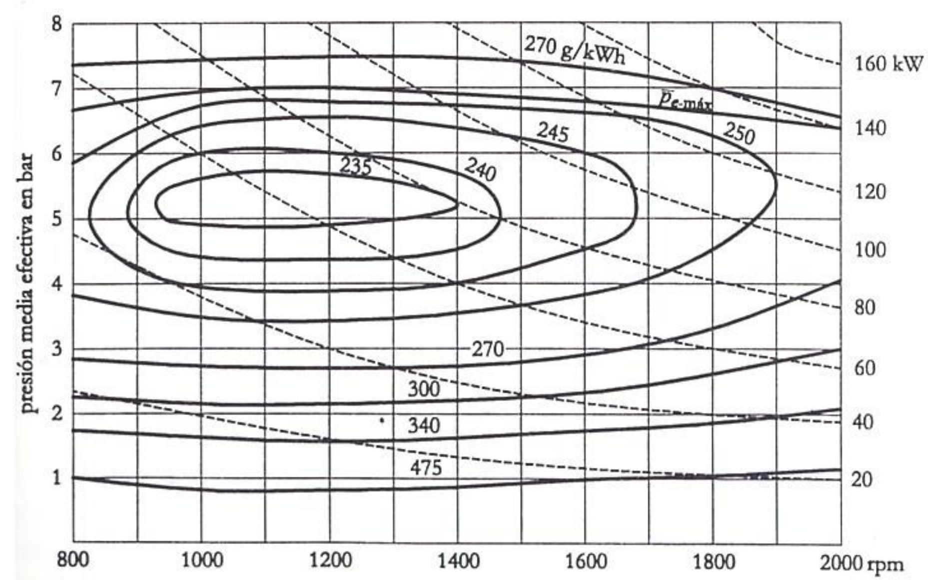
• Curvas a plena carga





• Curvas a carga parcial

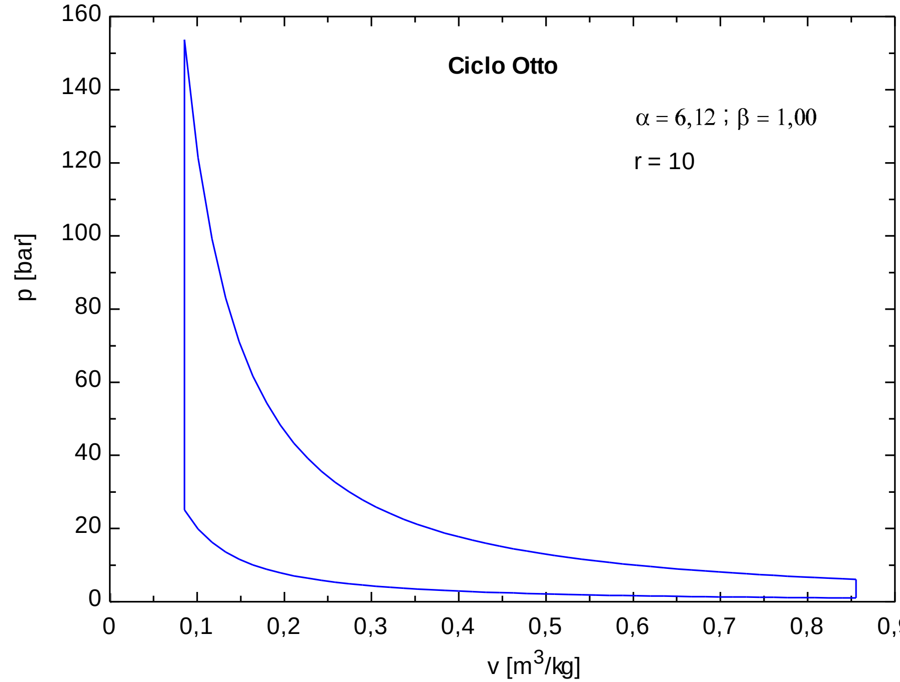


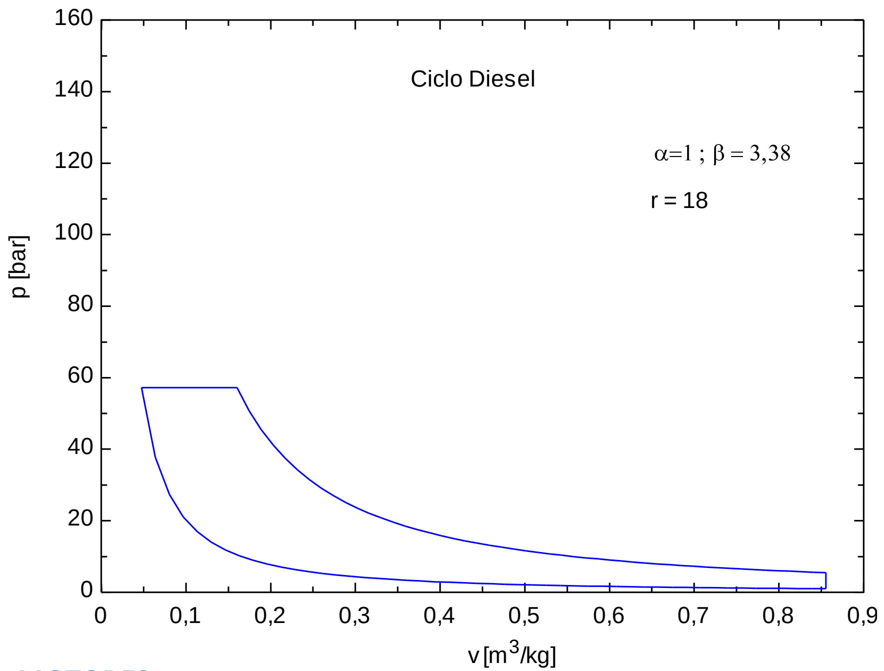


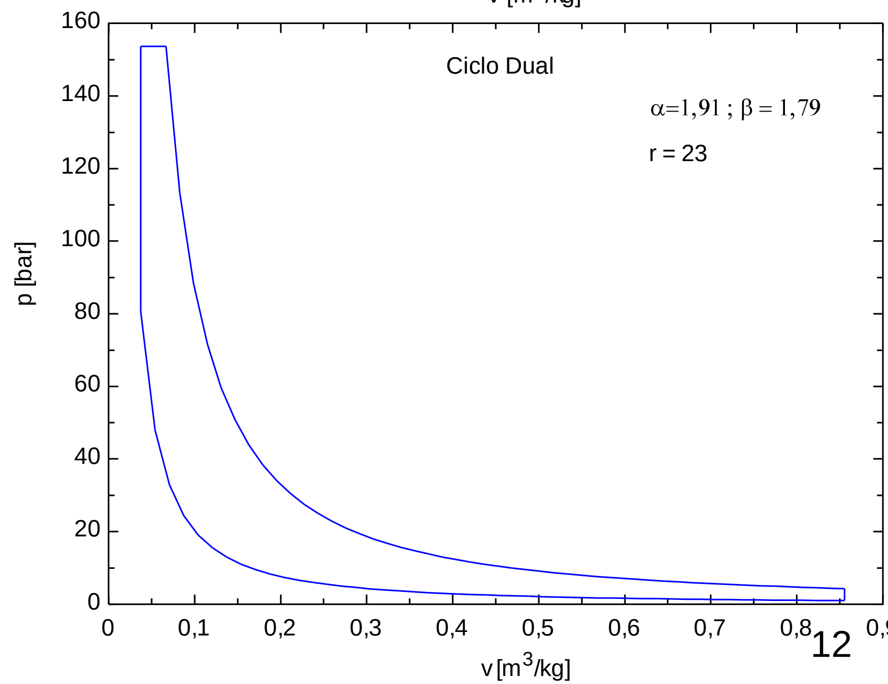
Agüera, Termodinámica Lógica y Motores Térmicos, Ciencia 3, 1999

