

# 1 Ciclos termodinámicos

Aplicaciones principales de la termodinámica:

- Refrigeración: Transporte de calor de zonas a frías a calientes
- Generación de potencia: su propósito es convertir energía térmica en trabajo.

$$\text{Eficiencia térmica } \eta = \frac{W_{\text{neto}}}{Q_e}$$

- ciclos de gas y ciclos de vapor. Según la fase del fluido de trabajo. Se mantiene como gas, o vapor que se condensa.

- máquinas térmicas: de combustión interna y combustión externa. según si el calor adicionado al fluido de trabajo se hace dentro del sistema o si proviene de una fuente externa.

Usaremos modelos idealizados para los distintos ciclos.

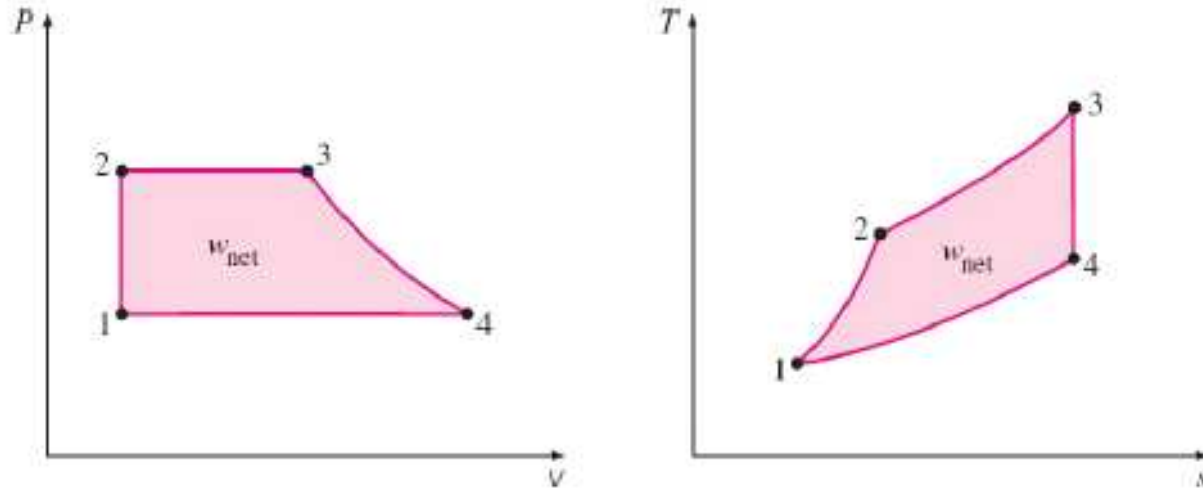
[ciclos reversibles](#)

## 1.1 Ciclos de Potencia

- La máxima eficiencia de una máquina térmica que opera entre ciertas temperaturas corresponde a un ciclo reversible. La eficiencia máxima de una máquina térmica entre una temperatura máxima y mínima corresponde

a Carnot.

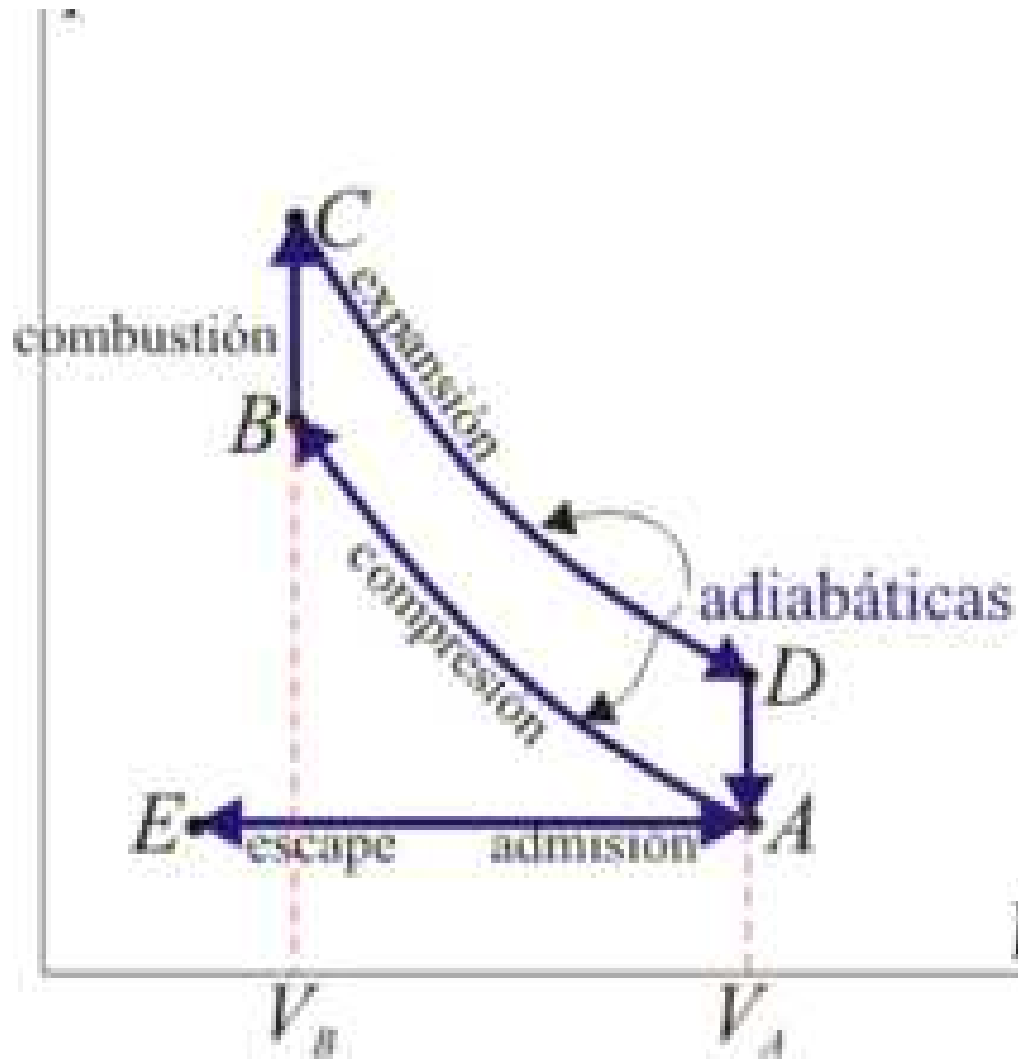
- En los diagrams P-v y T-s, el área encerrada =  $W_{neto} = Q_{neto}$



- Ciclos de potencias a gas
  - Gas ideal
  - Ciclo reversible
  - El proceso de combustión es remplazado por adición de calor

## 2 Motores de Gasolina y Diesel

Un motor de gasolina se aproxima usando el ciclo de Otto:



**Figura 1.**

1. Durante la carrera de admisión  $O \rightarrow A$  el pistón se mueve hacia abajo, y una mezcla gaseosa de aire y combustible se introduce en el cilindro a presión

atmosférica. El volumen aumenta de  $V_2 = V_B$  a  $V_1 = V_A$ .

