TEMA 7

CICLOS

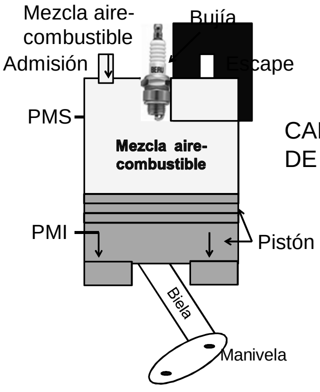
TERMODINÁMICOS

"OTTO"

NIKOLAUS AUGUST OTTO

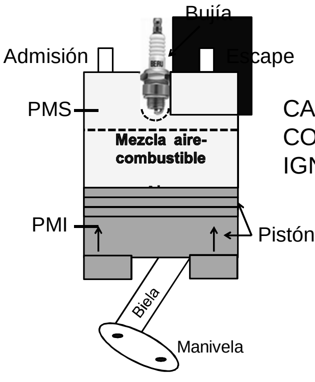
- Ingeniero alemán (1832 - 1891). En 1876 perfeccionó aquel modelo aplicando el ciclo de cuatro tiempos que había patentado Alphonse Beau de Rochas seis años antes; desde entonces se llama *ciclo de Otto* al ciclo de cuatro tiempos

MOTOR ENCENDIDO POR CHISPA (ECh)



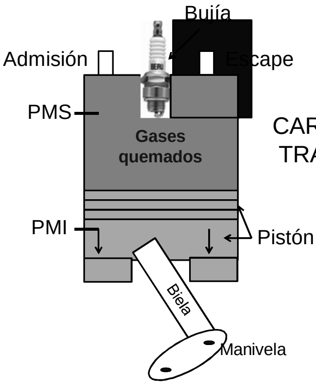
CARRERA DE ADMISIÓN

MOTOR ENCENDIDO POR CHISPA (ECh)



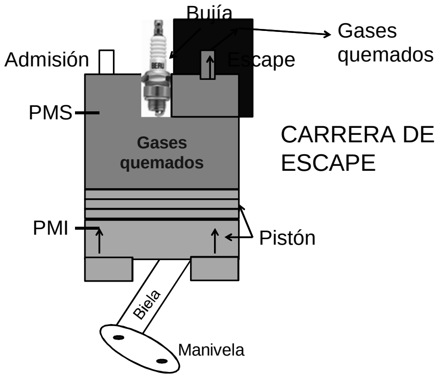
CARRERA DE COMPRESIÓN-IGNICIÓN

MOTOR ENCENDIDO POR CHISPA (ECh)



CARRERA DE TRABAJO

MOTOR ENCENDIDO POR CHISPA (ECh)



EL **CICLO OTTO**

Es el ciclo termodinámico ideal que se aplica en los motores de combustión interna. Se caracteriza porque todo el calor se aporta a volumen constante. El ciclo consta de cuatro procesos, sin considerar dos procesos que se cancelan mutuamente, y que a continuación se detallan:

E-A: Admisión a presión constante

A-B: Compresión isoentrópica

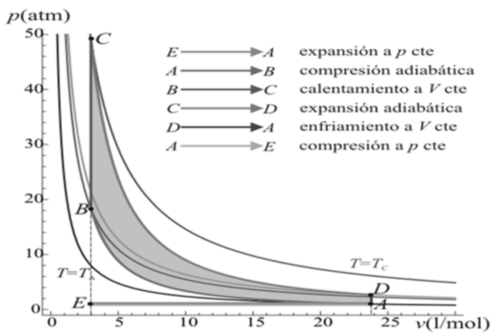
B-C: Combustión, aporte de calor a volumen constante. La presión se eleva rápidamente antes de comenzar la carrera de trabajo.

C-D: De potencia con expansión isoentrópica en la que el ciclo entrega trabajo

D-A: Rechazo de calor a través de los gases quemados expulsados al ambiente en un proceso a volumen constante

A-E: Escape, vaciado de gases producto de la combustión de la cámara a presión constante.

Hay dos tipos de motores que se rigen por el ciclo de Otto, los motores de dos tiempos y los motores de cuatro tiempos. Este último, junto con el motor Diésel, es el más utilizado en los automóviles ya que tiene un buen rendimiento y contamina mucho menos que el motor de dos tiempos.



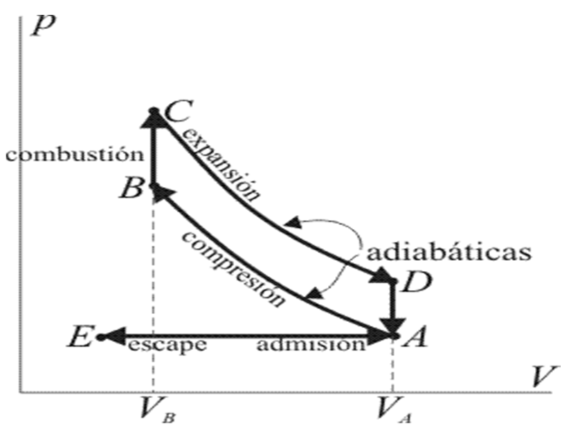


DIAGRAMA P-v

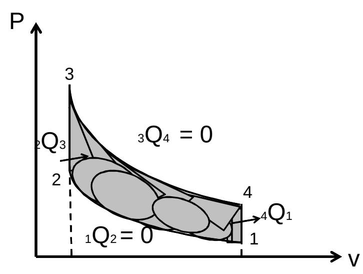
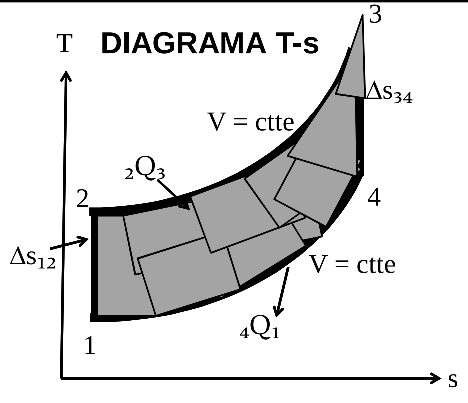