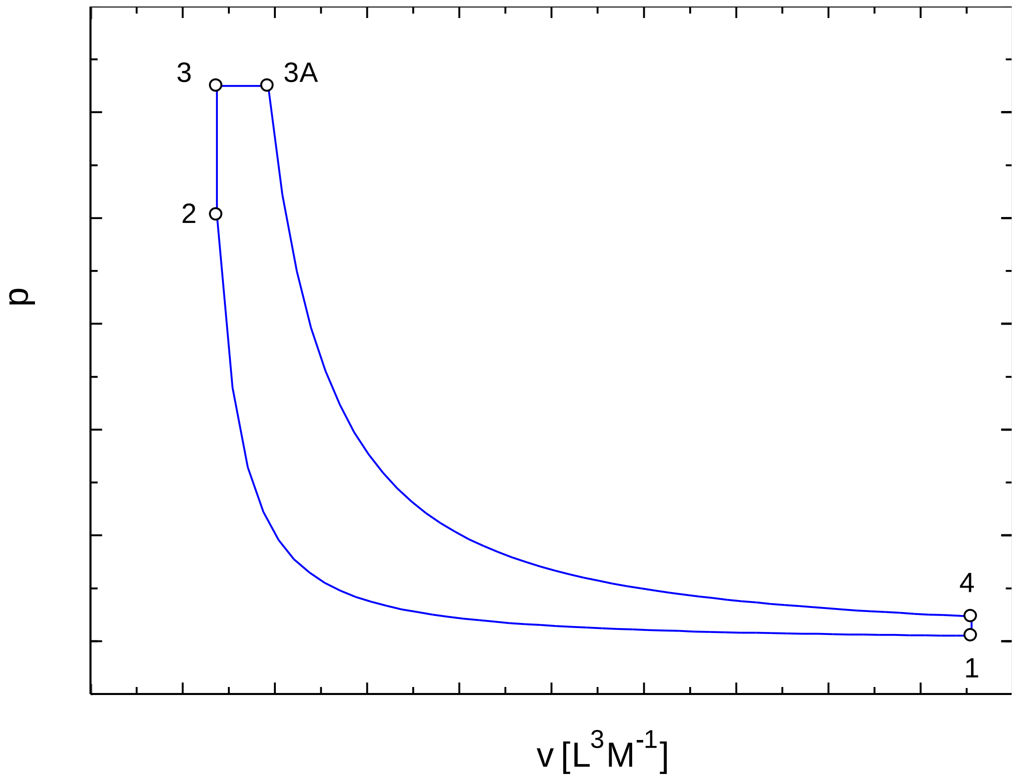
CICLOS TERMODINÁMICOS

- Ciclos ideales (internamente reversibles) para modelar el comportamiento del motor
- Otto: MEP
- Diesel: MEC lentos
- Semidiesel o dual: MEC rápidos









- El ciclo dual incluye como casos particulares al Otto y al Diesel

- Grado de combustión a volumen constante:

$$\alpha = \frac{p_3}{p_2}$$

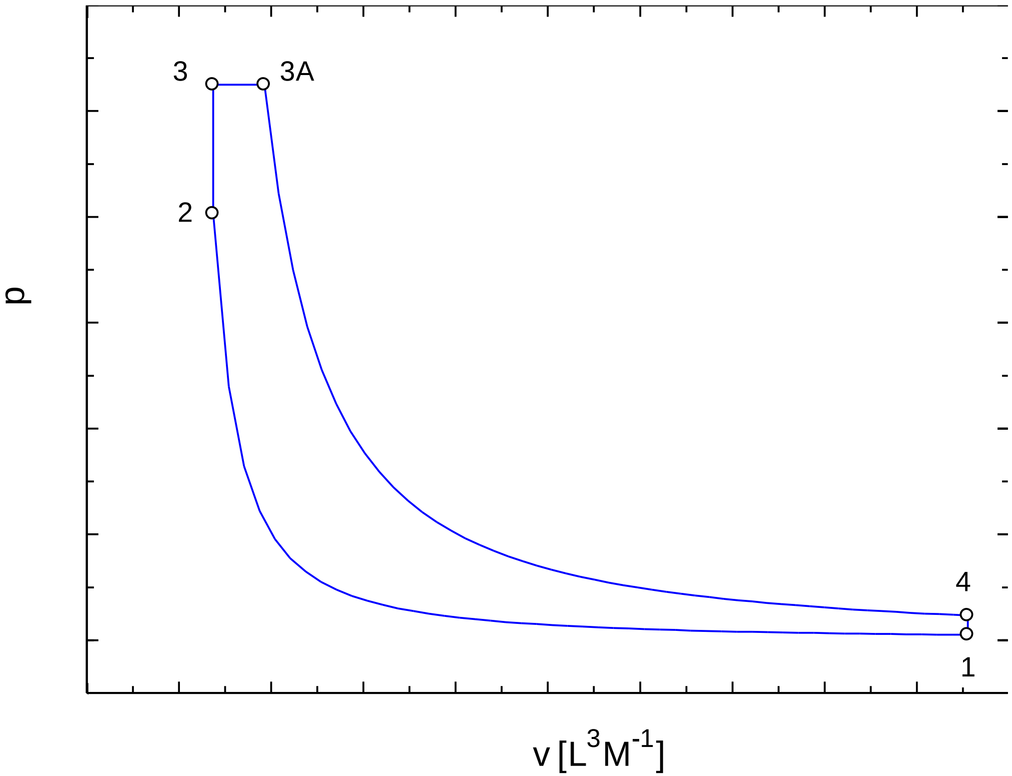
  - Diesel: α = 1
  - Dual y Otto: α > 1

- Grado de combustión a presión constante:

$$\beta = \frac{v_{3A}}{v_3}$$

  - Dual y Diesel: β > 1
  - Otto: β = 1

- Determinación de los grados de combustión:
  - Otto (α) y Diesel (β): calor aportado por unidad de masa de mezcla
  - Dual (α, β): calor aportado por unidad de masa de mezcla y presión máxima