2. Durante la carrera de compresión  $A \rightarrow B$  el pistón se mueve hacia arriba, la mezcla de aire-combustible se comprime adiabáticamente del volumen  $V_1 = V_A$  al  $V_2 = V_B$  y la temperatura aumenta de  $T_A$  a  $T_B$ . El trabajo realizado por el gas es negativo.
3. En  $B \rightarrow C$  la combustión ocurre cuando se enciende la chispa de la bujía. Esta no es una de las carreras del ciclo porque ocurren en un período muy breve. La temperatura y presión del gas aumentan considerablemente, pero el volumen permanece prácticamente constante, por lo que el gas no realiza trabajo.
4. En la carrera de potencia(expansión)  $C \rightarrow D$ , el gas se expande adiabáticamente de  $V_2$  a  $V_1$ , con un descenso de temperatura de  $T_C$  a  $T_D$ .
5. En el proceso  $D \rightarrow A$  una válvula de escape se abre conforme el pistón alcanza el final de su viaje y la presión disminuye repentinamente.
6. En la carrera de escape  $A \rightarrow O$  el pistón se mueve hacia arriba mientras la válvula de escape permanece abierta. Los gases residuales se expulsan a

presión atmosférica y el volumen disminuye de  $V_1$  a  $V_2$ .

- Si se representa la mezcla aire-combustible por un gas ideal, se tiene la eficiencia del ciclo de Otto:

$$e = 1 - \frac{1}{(V_1/V_2)^{\gamma-1}}$$

- $V_1/V_2$  es la relación de compresión

## Eficiencia del ciclo de Otto

Trabajo neto(Primera Ley):

$$W = Q_h - Q_c$$

Pero:

$$Q_h = n C_V (T_C - T_B), Q_c = n C_V (T_D - T_A)$$

Esto es:

$$e = 1 - \frac{T_D - T_A}{T_C - T_B}$$

Para procesos adiabáticos se tiene que

$$TV^{\gamma-1} = \text{constante}$$

Luego

$$T_A V_A^{\gamma-1} = T_B V_B^{\gamma-1}, T_C V_C^{\gamma-1} = T_D V_D^{\gamma-1}$$

Recordando que,  $V_A = V_D = V_1$  y  $V_B = V_C = V_2$ , se tiene que:

$$\frac{T_D - T_A}{T_C - T_B} = \left( \frac{V_2}{V_1} \right)^{\gamma-1}$$

## 2.1 Proceso isentrópico Gas ideal

$$\Delta S = n C_V \ln \frac{T_f}{T_i} + n R \ln \frac{V_f}{V_i} = 0$$

$$\frac{T_f}{T_i} = \left( \frac{v_i}{v_f} \right)^{\gamma-1}, Pv = RT$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

Vemos que, en un proceso isentrópico, tanto  $P$  como  $v$  dependen sólo de la temperatura del estado.

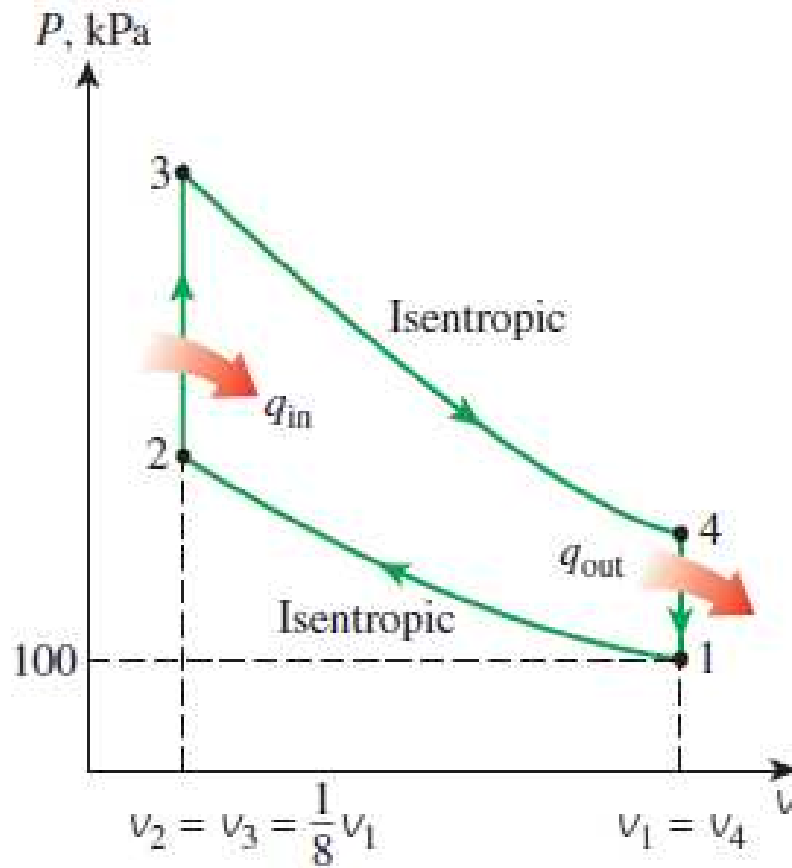
Escojamos una temperatura de referencia  $T_0$ . Podemos definir la presión relativa en un proceso isentrópico por:

$$P_r(T) = \frac{P(T)}{P(T_0)}, v_r(T) = \frac{v(T)}{v(T_0)}$$

Se tiene que, en un proceso isentrópico,

$$\frac{P_r(T_1)}{P_r(T_2)} = \frac{P(T_1)}{P(T_2)}, \frac{v_r(T_1)}{v_r(T_2)} = \frac{v(T_1)}{v(T_2)}$$

**Ejercicio 1.** Un ciclo Otto ideal tiene una relación de compresión de 8. Al comienzo del proceso de compresión el aire está a 100 kPa y 17C, y 800 kJ/kg de calor es transferido al aire durante el proceso de adición de calor a volumen constante. Tomando en cuenta la variación de los calores específicos del aire con la temperatura, determine (a) la temperatura y presión máxima que ocurren durante el ciclo, (b) el trabajo neto producido, (c) la eficiencia térmica, y (d) la presión efectiva media en el ciclo.(e) También determine la potencia de salida del ciclo, en kW, para una velocidad de máquina de 4000 rpm (rev/min). Suponga que este ciclo opera en una máquina que tiene 4 cilindros con un volumen de desplazamiento total de 1.6 L.