DIAGRAMA T-s



b)

CICLO OTTO DE AIRE NORMAL

PROCESOS REVERSIBLES

1 - 2 Compresión Adiabática ($_1Q_2 = 0$)

$$\overset{0}{\cancel{{}_1Q_2}} + {}_1W_2 = \Delta U_{12} = mCv\,(T_2 - T_1)$$

$\Delta S_{12} = 0$; Proceso isoentrópico

2 – 3 ISOMÉTRICO: SUMINISTRO DE CALOR

$$_2Q_3 + {}_2W_3 = \Delta U_{23} = mC_v\,(T_3 - T_2)$$

$$_2W_3 = -\int_2^3 P\,\overset{0}{\cancel{dV}} = 0_2$$

$$_2Q_3 = U_3 - U_2$$

$$_2Q_3 = U_3 - U_2 = mC_v(T_3 - T_2)$$

$$S_3 - S_2 = mc_v Ln\,\frac{T_3}{T_2} + \overset{0}{\cancel{mRLn\,\frac{V_3}{V_2}}}$$ … Gas Ideal

3 – 4 EXPANSIÓN ADIABÁTICA: ($_3Q_4 = 0$)

3 - 4 Expansión Adiabática ($_3Q_4 = 0$)

$$\overset{0}{\cancel{{}_3Q_4}} + {}_3W_4 = \Delta U_{34} = mCv\,(T_4 - T_3)$$

$\Delta S_{34} = 0$; Proceso isoentrópico

4 – 1 ISOMÉTRICO: RECHAZO DE CALOR

$$_4Q_1 + {}_4W_1 = \Delta U_{41} = mC_v\,(T_1 - T_4)$$

$$_4W_1 = -\int_4^1 P\,\overset{0}{\cancel{dV}} = 0$$

$$_4Q_1 = U_1 - U_4$$

$$_4Q_1 = U_1 - U_4 = mC_v(T_1 - T_4)$$

$$S_1 - S_4 = mc_v Ln\,\frac{T_1}{T_4} + \overset{0}{\cancel{mRLn\,\frac{V_1}{V_4}}}$$ … Gas Ideal

Relación de compresión = $r = \frac{V_1}{V_2}$

1ª LEY DE LA TERMODINÁMICA PARA CICLOS

$\S dQ + \S dW = 0$, $\S dQ = -\S dW$

$$\eta_{OTTO} = \frac{|W_{ciclo}|}{Q_{sum}} = \frac{Q_{ciclo}}{Q_{sum}}$$

$$\eta_{OTTO} = \frac{{}_2Q_3 + {}_4Q_1}{{}_2Q_3} = 1 + \frac{{}_4Q_1}{{}_2Q_3}$$

$$\eta_{OTTO} = 1 + \frac{\cancel{m}\cancel{c_v}(T_1 - T_4)}{\cancel{m}\cancel{c_v}(T_3 - T_2)}$$

$$\boxed{\eta_{OTTO} = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)}}$$

$$\eta_{OTTO} = \eta_{OTTO}(k, r)$$

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

$$\frac{V_1}{V_2} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{1}{K-1}} = \frac{V_4}{V_3} = \left(\frac{T_3}{T_4}\right)^{\frac{1}{K-1}}$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} \longrightarrow \frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2}$$

$$\eta_{OTTO} = 1 - \frac{(\cancel{T_4/T_1} - 1)}{T_2/T_1(\cancel{T_3/T_2} - 1)}$$

1

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{K-1} = r^{K-1}$$

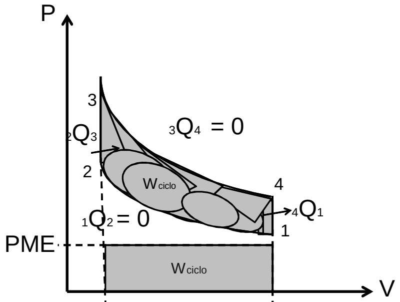
$$\boxed{\eta_{OTTO} = 1 - \frac{1}{r^{(K-1)}}}$$

PRESIÓN MEDIA EFECTIVA (PME)

$$W_{ciclo} = PME\,(V_1 - V_2)$$

$$\boxed{PME = \frac{W_{ciclo}}{V_1 - V_2}}$$

DIAGRAMA P-v



***EJERCICIO**: 4

Primer final, Semestre 2009 -2

1. Un ciclo Otto ideal monocilíndrico de cuatro tiempos y 60 (mm) de diámetro de pistón esta limitado por los volúmenes V_1 = 480 (cm³) y V_2 = 120 (cm³), y por las presiones absolutas siguientes: P_1 = 0.1 (MPa), P_2 = 0.7 (MPa), P_3 = 3.5 (MPa) y P_4 = 0.5 (MPa). Si consideramos que la sustancia de trabajo es aire como gas ideal, determine:

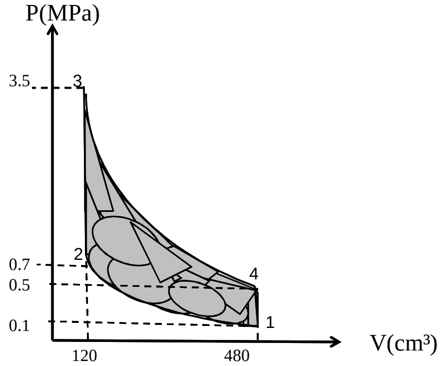
a) El diagrama de la presión en función del volumen, P = f(V) y la relación de compresión.

b) La temperatura del fluido al final de la compresión, si la temperatura al final del rechazo de calor al medio, a volumen constante es 35 (°C).

c) La masa de aire.

d) La variación de entropía en el proceso de la compresión.