Trabajo en cada proceso y calor aportado

$$w_{12} = \frac{R\,T_1}{1-\gamma}\left(r^{\gamma-1}-1\right)(<0)$$

$$w_{33A} = R\,T_1\,\alpha\, r^{\gamma-1}(\beta-1)$$

$$w_{3A4} = \frac{R\,T_1}{1-\gamma}\alpha\,\beta\, r^{\gamma-1}\left(\beta^{\gamma-1} r^{1-\gamma}-1\right)$$

$$q_{23A} = \frac{R\,T_1\, r^{\gamma-1}}{\gamma-1}\left[\alpha-1+\alpha\,\gamma(\beta-1)\right] = \frac{PCI}{1+\frac{1}{F}}$$

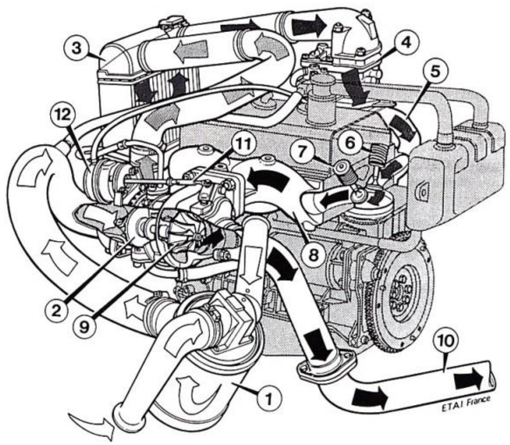
$$\eta = 1-\frac{r^{1-\gamma}\left(\alpha\,\beta^{\gamma}-1\right)}{\alpha-1+\alpha\,\gamma(\beta-1)}$$

$$w_{ciclo} = pmi^{ciclo}\cdot(v_1-v_2)$$

$$\frac{p_{mi}}{p_1} = \left(\frac{r}{r-1}\right)\frac{r^{\gamma-1}\left(1-\alpha\left(1+\gamma(\beta-1)\right)\right)+\alpha\beta^{\gamma}-1}{1-\gamma}$$

- Procesos 12 y 3A4: isentrópicos
- Proceso 23: isométrico con aporte de calor
- Proceso 33A: isobárico con aporte de calor
- Proceso 41: isométrico con cesión de calor

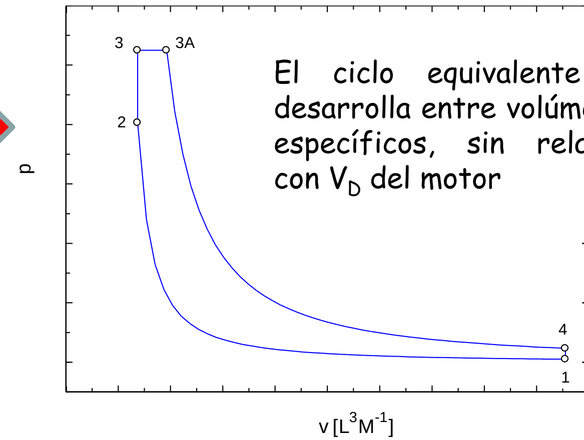
Modelo del motor real a partir del ciclo equivalente



$$v_1 = \frac{R \cdot T_1}{p_1}$$

$$p_{max}^{motor} = p_3^{ciclo}$$

(sólo en ciclo dual)



El ciclo equivalente se desarrolla entre volúmenes específicos, sin relación con V_D del motor

$$r^{ciclo} = r^{motor}$$

$$r^{motor} = \frac{V_{cc} + V_D}{V_{cc}} \qquad r^{ciclo} = \frac{v_1}{v_2}$$

$$\frac{PCI}{1 + 1/F} = q_{23A}$$

$$\frac{\dot{Q}}{\dot{m}_f + \dot{m}_a} = \frac{PCI}{1 + \frac{1}{F}} \qquad q_{23A} = \frac{R\,T_1\,r^{\gamma-1}}{\gamma - 1}\left[\alpha - 1 + \alpha\,\gamma\,(\beta - 1)\right]$$

$$pmi^{motor} = \frac{\dot{W}_i}{V_T \left(\frac{N}{60}\right) i}$$

$$K_1 \cdot pmi^{ciclo} = pmi^{motor}$$

ó

$$K_2 \cdot \eta^{ciclo} = \eta_i^{motor}$$

$$pmi^{ciclo} = p_1 \cdot \left(\frac{r}{r-1}\right)\frac{r^{\gamma-1}\left(1 - \alpha\left(1 + \gamma(\beta - 1)\right)\right) + \alpha\beta^{\gamma} - 1}{1 - \gamma}$$

$$\eta_i^{motor} = \frac{\dot{W}_i}{\dot{m}_f\, PCI}$$

$$\eta^{ciclo} = 1 - \frac{r^{1-\gamma}\left(\alpha\,\beta^{\gamma} - 1\right)}{\alpha - 1 + \alpha\,\gamma\,(\beta - 1)}$$

$$\eta_m = \frac{\dot{W}_e}{\dot{W}_i} \qquad \eta_e = \frac{\dot{W}_e}{\dot{m}_f\, PCI} = \eta_i\,\eta_m \quad \ldots$$

$$\eta^{ciclo} = \frac{pmi^{ciclo} \cdot (v_1 - v_2)}{q_{23A}}$$

Parte II
Compresores alternativos

INTRODUCCIÓN

Tipos de compresores:

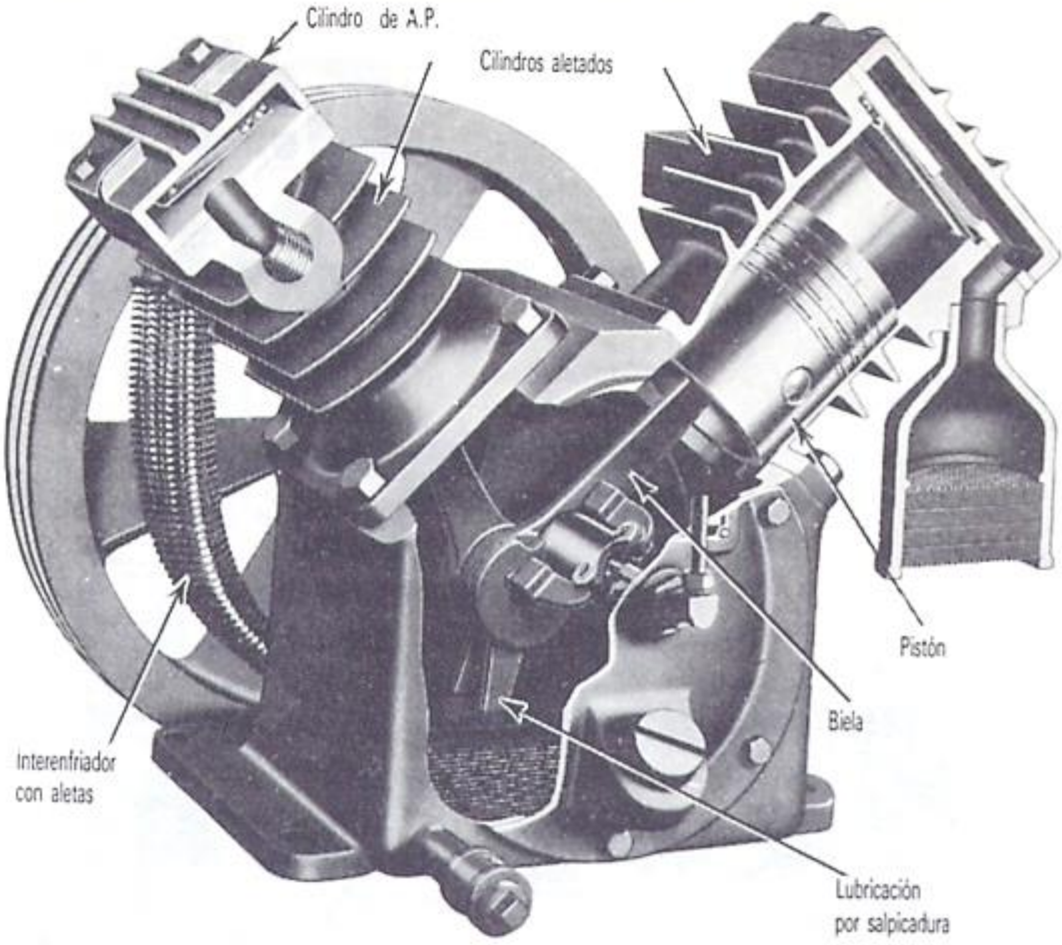
- Volumétricos: su principio de funcionamiento reside en las variaciones de volumen de una cámara. A su vez pueden ser:
    - alternativos
    - rotativos
- Turbocompresores: su principio de funcionamiento reside en el momento cinético que finalmente se traduce en la transformación de cambios de velocidad en presiones.