**Figura 2.**

- La temperatura máxima en el ciclo de Otto ocurre en 3, pero primero necesitamos encontrar las propiedades del estado 2, usando tabla A-17

$$T_1 = 290K \rightarrow u_1 = 206.91 \text{ kJ/kg}, v_{r1} = 676.1$$



- Proceso 1-→2(proceso isentrópico de un gas ideal):

$$\frac{v_{r2}}{v_{r1}} = \frac{v_2}{v_1} = \frac{1}{r} \rightarrow v_{r2} = \frac{v_{r1}}{r} = \frac{676.1}{8} = 84.51 \rightarrow T_2 = 652.4K, u_2 = 475.11 \text{ kJ/kg}$$

$$\frac{P_2 v_2}{T_2} = \frac{P_1 v_1}{T_1}, P_2 = P_1 \frac{T_2}{T_1} r = 100 \text{ kPa} \frac{652.4}{290} 8 = 1799.7 \text{ kPa}$$

- Proceso 2-→3(adición de calor a volumen constante)

$$q_{\text{en}} = u_3 - u_2, \quad u_3 = u_2 + q_{\text{en}} = 1275.11 \text{ kJ/kg}$$

$$\rightarrow T_3 = 1575.1K, \quad v_{r3} = 6.108$$

$$\frac{P_2 v_2}{T_2} = \frac{P_3 v_3}{T_3}, P_3 = P_2 \frac{T_3}{T_2} \frac{v_2}{v_3} = 1799.7 \text{ kPa} \frac{1575.1}{652.4} \frac{1}{8} =$$

$$P_3 = 4.345 \text{ MPa}$$

- Proceso 3-→4(proceso isentrópico de un gas ideal):

$$\frac{v_{r4}}{v_{r3}} = \frac{v_4}{v_3} = r \rightarrow v_{r4} = v_{r3} r = (6.108) 8 = 48.864 \rightarrow T_4 = 795.6K, u_4 = 588.74 \text{ kJ/kg}$$

- Proceso 4-→1(expulsión de calor a volumen constante)

$$q_{\text{sa}} = -(u_1 - u_4) = 588.74 - 206.91 = 381.83 \text{ kJ/kg}$$

- (b)  $w_{\text{neto}} = q_{\text{en}} - q_{\text{sa}} = 800 - 381.83 = 418.17 \text{ kJ/kg}$

- (c)  $\eta = \frac{w_{\text{neto}}}{q_{\text{en}}} = \frac{418.17}{800} = 0.523$ . Bajo condiciones de calores específicos constantes a temperatura ambiente, tendríamos:  $\eta = 1 - r^{\gamma-1} = 1 - (8)^{1.4-1} = 0.565$ , lo que es bastante diferente al resultado anterior. Cuidado con la hipótesis de calores específicos constantes a temperatura ambiente! Aquí aparece dependencia de la temperatura.
- (d) La presión media se calcula usando su definición:

$$\bar{P} = \frac{w_{\text{neto}}}{v_1 - v_2} = \frac{w_{\text{neto}}}{v_1 \left(1 - \frac{1}{r}\right)}$$

$$v_1 = \frac{RT_1}{P_1} = 0.8323 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\bar{P} = 574 \text{ kPa}$$

- (e) El aire total contenido por los cuatro cilindros es:

$$m = \frac{V_d}{v_1} = \frac{0.0016}{0.8323} = 0.001922 \text{ kg}$$

- El trabajo neto producido en un ciclo:

$$W_{\text{neto}} = m w_{\text{neto}} = 0.001922 \times 418.17 \text{ kJ} = 0.8037 \text{ kJ}$$

- Potencia:

$$\dot{W}_{\text{neto}} = \frac{W_{\text{neto}} \dot{n}}{n_{\text{rev}}} = \frac{0.8037(4000)}{2} \left( \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \right) = 26.8 \text{ kW}$$

**Observación 1.**  $\frac{v_{r1}}{v_{r3}} \neq \frac{v_1}{v_3}$  porque estado 1 y estado 3 no están conectados por un proceso isentrópico.

### 3 Ciclo Diesel

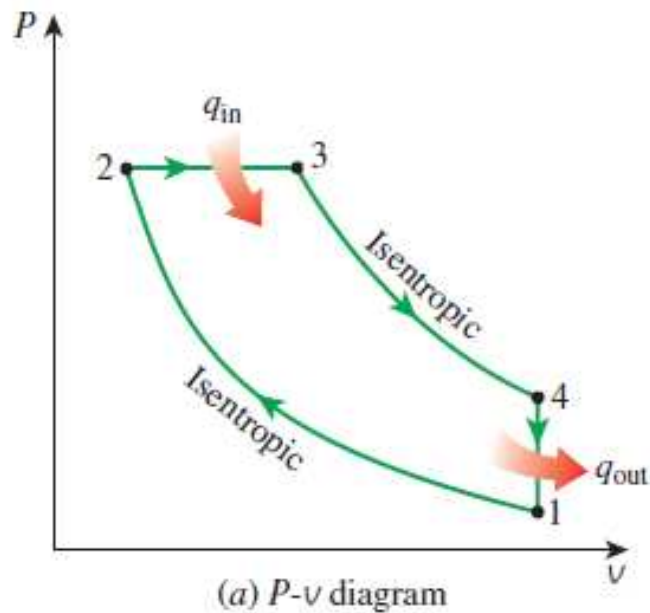


Figura 3.

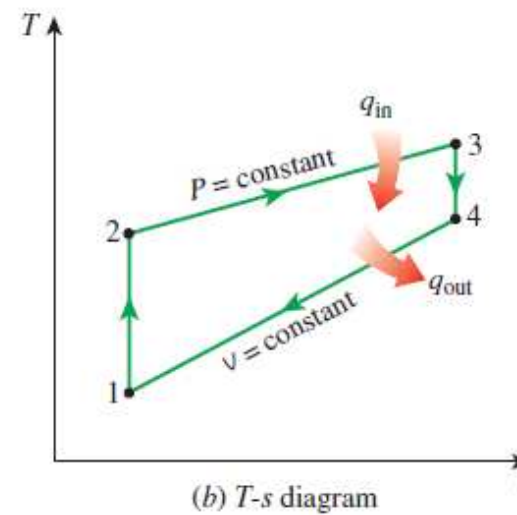


Figura 4.

1. **Compresión**, proceso 1-2: es un proceso de **compresión adiabática**

reversible (**isentrópica**), es decir **sin** intercambio de calor con el exterior. Viene a simbolizar el proceso de compresión de la masa fresca en el motor real, en el que en el pistón, estando en el punto muerto inferior (PMI), empieza su carrera de ascenso, comprimiendo el aire contenido en el cilindro. Ello eleva el estado termodinámico del fluido, aumentando su presión, su temperatura y disminuyendo su volumen específico, en virtud del **efecto adiabático**. En la idealización, el proceso viene gobernado por la ecuación de la isoentrópica, con  $\gamma$  índice de politropicidad isoentrópico  $\gamma = C_p/C_v$ .