RESOLUCIÓN **a)**



$$r = \frac{V_1}{V_2}$$

Sustituyendo:

$$r = \frac{0.00048\ (m^3)}{0.00012\ (m^3)}$$

$$\boxed{r = 4\ (l)}$$

b)

$T_1 = 35\ (°C) = 308.15\ (K)$

$$\left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1} = \frac{T_2}{T_1}$$

$$T_2 = T_1\left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1}$$

Sustituyendo términos:

$$T_2 = (308.15)\left(\frac{0.00048}{0.00012}\right)^{k-1}$$

$$\boxed{T_2 = 536.52\ (K)}$$

c)

$P_1V_1 = mRT_1$

Despejando m:

$$m = \frac{P_1V_1}{RT_1}$$

Sustituyendo:

$$m = \frac{(0.1 \times 10^6)(0.00048)}{(286.7)(308.15)}$$

m = 0.5433 (g)

d)

Como es un proceso adiabático reversible

$_1\Delta S_2 = 0$ (J/K)

EJERCICIO: 5

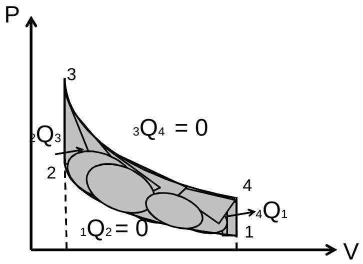
En un Ciclo Otto de aire estándar, el aire se encuentra a 0.095 (MPa) y 22 (ºC) al comenzar la carrera de compresión. El volumen del cilindro es de 2.8 (ℓ). La relación de compresión es 9 y el proceso de suministro de calor es de 3.54 (kJ). Utilizando los valores de la Tabla A-5, determínese:

a) La temperatura y la presión al final de los procesos de suministro de calor y de expansión.

b) El flujo volumétrico del aire en (m^3/min) medido en las condiciones existentes al comenzar la compresión, necesaria para producir una potencia neta de 110 (kw).

a) La temperatura y la presión al final de los proce-sos de suministro de calor y de expansión.

P_3 = ?, T_3 = ?, P_4 = ?, T_4 = ?,



P_1 = 0.095 (MPa)

T_1 = 22 (ºC) = 295 (K)

V_1 = 2.8 (ℓ) = 2.8 x 10^{-3} (m^3)

r = 9

$_2Q_3$ =3.54 (kJ) **RESOLUCIÓN**

Gas Ideal: $P_1V_1 = mRT_1$;

$$m = \frac{P_1V_1}{RT_1} = \frac{(0.95 \times 10^5)(2.8 \times 10^{-3})}{(286.98)(295)} = 3.142 \times 10^{-3} \text{ (kg)}$$

Edo	P (bar)	V (m^3)	T (K)
1	0.95	2.8 x 10^{-3}	295
2			
3			
4		2.8 x 10^{-3}	

Para determinar las propiedades faltantes de la Tabla anterior, se efectuará un análisis del estado termodinámico del aire, relacionando lss propiedades termodinámicas en cada proceso.

1– 2 ADIABÁTICO

(Ec. PV^k = ctte)

$$P_1V_1^k = P_2V_2^k$$

$$P_2 = P_1\left(\frac{V_1}{V_2}\right)^k$$

$$P_2 = P_1 r^k$$

$$P_2 = (0.095)(9)^{1.4} = 2.059\ (MPa) = \boxed{20.59\ (bar)}$$

Tabla A- 3, T = 300 (K); k = 1.4

$$P_2 = 20.59\ (bar)$$

$$r = V_1/V_2;$$

$$V_2 = V_1/r = 2.8 \times 10^{-3}/\ 9 = 3.111 \times 10^{-4}\ (m^3)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1}$$

$$T_2 = T_1 r^{k-1} = (295)(9)^{0.4} = \boxed{710.42\ (K)}$$

2 – 3 ISOMÉTRICO (Suministro de calor)