En esta asignatura se estudiarán los compresores alternativos, que operand e forma refrigerada.

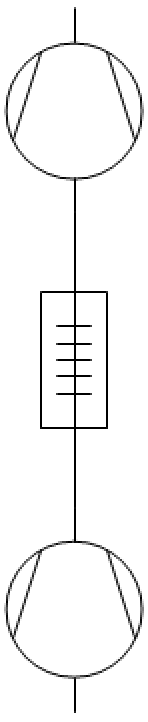
Dentro de los compresores alternativos se puede hablar de:

- compresores multiefecto: asociación en paralelo para aumentar el caudal
- compresores multietapa: asociación en serie para reducir el consumo
- compresores multietapa y multiefecto

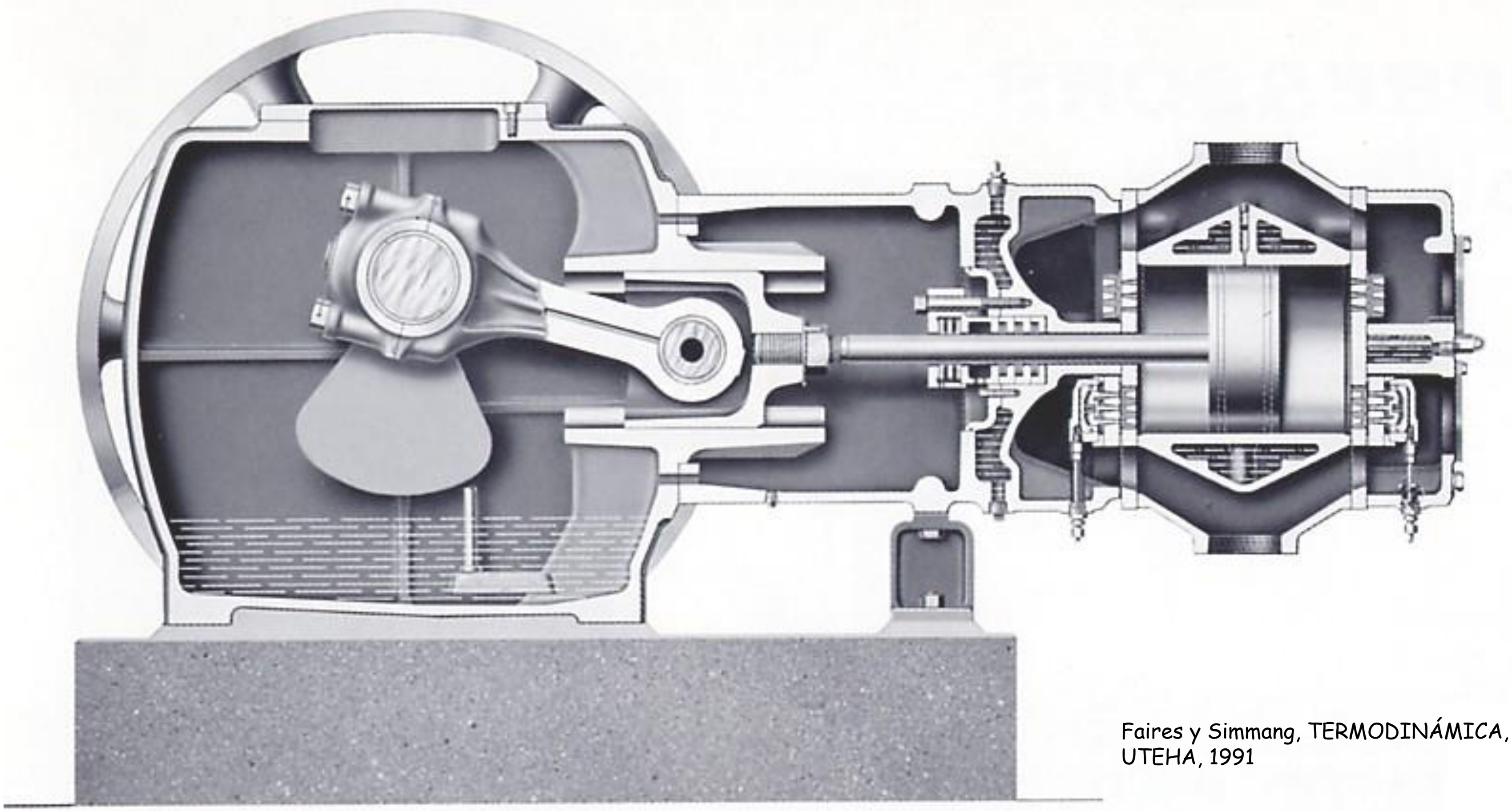
Compresores de doble etapa



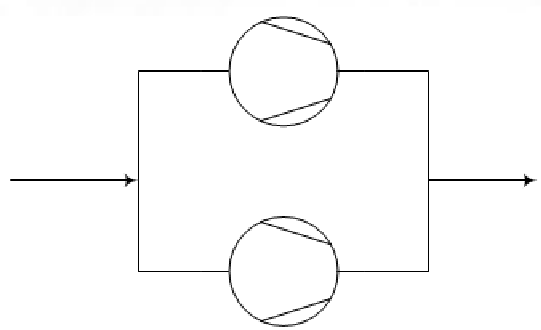
Faires y Simmang, TERMODINÁMICA, UTEHA, 1991