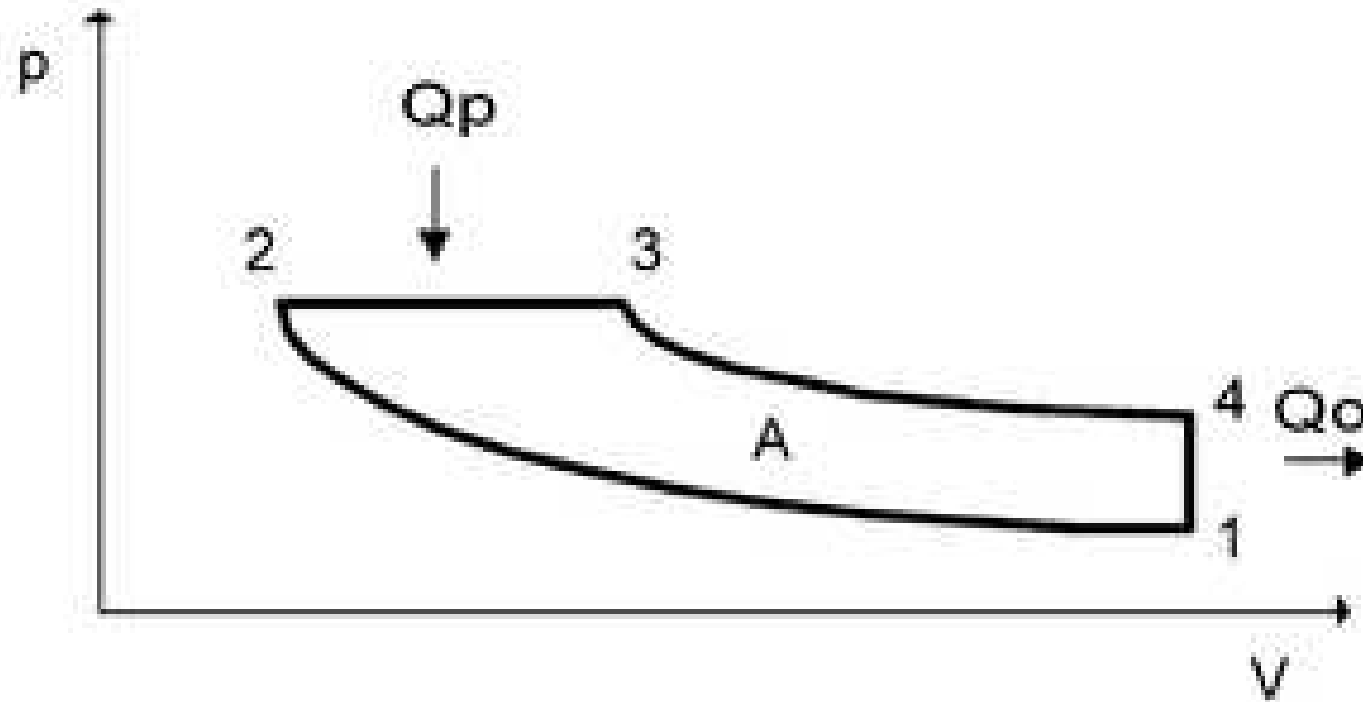
2. **Combustión**, proceso 2-3: en esta idealización, el **aporte de calor**  $Q_p$  se simplifica por un **proceso isóbaro** (a presión constante). Sin embargo, la combustión Diesel es mucho más compleja: en el entorno del punto muerto superior (PMS) (en general un poco antes de alcanzarlo debido a problemas relacionados con la inercia térmica de los fluidos, es decir el retraso que hay entre la inyección y la inflamación espontánea), se inicia la inyección del combustible (en motores de automóviles, gasóleo, aunque basta con

que el combustible sea lo suficientemente autoinflamable y poco volátil). El inyector pulveriza y perliza "atomiza" el combustible, que, en contacto con la atmósfera interior del cilindro, comienza a evaporarse. Como quiera que el combustible de un motor Diesel tiene que ser muy autoinflamable (gran poder detonante, índice de Cetano alto), ocurre que, mucho antes de que haya terminado la inyección de todo el combustible, las primeras gotas de combustible inyectado se autoinflaman y dan comienzo a una primera combustión caracterizada por ser muy turbulenta e imperfecta, al no haber tenido la mezcla de aire y combustible tiempo suficiente como para homogeneizarse. Esta etapa es muy rápida, y en el presente ciclo se obvia, pero no así en el llamado ciclo Diesel rápido, en el que se simboliza como una compresión isócora al final de la compresión. Posteriormente, se da, sobre la masa fresca que no ha sido quemada, una segunda combustión, llamada combustión por difusión, mucho más pausada y perfecta, que es la que aquí se simplifica por un proceso isóbaro. En esta combustión por difusión se suele quemar en torno al 80% de la masa fresca, de ahí que la etapa anterior se suele obviar. Sin embargo, también es cierto que la inmensa mayoría del trabajo de presión y de las pérdidas e irreversibilidades del ciclo se dan en la combustión inicial, por lo que omitirla sin más solo conducirá

a un modelo imperfecto del ciclo Diesel. Consecuencia de la combustión es el elevamiento súbito del estado termodinámico del fluido, en realidad debido a la energía química liberada en la combustión, y que en este modelo ha de interpretarse como un calor que el fluido termodinámico recibe, y a consecuencia del cual se expande en un proceso isóbaro reversible.

3. **Explosión/Expansión**, proceso 3-4: se simplifica por una **expansión isentrópica** (adiabática) del fluido termodinámico, hasta el volumen específico que se tenía al inicio de la compresión. En la realidad, la expansión se produce a consecuencia del elevado estado termodinámico de los gases tras la combustión, que empujan al pistón desde el PMS hacia el PMI, produciendo un trabajo. Nótese como, como en todo ciclo de motor de cuatro tiempos o dos tiempos, solo en esta carrera, en la de expansión, se **produce un trabajo**.
4. **Última etapa**, proceso 4-1: esta etapa es un **proceso isocórico** (escape) es decir a **volumen constante**. Desde la presión final de expansión hasta la presión inicial de compresión. En rigor, carece de cualquier significado físico, y simplemente se emplea ad hoc, para poder cerrar el ciclo ideal. Sin embargo, hay autores que no satisfechos con todas las idealizaciones realizadas, insisten en dar un significado físico a esta etapa, y la asocian a la **renovación de la carga**. , pues, razonan, es esto lo que se produce en las

dos carreras que preceden a la compresión y siguen a la expansión: el escape de masa quemada y la admisión de masa fresca. No obstante, el escape es un proceso que requiere mucho más trabajo que el que implica este proceso (ninguno), y además ninguno de los dos procesos se da, ni por asomo, a volumen específico constante.



**Figura 5.** Ciclo termodinámico presión - Volumen de un motor diésel lento.

Es importante notar cómo, en el ciclo Diesel, no se deben confundir nunca los cuatro tiempos del motor con el ciclo termodinámico que lo idealiza, que solo se refiere a dos de los tiempos: la carrera de compresión y la de expansión; el proceso de **renovación de la carga**.. cae fuera de los procesos del ciclo Diesel, y ni tan siquiera es un proceso termodinámico en el sentido estricto.