$${}_2Q_3 + \cancel{{}_2W_3}^{\,0} = \Delta U_{23} = m(u_3 - u_2)$$

De la Tabla A-5 para T_2 y despejando u_3

$$u_3 = \frac{{}_2Q_3}{m} + u_2 = \frac{3.54}{3.142 \times 10^{-3}} + 520.23$$

$$\boxed{u_3 = 1{,}646.9\ (kJ/kg);\ T_3 = 1{,}967.0\ (K)}$$

$$\frac{P_2}{T_2} = \frac{P_3}{T_3};\ P_3 = P_2\ \frac{T_3}{T_2}$$

$$P_3 = (20.59)\left(\frac{1{,}967.0}{710.42}\right) = \boxed{57.01\ (bar)}$$

3 – 4 ADIABÁTICO

$$P_3 V_3^k = P_4 V_4^k \rightarrow P_4 = P_3\left(\frac{V_3}{V_4}\right)^k$$

$$P_4 = (57.01)(1/9)^{1.4}$$

$$\boxed{P_4 = 2.63\ (bar)}$$

4 – 1 ISOMÉTRICO

$$\frac{P_1}{T_1} = \frac{P_4}{T_4};\ T_4 = T_1\left(\frac{P_4}{P_1}\right)$$

$$T_4 = (295)\left(\frac{2.63}{0.95}\right)$$

$$\boxed{T_4 = 816.68\ (K)}$$

Edo	P (bar)	V(m³)	T(K)
1	0.95	2.8×10^{-3}	295
2	20.59	3.111×10^{-4}	710.42
3	57.01	3.111×10^{-4}	1,967.0
4	2.63	2.8×10^{-3}	816.68

b) El flujo volumétrico del aire en (m^3/min) medido en las condiciones existentes al comenzar la compresión, necesitada para producir una potencia neta de 110 (kW).

G_1 = ? (m^3/min); $\dot{W}_{ciclo}$ = 110 (KW)

$$\dot{W}_{ciclo} = M_1 w_{ciclo} = (\rho \overline{V} A)_1 \, w_{ciclo}$$

$$\dot{W}_{ciclo} = \rho_1 G_1 w_{ciclo}$$

Despejando G_1 de la Ec. anterior

$$G_1 = \frac{\dot{W}_{ciclo}}{\rho_1 w_{ciclo}} = \frac{(v_1)(\dot{W}_{ciclo})}{w_{ciclo}} \quad \ldots(1)$$

$$v_1 = \frac{V_1}{m}$$

$$v_1 = \frac{2.8 \times 10^{-3}}{3.142 \times 10^{-3}} = 0.8911 \ (m^3/kg)$$

$$\eta_{OTTO} = \frac{|w_{ciclo}|}{q_{sum}} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}}$$

$$w_{ciclo} = ({}_2q_3)\left(1 - \frac{1}{r^{k-1}}\right)$$

$$w_{ciclo} = \left(\frac{{}_2Q_3}{m}\right)\left(1 - \frac{1}{r^{k-1}}\right)$$

$$w_{ciclo} = \left(\frac{(3.54)}{3.142 \times 10^{-3}}\right)\left(1 - \frac{1}{9^{0.4}}\right)$$

$$\boxed{w_{ciclo} = 658.762 \ (kJ/kg)}$$

Sustituyendo en la Ec. (1)

$$G_1 = \frac{(0.8911)(110)}{658.762} = 0.1488 \ (m^3/s)$$

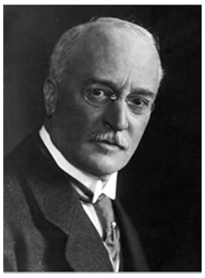
$$G_1 = 0.1488 \times 60$$

$$\boxed{G_1 = 8.928 \ (m^3/min)}$$

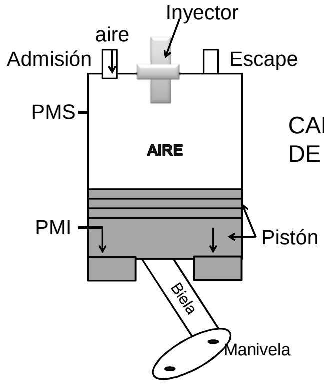
“DIESEL”

RUDOLF DIESEL

- Ingeniero alemán (1858 - 1913). En 1892 patentó el motor de combustión interna que recibió su nombre, y que utilizaba la combustión espontánea del combustible.

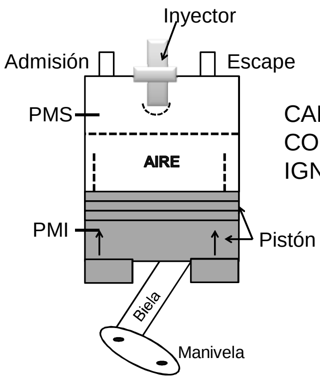


MOTOR ENCENDIDO POR COMPRESIÓN (EC)



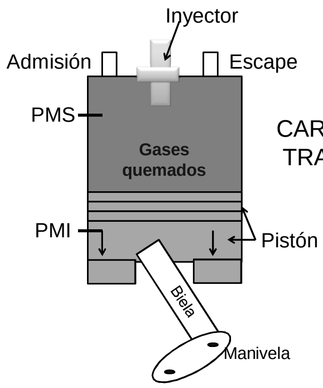
CARRERA DE ADMISIÓN

MOTOR ENCENDIDO POR COMPRESIÓN (EC)



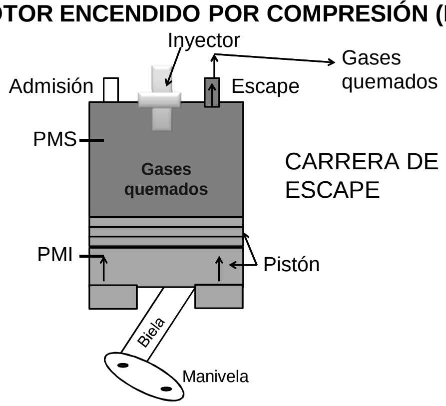
CARRERA DE COMPRESIÓN-IGNICIÓN

MOTOR ENCENDIDO POR COMPRESIÓN (EC)



CARRERA DE TRABAJO

MOTOR ENCENDIDO POR COMPRESIÓN (EC)

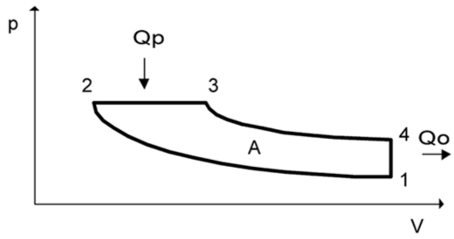


CARRERA DE ESCAPE

CICLO DIESEL

El **ciclo del <u>motor Diesel</u>** lento (en contraposición al ciclo rápido, más aproximado a la realidad) ideal de cuatro tiempos es una idealización del diagrama del indicador de un motor Diesel, en el que se omiten las fases de renovado de la masa y se asume que el fluido termodinámico que evoluciona es un gas perfecto, en general aire.