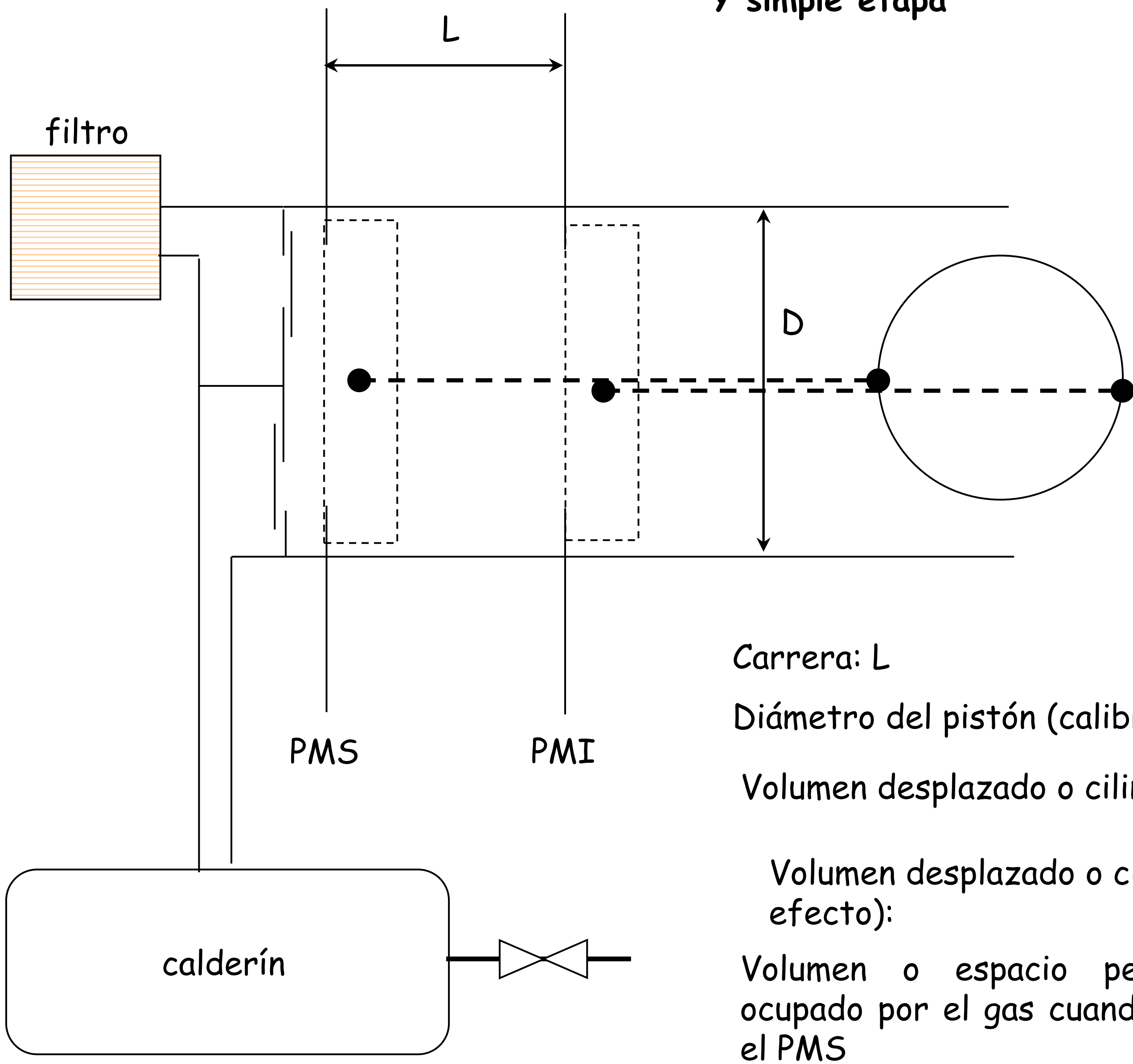
Compresores de doble efecto



Faires y Simmang, TERMODINÁMICA, UTEHA, 1991



Parámetros geométricos en un compresor de simple efecto Y simple etapa



Carrera: L

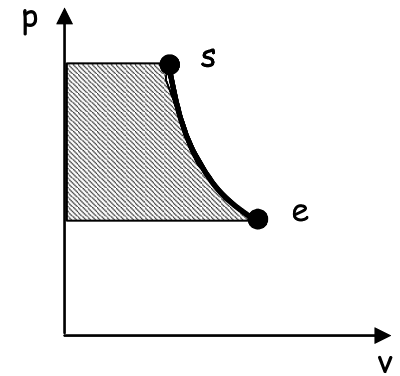
Diámetro del pistón (calibre): D

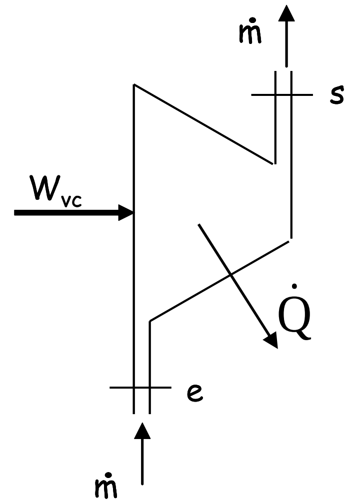
Volumen desplazado o cilindrada: $V_D = \left(\frac{\pi D^2}{4}\right) L$

Volumen desplazado o cilindrada (doble efecto): $V_T = V_D \cdot i$

Volumen o espacio perjudicial: volumen ocupado por el gas cuando el pistón está en el PMS

MODELO TERMODINÁMICO BÁSICO DEL COMPRESOR REFRIGERADO





$$\dot{W}_a = \dot{m}\left(h_s - h_e\right) + \dot{Q}$$

$$\dot{m}\int_e^s v\,dp = \dot{W}_a - \dot{\varepsilon}_{TOT} - \dot{m}\left(\Delta e_c + \Delta e_p\right)$$

Donde se han escrito las ecuaciones de modo que tanto el trabajo consumido por el compresor como el posible calor disipado resulten positivos.

$$\int_1^2 T\,ds = C_n\,\Delta T \qquad C_n = C_v\,\frac{n-\gamma}{n-1}$$

$$-\int_1^2 v\,dp = \left(C_n - C_p\right)\Delta T = \frac{n}{1-n}R\,T_1\left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1\right]$$

En una compresión refrigerada se considera:

- un proceso politrópico internamente reversible (dentro de la cámara)
- irreversibilidades externas a la cámara pero internas al volumen de control (pérdidas mecánicas)