- Sistema cerrado:  $q_{\text{in}} - w_{\text{out}} = u_3 - u_2, P = \text{cte}$

$$\begin{aligned}
 q_{\text{in}} &= P_2(v_3 - v_2) + u_3 - u_2 = h_3 - h_2 = \\
 &\quad c_P(T_3 - T_2) \\
 -q_{\text{out}} &= u_1 - u_4, \quad V = \text{cte} \\
 q_{\text{out}} &= u_4 - u_1 = c_V(T_4 - T_1)
 \end{aligned}$$

- Eficiencia Diesel:

$$\eta = 1 - \frac{q_{\text{out}}}{q_{\text{in}}} = 1 - \frac{c_V(T_4 - T_1)}{c_P(T_3 - T_2)} =$$



$$1 - \frac{(T_4 - T_1)}{\gamma(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{\gamma T_2(T_3/T_2 - 1)}$$

## 4 Ciclo Brayton

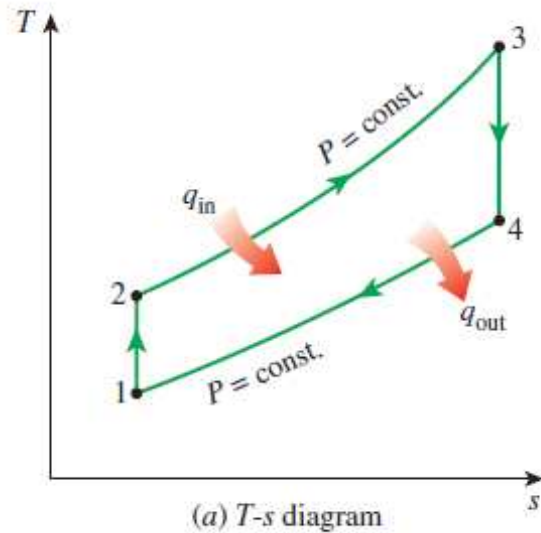


Figura 6.

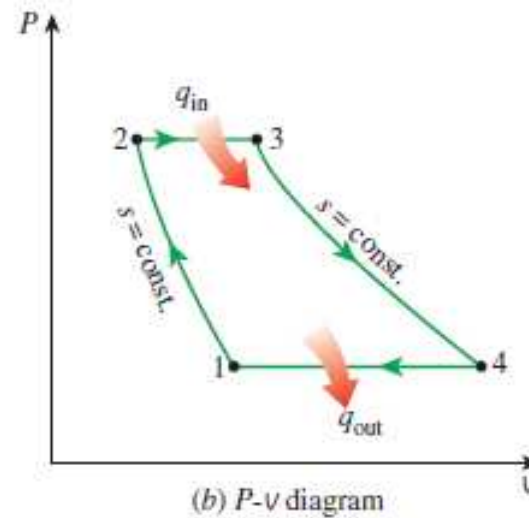


Figura 7.

$$q_{in} = h_3 - h_2 = c_P(T_3 - T_2)$$

$$q_{\text{out}} = h_4 - h_1 = c_P(T_4 - T_1)$$

$$\eta = 1 - \frac{c_P(T_4 - T_1)}{c_P(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{T_2(T_3/T_2 - 1)}$$

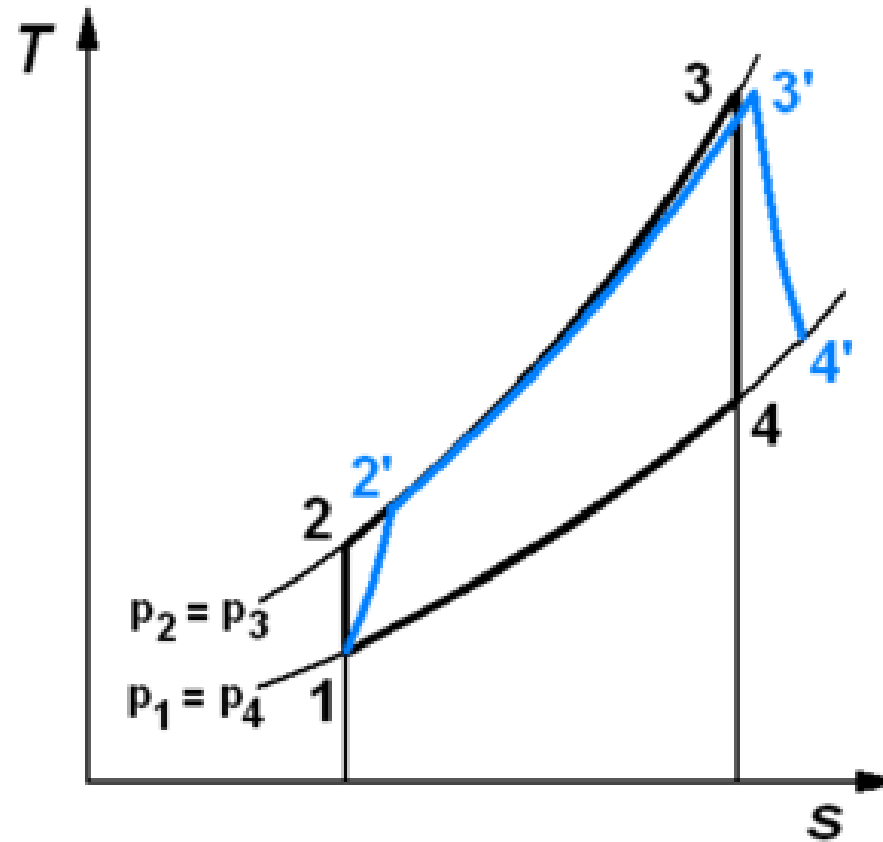
1->2,3->4 son isentrópicos y  $P_2 = P_3$ ,  $P_4 = P_1$ :

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \frac{T_3}{T_4}$$

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{r_P^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}, \quad r_P = \frac{P_2}{P_1}$$

El **ciclo Brayton**, también conocido como **ciclo Joule** o **ciclo Froude**, es un ciclo termodinámico consistente, en su forma más sencilla, en una etapa de compresión adiabática, una etapa de calentamiento isobárico y una expansión adiabática de un fluido termodinámico compresible. Es uno de los ciclos termodinámicos de más amplia aplicación, al ser la base del motor de turbina de gas, por lo que el producto del ciclo puede ir desde un trabajo mecánico que se emplee para la producción de electricidad en los quemadores de gas natural o algún otro aprovechamiento –caso de las industrias de generación eléctrica y de algunos motores terrestres o marinos,

respectivamente—, hasta la generación de un empuje en un aerorreactor.



**Figura 8.**

Diagrama del ciclo Brayton teórico (en negro) y real (en azul), en función de la entropía  $S$  y la temperatura  $T$ .