Además, se acepta que todos los procesos son ideales y reversibles, y que se realizan sobre el mismo fluido. Aunque todo ello lleva a un modelo muy aproximado del comportamiento real del motor, permite al menos extraer una serie de conclusiones cualitativas con respecto a este tipo de motores.



Ciclo Termodinámico de un motor Diesel lento

ETAPAS
PROCESO 1 - 2: **COMPRESIÓN**

Es un proceso de compresión adiabática reversible (isoentrópica). Es el proceso de compresión de la masa fresca de aire 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 aire, aumentando su presión, su temperatura y disminuyendo su volumen específico, en virtud de la

compresión adiabático. En la idealización, este proceso se expresa por la ecuación desarrollada para los procesos adiabáticos:

PV^k = ctte, con k índice adiabático.

Para este ciclo se define la relación de corte (r_c) como:

$$r_c = V_3/V_2$$

1 – 2 Compresión Adiabática (${}_1Q_2 = 0$)

$$\cancel{{}_1Q_2}^{\,0} + {}_1W_2 = \Delta U_{12} = mC_v\,(T_2 - T_1)$$

$\Delta S_{12} = 0$; Proceso isoentrópico

PROCESO 2 - 3:**COMBUSTIÓN**

En esta idealización, se simplifica por un proceso isóbaro. 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), 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 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), 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 de aire 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 un 80% de la masa fresca de aire, de ahí que la etapa anterior se suela 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 sólo 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.

2 – 3 ISOBÁRICO: SUMINISTRO DE CALOR

$$ {}_2Q_3 + {}_2W_3 = \Delta U_{23} = mC_v\,(T_3 - T_2) $$

$$ {}_2W_3 = -\int_2^3 PdV = -P(V_3 - V_2) = -P_3V_3 + P_2V_2 $$

$$ {}_2Q_3 = U_3 - U_2 - {}_2W_3 = U_3 - U_2 + P_3V_3 - P_2V_2 $$

$$ {}_2Q_3 = H_3 - H_2 = mC_p(T_3 - T_2) $$

$$ S_3 - S_2 = mc_p\mathrm{Ln}\,\frac{T_3}{T_2} - \cancelto{0}{mR\mathrm{Ln}\,\frac{P_3}{P_2}} = 0 \quad \text{Gas Ideal} $$

2 – 3 ISOBÁRICO: SUMINISTRO DE CALOR

$$ {}_2Q_3 + {}_2W_3 = \Delta U_{23} = mC_v\,(T_3 - T_2) $$

$$ {}_2W_3 = -\int_2^3 PdV = -P(V_3 - V_2) = -P_3V_3 + P_2V_2 $$

$$ {}_2Q_3 = U_3 - U_2 - {}_2W_3 = U_3 - U_2 + P_3V_3 - P_2V_2 $$

$$ {}_2Q_3 = H_3 - H_2 = mC_p(T_3 - T_2) $$

$$ S_3 - S_2 = mc_p\mathrm{Ln}\,\frac{T_3}{T_2} - \cancelto{0}{mR\mathrm{Ln}\,\frac{P_3}{P_2}} = 0 \quad \text{Gas Ideal} $$

PROCESO 3 - 4: **EXPANSIÓN**

Se representa por una expansión isoentrópica del aire 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 el trabajo. Nótese que, como en todo ciclo de motor de cuatro tiempos, sólo en esta carrera, en la de expansión, se produce un trabajo.

3 – 4 EXPANSIÓN ADIABÁTICA (${}_3Q_4 = 0$)

$$ \cancelto{0}{{}_3Q_4} + {}_3W_4 = \Delta U_{34} = mC_v\,(T_4 - T_3) $$

$\Delta S_{34} = 0$; Proceso isoentrópico

ÚLTIMA ETAPA, PROCESO 4-1

Esta etapa es un <u>proceso isométrico o isocórico</u> (escape). 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 siginificado físico a esta etapa, y la asocian al renovado de la carga, pues, razonan, que 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, y además ninguno de los dos procesos se da, ni por asomo, a volumen específico constante.