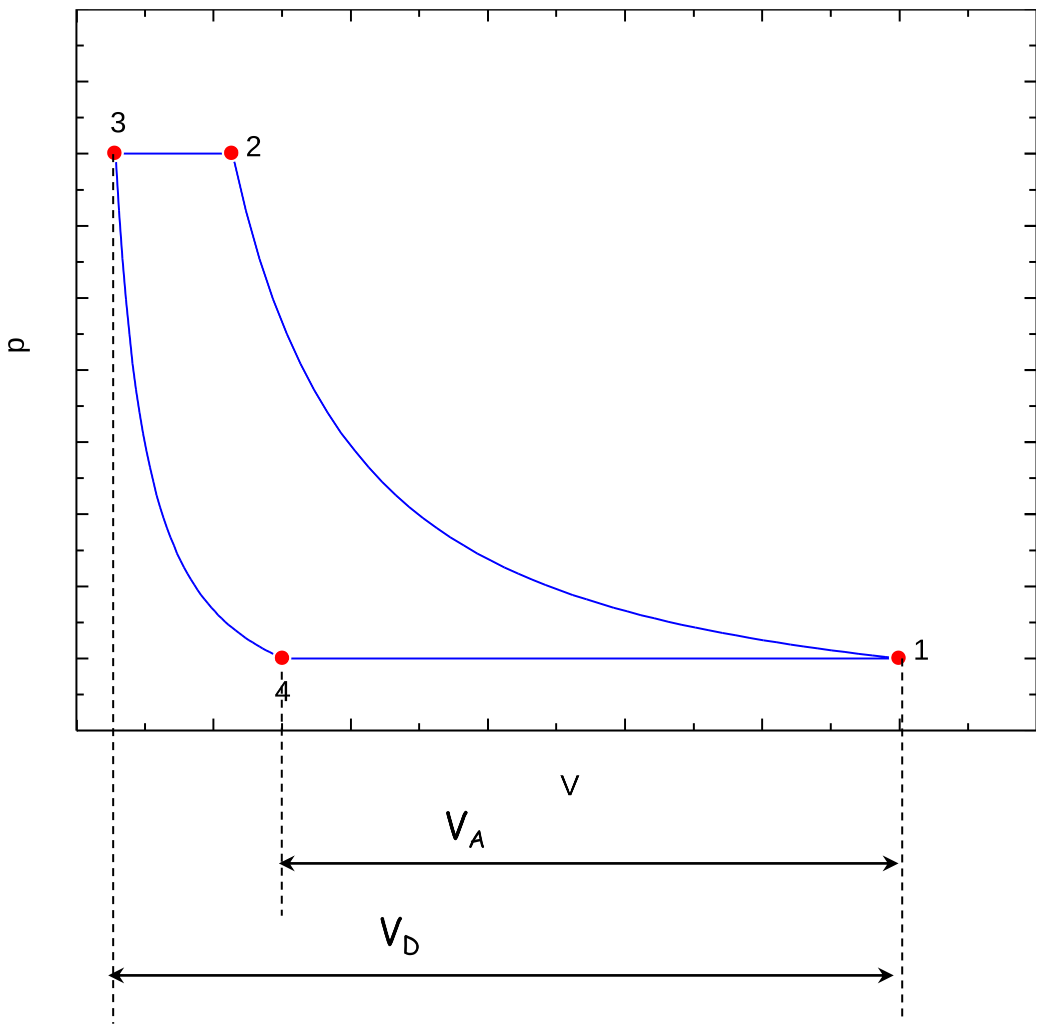
$$\left|-\int_1^2 v\,dp\right| = w_i = \frac{n}{n-1}R\,T_1\left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1\right]$$

$$\left|\int_1^2 T\,ds\right| = q_n = -C_n\,\Delta T$$

Calor disipado por la politrópica internamente reversible. El calor de todo el volumen de control es mayor, incluyendo las pérdidas mecánicas.

$$C_n < 0 \Leftrightarrow 1 < n < \gamma$$

RENDIMIENTO VOLUMÉTRICO



V_A: volumen aspirado = $V_1 - V_4$

V_D: volumen desplazado = $V_1 - V_3$

V_3: espacio perjudicial

α: espacio perjudicial relativo = V_3 / V_D

El espacio perjudicial varía desde el 1% en compresores muy grandes hasta el 10% o más en compresores muy pequeños.

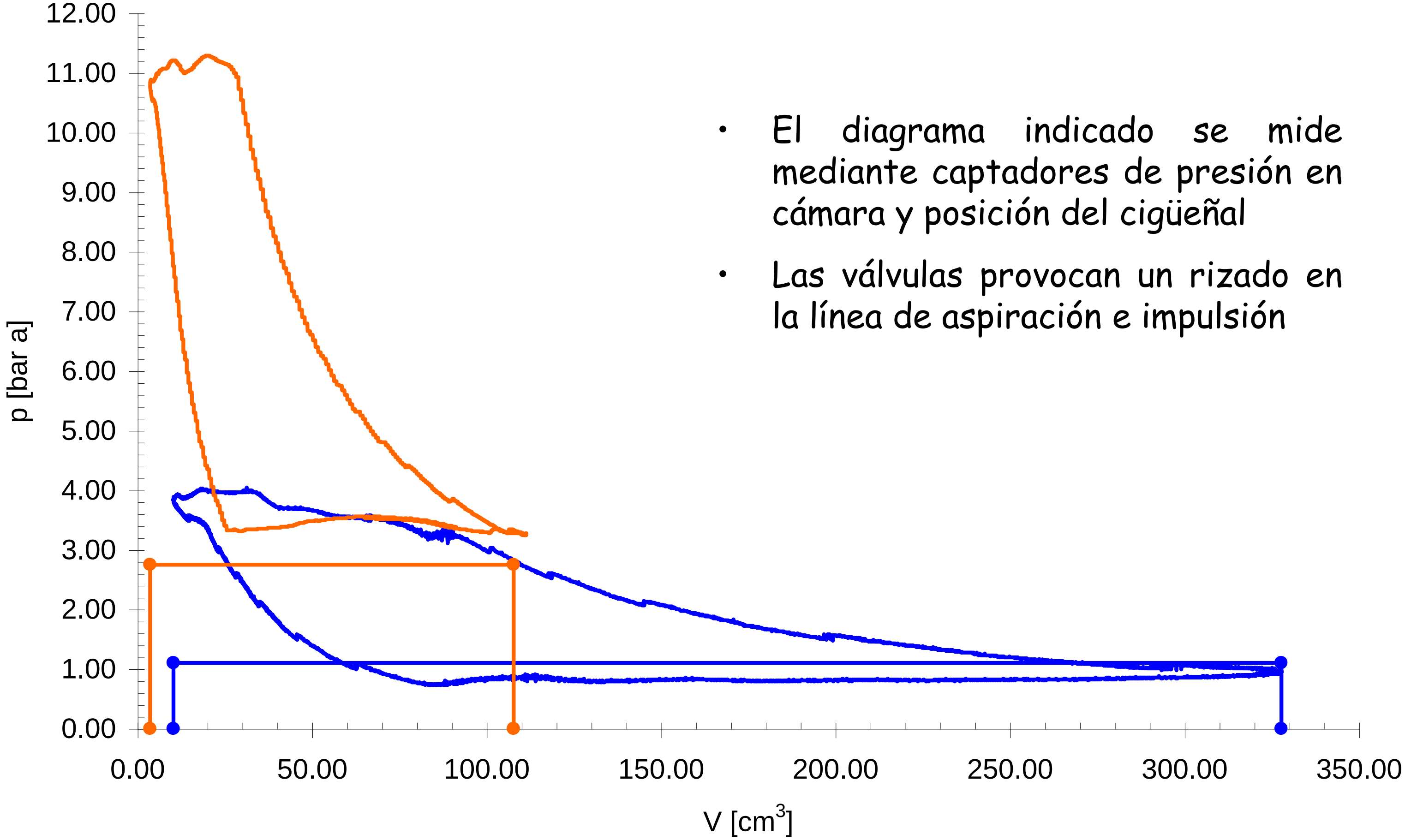
$$\eta_{vi} = \frac{V_A}{V_D} = 1 - \alpha\left(\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{1/n} - 1\right)$$

Desde el punto de vista de la máquina:

$$\eta_{vi} = \frac{\dot{m}}{\rho_1 \cdot i \cdot V_D \cdot \left(\frac{N}{60}\right)}$$

Concepto similar a motores, pero ahora la densidad es la del punto 1 (PMI), coherente con la definición geométrica.