## 5 Ciclo Rankine

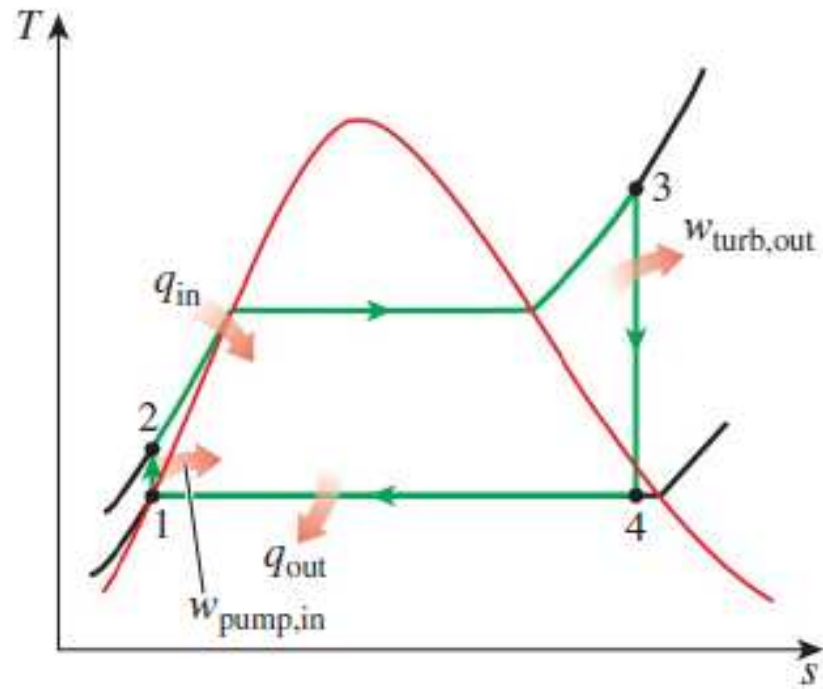


Figura 9.

## Balance de energía

$$(q_{\text{in}} - q_{\text{out}}) + (w_{\text{in}} - w_{\text{out}}) = h_e - h_i, \text{ kJ/kg}$$

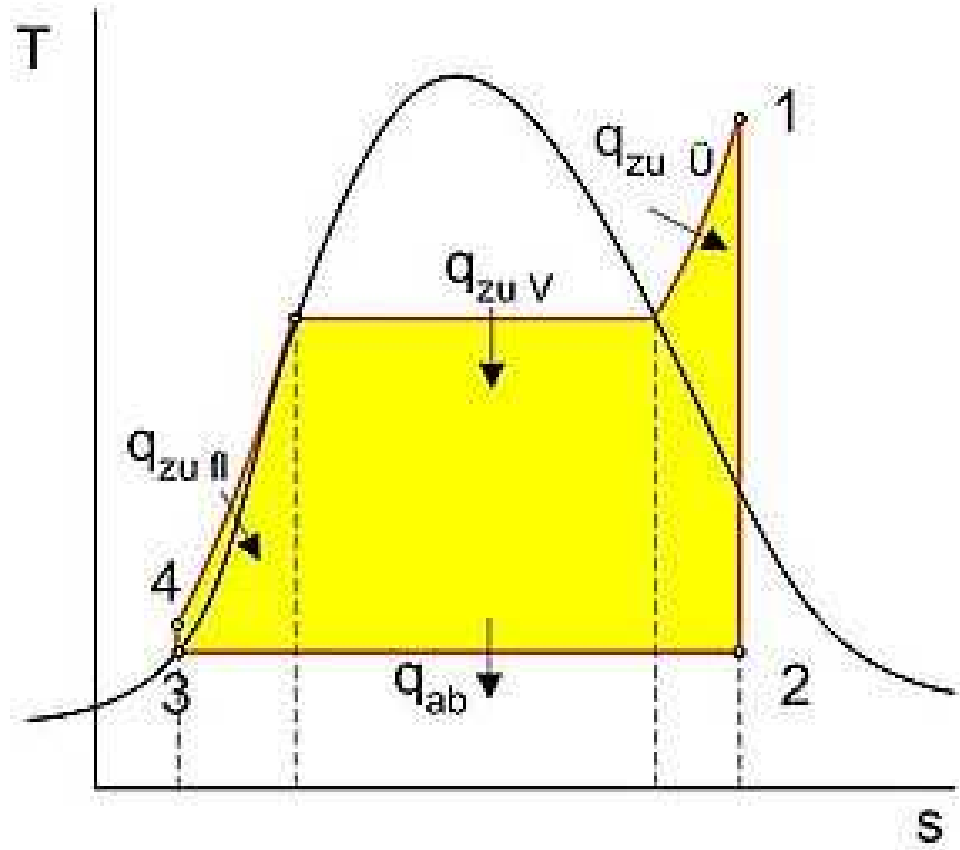
- Bomba( $q=0$ ):  $w_{\text{in}} = h_2 - h_1 = v(P_2 - P_1), h_1 = h_{f \circ P_1}, v \simeq v_1 = v_{f \circ P_1}$
- Caldera( $w = 0$ ):  $q_{\text{in}} = h_3 - h_2$
- Turbina( $q=0$ ):  $w_{\text{out}} = h_3 - h_4$
- Condensador( $w = 0$ ):  $q_{\text{out}} = h_4 - h_1$
- $\eta = \frac{w_{\text{neto}}}{q_{\text{in}}} = 1 - \frac{q_{\text{out}}}{q_{\text{in}}}$

El diagrama T-s de un ciclo Rankine ideal está formado por cuatro procesos: dos isoentrópicos y dos isobáricos. La bomba y la turbina son los equipos que operan según procesos isoentrópicos (adiabáticos e internamente reversibles). La caldera y el condensador operan sin pérdidas de carga y por tanto sin caídas de presión. Los estados principales del ciclo quedan definidos por los números del 1 al 4 en el diagrama T-s (1: vapor sobrecalentado; 2: mezcla bifásica de título elevado o vapor

húmedo; 3: líquido saturado; 4: líquido subenfriado). Los procesos que tenemos son los siguientes para el ciclo ideal (procesos internamente reversibles):

- Proceso 1-2: Expansión isoentrópica del fluido de trabajo en la turbina desde la presión de la caldera hasta la presión del condensador. Se realiza en una turbina de vapor y se genera potencia en el eje de la misma.
- Proceso 2-3: Transmisión de calor a presión constante desde el fluido de trabajo hacia el circuito de refrigeración, de forma que el fluido de trabajo alcanza el estado de líquido saturado. Se realiza en un condensador (intercambiador de calor), idealmente sin pérdidas de carga.
- Proceso 3-4: Compresión isoentrópica del fluido de trabajo en fase líquida mediante una bomba, lo cual implica un consumo de potencia. Se aumenta la presión del fluido de trabajo hasta el valor de presión en caldera.
- Proceso 4-1: Transmisión de calor hacia el fluido de trabajo a presión constante en la caldera. En un primer tramo del proceso el fluido de trabajo se calienta hasta la temperatura de saturación, luego tiene lugar el cambio de fase líquido-vapor y finalmente se obtiene vapor sobrecalentado. Este vapor sobrecalentado de alta presión es el utilizado por la turbina para generar la potencia del ciclo (la potencia neta del ciclo se obtiene realmente

descontando la consumida por la bomba, pero esta suele ser muy pequeña en comparación y suele despreciarse).



**Figura 10.**

El diagrama T-S de un ciclo de Rankine con vapor de alta presión sobrecalentado.