4 – 1 ISOMÉTRICO: RECHAZO DE CALOR

$${}_4Q_1 + \overset{0}{\cancel{{}_4W_1}} = \Delta U_{41} = mC_v\,(T_1 - T_4)$$

$$S_1 - S_4 = mc_v Ln\,\frac{T_1}{T_4} + mR\,\overset{0}{\cancel{Ln\,\frac{V_1}{V_4}}} = 0 \qquad \text{Gas Ideal}$$

DIAGRAMA P-v

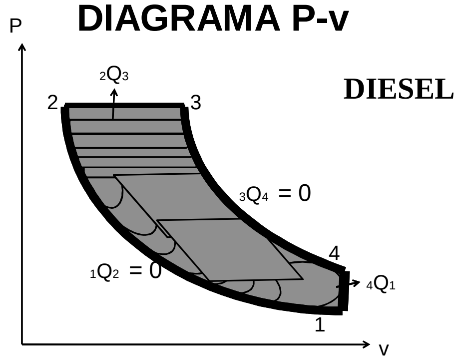
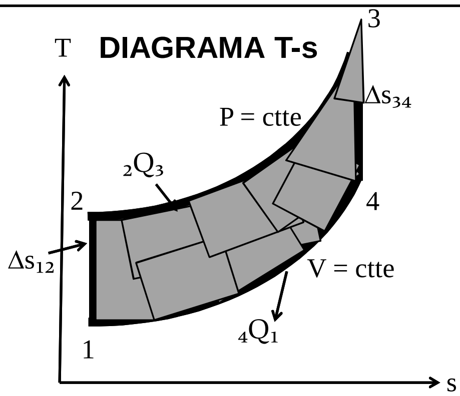


DIAGRAMA T-s



b)

EFICIENCIA DEL CICLO DE DIESEL (η_D)

$$\eta_D = \frac{|W_{ciclo}|}{Q_{sum}} = \frac{Q_{CICLO}}{Q_{sum}}$$

$$\eta_D = \frac{\overset{0}{\cancel{{}_1Q_2}} + {}_2Q_3 + \overset{0}{\cancel{{}_3Q_4}} + {}_4Q_1}{{}_2Q_3}$$

$$\eta_D = \frac{{}_2Q_3 + {}_4Q_1}{{}_2Q_3} = 1 + \frac{{}_4Q_1}{{}_2Q_3}$$

$$\eta_D = 1 + \frac{mc_v(T_1 - T_4)}{mc_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{c_v(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} \quad ; \frac{c_p}{c_v} = k$$

$$\eta_D = 1 - \frac{T_1/T_1(T_4 - T_1)}{kT_2/T_2(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1\,(T_4/T_1 - 1)}{T_2(k)(T_3/T_2 - 1)}$$

$$\eta_D = 1 - \frac{(T_4/T_1 - 1)}{(T_2/T_1)(k)(T_3/T_2 - 1)} \quad ; \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{K-1} = r^{K-1}$$

$$\eta_D = 1 - \frac{(T_4/T_1 - 1)}{(r^{K-1})(k)(T_3/T_2 - 1)}$$

PARA EL PROCESO ISOMÉTRICO DE 4 - 1

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{P_4}{P_1} \quad \left|\begin{array}{l} P_4V_4^k = P_3V_3^k \;;\; P_4 = P_3\left(\dfrac{V_3^k}{V_4^k}\right) = P_3\left(\dfrac{V_3}{V_4}\right)^k \\ P_1V_1^k = P_2V_2^k \;;\; P_1 = P_2\left(\dfrac{V_2^k}{V_1^k}\right) = P_2\left(\dfrac{V_2}{V_1}\right)^k \end{array}\right.$$

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{\cancel{P_3}\,(V_3/\cancel{V_4})^k}{\cancel{P_2}\,(V_2/\cancel{V_1})^k} \quad \left[\begin{array}{l} P_3 = P_2 \\ V_4 = V_1 \end{array}\right.$$

$$\frac{T_4}{T_1} = \left(\frac{V_3}{V_2}\right)^k = r_c^k \text{ ; sustituyendo en } \eta_D$$

$$\eta_D = 1 - \frac{(r_c^k - 1)}{(r^{k-1})(k)(T_3/T_2 - 1)}$$

PARA EL PROCESO ISOBÁRICO 2 - 3

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{V_3}{V_2} = r_c \quad \text{sustituyendo en } \eta_D$$

$$\eta_D = 1 - \frac{(r_c^k - 1)}{(r^{k-1})(k)(r_c - 1)}$$

NOTA

Es importante notar como, en el ciclo Diesel, no se deben confundir nunca los cuatro tiempos del motor con el ciclo termodinámico que lo idealiza, que sólo se refiere a dos de los tiempos: la carrera de compresión y la de expansión; el proceso de admisión y expulsión de la carga de aire cae fuera de los procesos del ciclo Diesel, y no son procesos termodinámicos en el sentido estricto.

***EJERCICIO**:

Segundo Parcial, SEMESTRE 2010 – 1

Nicolas Léonard Sadi Carnot, (1796 - 1832)

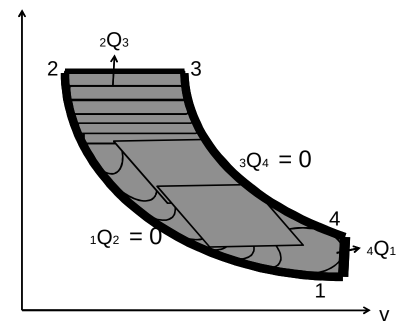
6.- En un ciclo de Diesel reversible, que opera con aire como gas ideal, se sabe que la relación de compresión es de 20 y que el calor suministrado al fluido es q_{sum} = 1 800 [kJ/kg]. En la tabla se muestran algunas propiedades termodinámicas del fluido en diferentes estados. Con base en ello, determine:

a) Las propiedades termodinámicas que faltan en la tabla.

b) La eficiencia térmica del ciclo.