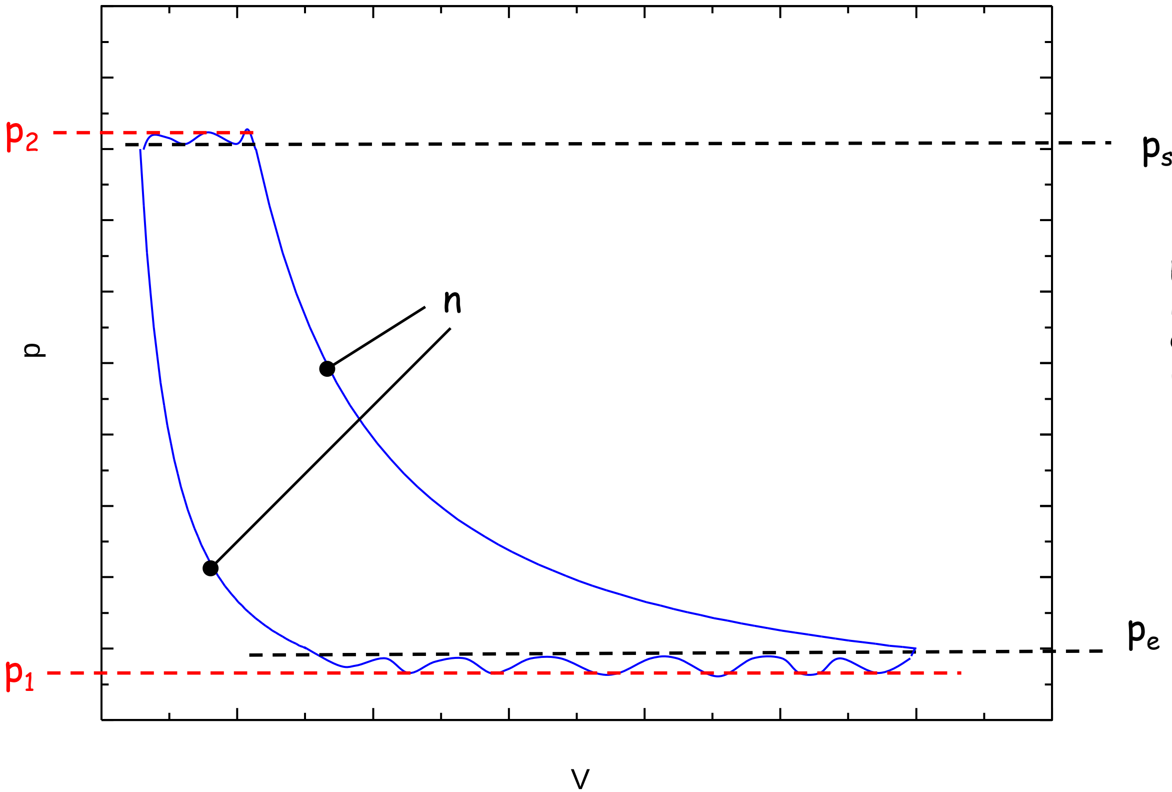
DIAGRAMA INDICADO



- El diagrama indicado se mide mediante captadores de presión en cámara y posición del cigüeñal
- Las válvulas provocan un rizado en la línea de aspiración e impulsión

$$pmi \cdot V_D = \oint p\,dV$$

Se puede construir un diagrama indicado "teórico" aproximando la compresión y expansión por una poliltrópica



$$m_1 = m_4 + m$$

$$p_e - \Delta p_e = p_1 \qquad m_2 = m_1$$

$$p_2 - \Delta p_s = p_s \qquad m_3 = m_2 - m$$

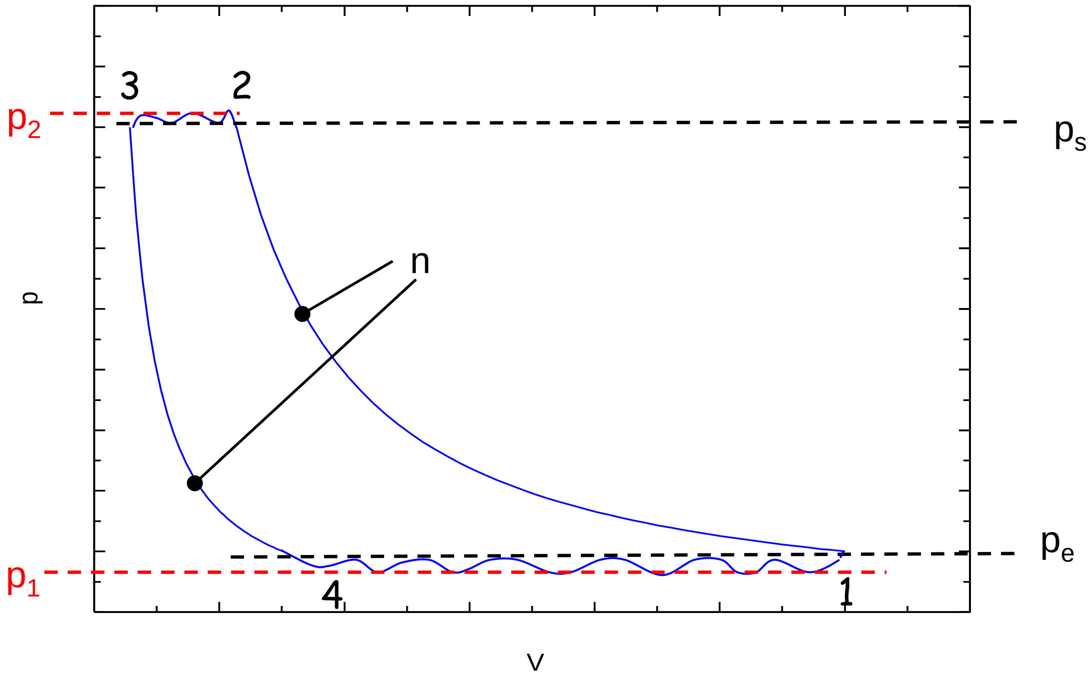
$$m_4 = m_3$$

En compresores refrigerados (alternativos) la presencia de las válvulas de admisión y escape hace que T_1 = Te y T_2 = Ts (proceso isoentálpico en gas perfecto).