$\dot{Q}_{in}$ :Potencia térmica de entrada (energía por unidad de tiempo)

$\dot{m}$ :Caudal másico (masa por unidad de tiempo)

$\dot{W}$ :Potencia mecánica suministrada o absorbida (energía por unidad de tiempo)

$\eta$  Rendimiento térmico del ciclo (relación entre la potencia generada por el ciclo y la potencia térmica suministrada en la caldera, adimensional)

$h_1, h_2, h_3, h_4$  Entalpías específicas de los estados principales del ciclo

Cada una de las cuatro primeras ecuaciones se obtiene del balance de energía y del balance de masa para un volumen de control. La quinta ecuación describe la eficiencia termodinámica o **rendimiento térmico** del ciclo y se define como la relación entre la potencia de salida con respecto a la potencia térmica de entrada.

$$\frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}} = h_1 - h_4, \quad \frac{\dot{W}_{turbina}}{\dot{m}} = h_1 - h_2$$

$$\frac{\dot{Q}_{out}}{\dot{m}} = h_2 - h_3, \quad \frac{\dot{W}_{bomba}}{\dot{m}} = h_4 - h_3$$

$$\eta = \frac{\dot{W}_{turbina} - \dot{W}_{bomba}}{\dot{Q}_{in}}$$



Se puede hacer un balance energético en el condensador y la caldera, lo que nos permite conocer los flujos másicos de refrigerante y gasto de combustible respectivamente, así como el balance entrópico para poder sacar la irreversibilidad del ciclo y energía perdida.

**Ejercicio 2.** BS 9.1 Determine la eficiencia de un ciclo de Rankine usando vapor de agua como fluido de trabajo en que la presión del condensador es 10 kPa. La presión de caldera es 2 MPa. El vapor deja la caldera como vapor saturado.

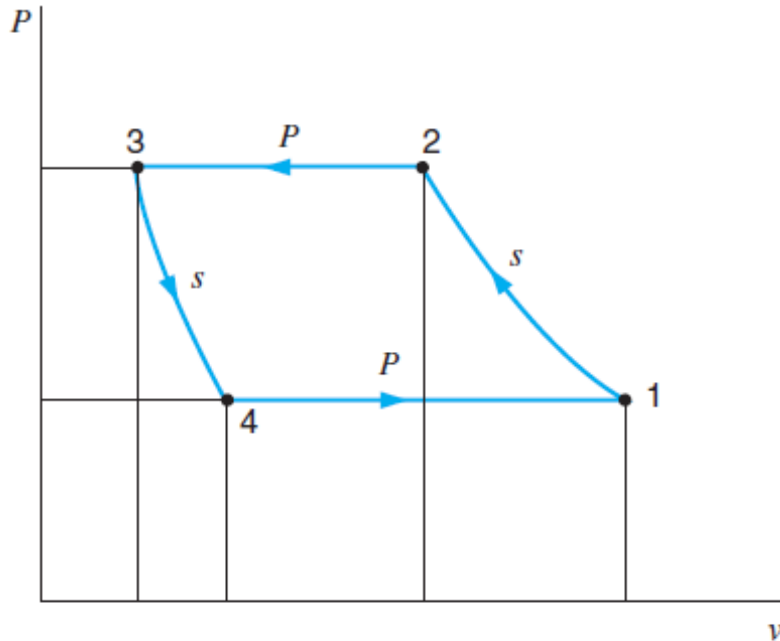
- $w_p$ : Trabajo sobre la bomba/kg de fluido
- $q_L$ : Calor que sale del fluido de trabajo/kg.
- Superficies de control alrededor de:1)La bomba,2)La caldera,3) La turbina y 4) El condensador.
- Proceso estacionario con valores despreciables de las energías cinéticas y potencial.
- Bomba:Balance de Energía:  $w_p = h_2 - h_1$ ;Entropía:  $s_2 = s_1$ .

$$h_2 - h_1 = \int_1^2 v \, dP$$

- Líquido incompresible:  $h_2 - h_1 = v(P_2 - P_1) = 0.00101 m^3/kg (2000 - 10) kPa = 2.0 kJ/kg$
- $h_2 = h_1 + w_p = 191.8 + 2.0 = 193.8 kJ/kg$
- Caldera:  $q_h = h_3 - h_2 = 2799.5 - 193.8 = 2605.7 kJ/kg$
- Turbina:  $w_t = h_3 - h_4; s_3 = s_4$
- $s_3 = s_4 = 6.3409 = 0.6493 + x_4 7.5009, x_4 = 0.7588$
- $h_4 = 191.8 + 0.7588(2392.8) = 2007.5 kJ/kg$
- $w_t = 2799.5 - 2007.5 = 792.0 kJ/kg$
- Condensador:  $q_L = h_4 - h_1 = 2007.5 - 191.8 = 1815.7 kJ/kg$
- Eficiencia térmica:  $\eta = \frac{w_{neto}}{q_h} = \frac{q_h - q_L}{q_h} = \frac{w_t - w_p}{q_h} = \frac{792 - 2}{2605.7} = 30.3\%$

## 6 Ciclos de refrigeración

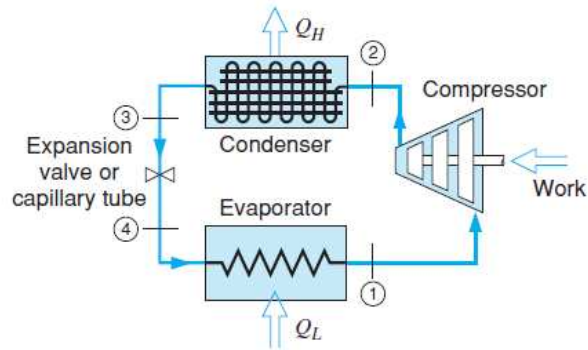
- Se obtienen cambiando la dirección de los procesos considerados en los ciclos de potencia.



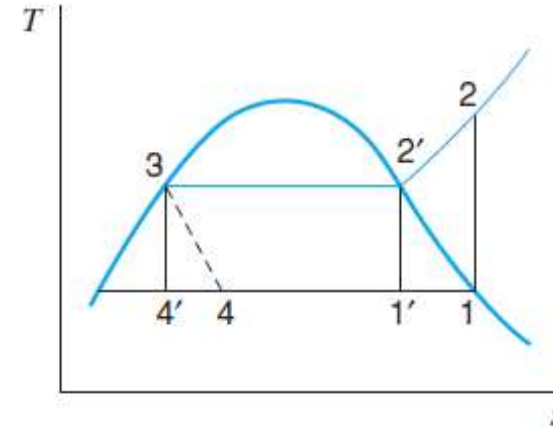
**Figura 11.** Un ciclo de refrigeración de 4 procesos

- Estado 3 es líquido saturado a la temperatura del condensador
- Estado 1 es vapor saturado a la temperatura del evaporador.
- El proceso 3-4 sucede en la mezcla, que será preferentemente líquido. Por lo tanto el trabajo producido es pequeño y no será considerado en el balance de energía.

- Por lo tanto la turbina se reemplaza por una válvula.



**Figura 12.**



**Figura 13.** Ciclo ideal de refrigeración de compresión de vapor

Se define la eficiencia de un refrigerador como:

$$\eta = \frac{Q_c}{W}$$

donde  $Q_c$  es el calor extraído del depósito frío y  $W$  es el trabajo hecho por el refrigerador.