Edo.	Presión (MPa)	Volumen específico (m^3/kg)	Temperatura (K)
1	0.1	0.8263	
2	6.6289		
3		0.1189	
4			

DIESEL



RESOLUCIÓN:

a) Propiedades faltantes

De la Ec. de Gas Ideal

$$P_1v_1 = RT_1;\ T_1 = \frac{P_1v_1}{R}$$

$$T_1 = \frac{(10^5)(0.8263)}{287} = \boxed{287.9\ (K)}$$

$$r = \frac{v_1}{v_2}$$

$$v_2 = \frac{v_1}{r} = \frac{0.8263}{20}$$

$$\boxed{v_2 = 0.04131\ (m^3/kg)}$$

$$T_2 = \frac{P_2v_2}{R}$$

$$T_2 = \frac{(6.6289 \times 10^6)(0.04131)}{287} = 954.14\ (K)$$

$$\boxed{T_2 = 954.14\ (K)}$$

$${}_2q_3 = h_3 - h_2 = c_p(T_3 - T_2)$$

$$T_3 = \frac{{}_2q_3}{c_p} + T_2$$

$$T_3 = \frac{1800}{1.0045} + 954.14$$

$$\boxed{T_3 = 2{,}746.07\ (K)}$$

$$T_3 = \frac{P_3v_3}{R}$$

$$T_3 = \frac{(6.6289 \times 10^6)(0.1189)}{287} = \boxed{2{,}746.25\ (K)}$$

$$P_3v_3^k = P_4v_4^k$$

$$P_4 = P_3\left(\frac{v_3}{v_4}\right)^k$$

$$P_4 = (6.6289 \times 10^6)\left(\frac{0.1189}{0.8263}\right)^{1.4}$$

$$\boxed{P_4 = 0.43924\ (MPa)}$$

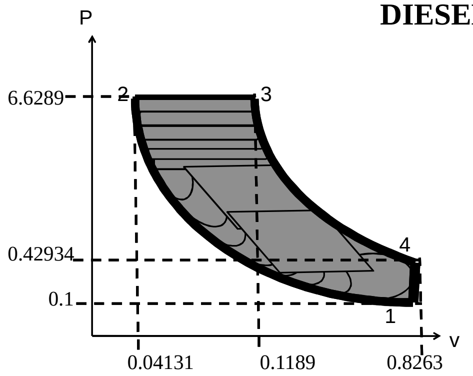
$$P_4v_4 = RT_4$$

$$T_4 = \frac{P_4v_4}{R}$$

$$\boxed{T_4 = \frac{(4.3924 \times 10^5)(0.8263)}{287} = 1{,}264.49\ (K)}$$

Edo.	**Presión (MPa)**	**Volumen específico (m^3/kg)**	**Temperatura (K)**
1	0.1	0.8263	**287.9**
2	6.6289	**0.1189**	**954.14**
3	**6.6289**	0.1189	**2,746.25**
4	**0.42934**	**0.8263**	**1,264.49**

DIESEL



b) $\eta_D = ?$

$${}_2q_3 = h_3 - h_2$$

Sustituyendo datos:

$${}_2q_3 = (1004.5)(2{,}746.25 - 954.14)(10^{-3})$$

$${}_2q_3 = 1{,}800.17 \text{ (kJ/kg)}$$

$$\eta_D = 1 - \frac{c_v(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)}$$

Sustituyendo datos:

$$\eta_D = 1 - \frac{(1{,}264.49 - 287.9)}{(1.4)(2{,}746.25 - 954.14)}$$

$$\boxed{\eta_D = 0.6107 = 61.07\%}$$

EJERCICIO: 2
15.30 Wark

Las condiciones de entrada de un Ciclo Diesel de aire estándar que funciona con una relación de compresión de 15:1 son 0.95 (bar) y 17 (ºC). Al comienzo de la compresión el volumen del cilindro es 3.80 (ℓ), y el suministro de 7.5 (kJ) de calor al sistema tiene lugar en un proceso a presión constante. Determínese:

a) La presión y la temperatura al final de cada proceso del ciclo,
b) El rendimiento térmico y la presión media efectiva.

RESOLUCIÓN
$r = 15$
$P_1 = 0.95$ (bar) = 95,000.0 (Pa)
$T_1 = 17$ (ºC) = 290 (K)
$V_1 = 3.8$ (ℓ) = 3.8×10^{-3} (m³)
${}_2Q_3 = 7.5$ (kJ)

Se obtienen las propiedades del aire en cada uno de los estados termodinámicos, para lo cual es pertinente se llene la Tabla correspondiente, empezando con la obtención de la masa de aire contenida en el cilindro, a partir de la ecuación del Gas Ideal aplicada para las condiciones iníciales del aire (inicio de la compresión):

Gas Ideal:

$$P_1V_1 = mRT_1$$

$$m = \frac{P_1V_1}{RT_1}$$

$$m = \frac{(0.95\times10^5)(3.8\times10^{-3})}{(286.98)(290)}$$

$$\boxed{m = 4.337 \times 10^{-3} \text{ (kg)}}$$

1 – 2 PROCESO ADIABÁTICO
(Determinación de propiedades termodinámicas)

$$P_1V_1^k = P_2V_2^k$$

$$P_2 = P_1\left(\frac{V_1}{V_2}\right)^k = P_1(r)^k$$

$$\boxed{P_2 = (0.95)(15)^{1.4} = 42.09 \text{ (bar)} = P_3}$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1}$$

$$T_2 = T_1\,(r)^{k-1}$$

$$\boxed{T_2 = (290)(15)^{1.4-1} = 856.7 \text{ (K)}}$$

Para obtener el volumen del aire en es estado 2, a partir de la relación de compresión «r»