Potencia teórica	Potencia indicada	Potencias y rendimientos
$w_t = R \cdot T_1 \cdot L\left(\dfrac{p_s}{p_e}\right)$	$w_i = \left(\dfrac{n}{n-1}\right) \cdot R \cdot T_1 \cdot \left[\left(\dfrac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1\right]$	$\dot{W}_x = w_x \cdot \dot{m}$; $\dot{W}_x = M_x \cdot 2 \cdot \pi \cdot \left(\dfrac{N}{60}\right)$ $\dot{W}_a = \dot{W}_i + \dot{W}_{pm}$ $\eta_i = \dfrac{\dot{W}_t}{\dot{W}_i}$; $\eta_m = \dfrac{\dot{W}_i}{\dot{W}_a}$; $\eta_t = \dfrac{\dot{W}_t}{\dot{W}_a} = \eta_i \cdot \eta_m$

	Geometría	Renovación de la carga
Simple efecto	$V_D = \left(\dfrac{\pi \cdot D^2}{4}\right) \cdot L$	$\eta_{vi} = 1 - \alpha \cdot \left[\left(\dfrac{p_2}{p_1}\right)^{1/n} - 1\right] = \dfrac{\dot{m}}{\rho_1 \cdot i \cdot V_D \cdot \left(\dfrac{N}{60}\right)}$
Doble efecto	$V_T = i \cdot \left(\dfrac{\pi \cdot D^2}{4}\right) \cdot L$ $i = \left(2 - \left(\dfrac{D_v^2}{D^2}\right)\right)$	

Modelo del compresor



Ambas líneas (compresión y expansión) son iguales, siendo 2 = 3 y 4 = 1 en términos específicos. Sólo se diferencian en el volumen absoluto y la masa que contienen

$$m_1 = m_4 + m$$
$$m_2 = m_1$$
$$m_3 = m_2 - m$$
$$m_4 = m_3$$

Proceso de comparación entre (e) y (s)

$$w_t^{ref} = R\,T_1\,L\left(\frac{p_s}{p_e}\right)$$

Simulación del proceso de compresión entre (1) y (2)

$$w_i^{ref} = \frac{n}{n-1} R\,T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1\right]$$

$$p_e - \Delta p_e = p_1$$
$$p_2 - \Delta p_s = p_s$$

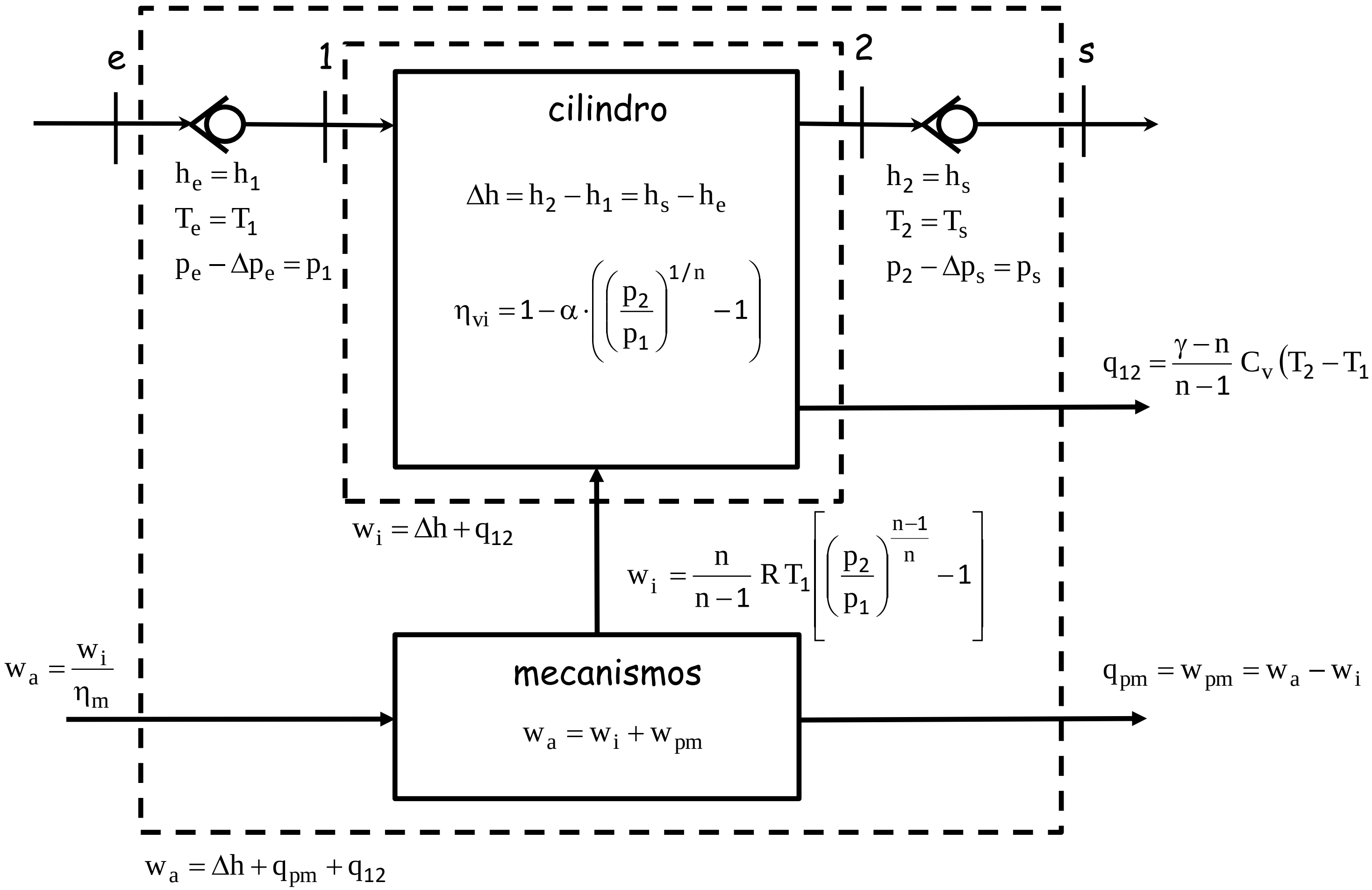
$$\dot{W}_x = \dot{m} \cdot w_x$$

$$\eta_{vi} = 1 - \alpha \cdot \left(\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{1/n} - 1\right) = \frac{\dot{m}}{\rho_1 \cdot i \cdot V_D \cdot \left(\frac{N}{60}\right)}$$

$$\eta_i = \frac{\dot{W}_t}{\dot{W}_i} \qquad \eta_m = \frac{\dot{W}_i}{\dot{W}_a}$$

$$\eta_t = \frac{\dot{W}_t}{\dot{W}_a} = \eta_i\,\eta_m$$

Modelo del compresor



$$w_t = R T_1 L \left(\frac{p_s}{p_e} \right) = \eta_i w_i = \eta_i \eta_m w_a$$