\* MT que produce trabajo.

Eficiencia térmica

$$\eta = \frac{\text{trabajo producido por el sistema}}{\text{calor absorbido del reservorio caliente}}$$

\* Refrigerador

Coefficiente de rendimiento

$$\text{COP}_r = \frac{\text{energía removida del reservorio frío}}{\text{trabajo realizado sobre el sistema}}$$

\* Bomba de calor

Coefficiente de rendimiento

$$\text{COP}_b = \frac{\text{energía transferida al reservorio caliente}}{\text{trabajo realizado sobre el sistema}}$$

**Ejercicio 3.** BS9.6 Considere un ciclo ideal de refrigeración que usa R-134a como fluido de trabajo. La temperatura del refrigerante en el evaporador es  $-20^\circ\text{C}$ , y en el condensador es de  $40^\circ\text{C}$ . El refrigerante circula a una tasa de  $0.03 \text{ kg/s}$ . Determine el COP y la capacidad de la planta funcionando como refrigerador.

- El diagrama del ciclo se muestra en figura 13.
- Cada proceso es estacionario, sin cambios en la energía potencial o cinética.
- Balance de energía:  $w_c = h_2 - h_1$
- Entropía:  $s_2 = s_1$

Solución:

- $T_3 = 40C, P_g = P_2 = 1017 \text{ kPa}$ , de la tabla de R-134a,  $h_1 = 386.1 \text{ kJ/kg}$ ,  $s_1 = 1.7395 \text{ kJ/kg K}$

por lo tanto,  $s_2 = s_1 = 1.7395 \text{ kJ/kg K}$

- Por interpolación se obtiene  $T_2 = 47.7C$  y  $h_2 = 428.4 \text{ kJ/kg}$
- $w_c = h_2 - h_1 = 428.4 - 386.1 = 42.3 \text{ kJ/kg}$
- 3-4 Válvula de expansión: Balance de energía,  $h_3 = h_4$
- Entropía:  $s_3 + s_{\text{gen}} = s_4$
- $h_4 = h_3 = 256.5 \text{ kJ/kg}$
- 4-1 evaporador: Balance de energía:  $q_L = h_1 - h_4$
- $q_L = h_1 - h_4 = 386.1 - 256.5 = 129.6 \text{ kJ/kg}$
- $\text{COP}_r = \frac{q_L}{w_c} = \frac{129.6}{42.3} = 3.064$
- Capacidad de refrigeración:  $\dot{m} q_L = 0.03 \times 129.6 = 3.89 \text{ kW}$

## 7 Ciclo Stirling

El **ciclo Stirling** es un ciclo termodinámico del motor Stirling que busca obtener el máximo rendimiento. Por ello, es semejante al ciclo de Sadi Carnot.

A diferencia de la **máquina de Carnot**, esta máquina está constituida por dos isothermas, dos isócoras y un sistema de regeneración entre las isocoras. Cabe recordar que la máquina de Carnot ideal logra la mayor eficiencia asociada a los dos **focos térmicos** de los que normalmente consta una máquina.

Existe también una máquina similar según el **ciclo Ericsson**, la cual consta de dos isothermas y dos isobaras. También consta de un sistema de regeneración entre las isobaras como en el ciclo Stirling.

El **ciclo Stirling ideal** consiste de cuatro **procesos termodinámicos** que actúan sobre el fluido de trabajo:

- 1-2. **Compresión isotérmica** del gas a la temperatura inferior. Durante este proceso se cede al exterior una cantidad de calor a la fuente fría.
- 2-3. Absorción de calor a volumen constante (**isocórico** o **isócoro**). El gas absorbe del regenerador una cantidad de calor  $Q_r$  y aumenta su temperatura, lo que provoca un aumento de presión.
- 3-4. **Expansión isoterma** del gas a alta temperatura. Durante este proceso se absorbe calor de la fuente caliente.

- 4-1. Cesión de una cantidad de calor  $Q_r$  al regenerador a volumen constante, disminuyendo la temperatura del fluido.

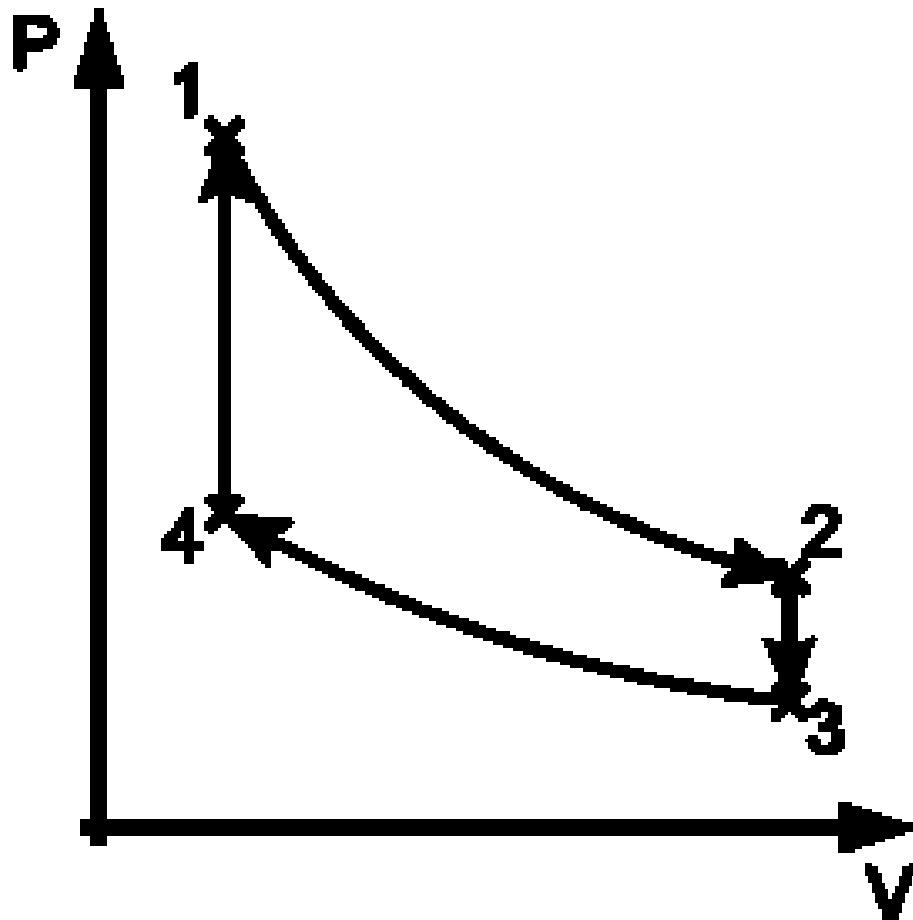


Figura 14. Ciclo Stirling ideal.



## 8 Ciclo Ericsson

Se supone que el que sigue el ciclo es un gas. Consta de 4 fases:

- Compresión isotérmica
- Calor añadida a presión constante (calentamiento isobárico)
- Expansión isotérmica
- Enfriamiento a presión constante (enfriamiento isobárico)