$r = \frac{V_1}{V_2}$, despejando V_2

$V_2 = \frac{V_1}{r}$; a continuación sustituyendo datos

$$V_2 = \frac{3.8 \times 10^{-3}}{15} = \boxed{2.533 \times 10^{-4} \text{ (m}^3\text{)}}$$

De la tabla A – 5, con T_2

$$h_2 = 884.6 \text{ (kJ/kg)}$$

$$H_2 = mh_2$$

$$H_2 = (4.337 \times 10^{-3})(884.6) = 3.837 \text{ (kJ)}$$

2-3 PROCESO ISOBÁRICO
(Determinación de propiedades termodinámicas)

${}_2Q_3 = H_3 - H_2$; despejando H_3

$H_3 = {}_2Q_3 + H_2$; sustituyendo datos

$$H_3 = 7.5 + 3.837$$

$$H_3 = 11.337 \text{ (kJ)}$$

$$h_3 = \frac{H_3}{m}$$

$$h_3 = \frac{11.337}{4.337 \times 10^{-3}}$$

$$\boxed{h_3 = 2{,}614.04 \text{ (kJ/kg)}}$$

De la tabla A – 5,
Extrapolando

$$\boxed{T_3 = 2{,}287.68 \text{ (K)}}$$

$$\frac{V_2}{T_2} = \frac{V_3}{T_3}$$

$$V_3 = V_2\left(\frac{T_3}{T_2}\right)$$

$$V_3 = (2.533 \times 10^{-4}) \left(\frac{2{,}287.68}{856.7} \right)$$

$$\boxed{V_3 = 6.76 \times 10^{-4}\ (m^3)}$$

3 – 4 PROCESO ADIABÁTICO
(Determinación de propiedades termodinámicas)

$$P_3 V_3^k = P_4 V_4^k$$

$$P_4 = P_3 \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^k$$

$$P_4 = (42.09) \left(\frac{6.76 \times 10^{-4}}{3.8 \times 10^{-3}} \right)^{1.4}$$

$$\boxed{P_4 = 3.757\ (bar)}$$

4 – 1 PROCESO ISOMÉTRICO ($V_1 = V_4$)
(Determinación de propiedades termodinámicas)

$$\frac{P_1}{T_1} = \frac{P_4}{T_4}$$

$$T_4 = T_1 \left(\frac{P_4}{P_1} \right)$$

$$\boxed{T_4 = 1{,}146.87\ (K)}$$

b) Para determinar el rendimiento o eficiencia del ciclo Diesel en función de la relación de compresión, relación de corte y del índice adiabático, a continuación se obtienen la relación de corte . (r_c)

$$r_c = \frac{V_3}{V_2}$$

$$r_c = \frac{6.76 \times 10^{-4}}{2.533 \times 10^{-4}} = 2.66$$

$$\eta_D = 1 - \frac{(r_c^k - 1)}{(r^{k-1})(k)(r_c - 1)}$$

Sustituyendo resultados y datos en la Ec. anterior

$$\eta_D = 1 - \frac{(2.666^{1.4} - 1)}{(1.4)(15^{0.4})(2.666 - 1)}$$

$$\boxed{\eta_D = 0.5726 = 57.26\ \%}$$

Para obtener la Presión Media Efectiva (PME), se despeja de la siguiente ecuación

$$W_{ciclo} = PME\ (V_1 - V_2);$$

$$PME = \frac{W_{ciclo}}{(V_1 - V_2)}$$

La obtención del trabajo en el ciclo (W_{ciclo}) se obtiene a partir del concepto de eficiencia para una máquina térmica y utilizando el resultado obtenido anteriormente de (η_D)

$$\eta_D = \frac{|W_{ciclo}|}{Q_{sum}}$$

$$W_{ciclo} = \eta_D Q_{sum}$$

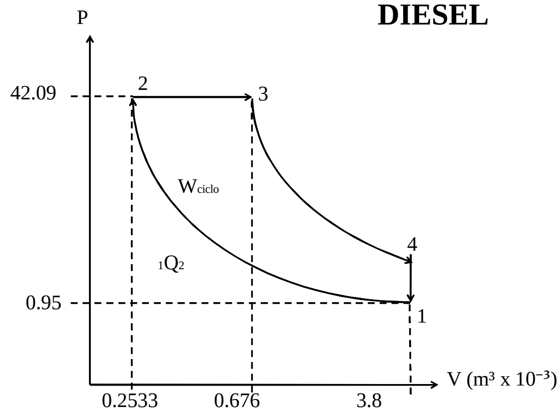
$$W_{ciclo} = (0.5726)(7.5) = \boxed{4.2945\ (kJ)}$$

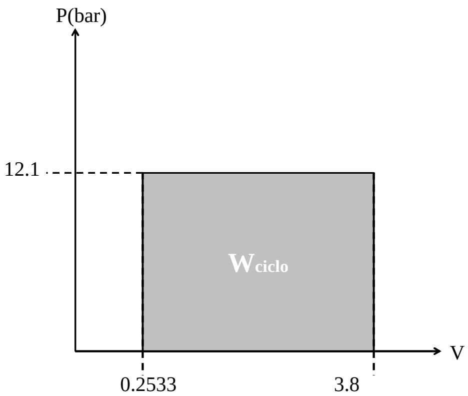
$$PME = \frac{4.2945 \times 10^3 \times 10^5}{(3.8 - 0.2533) \times 10^3}$$

$$\boxed{PME = 12.1\ (bar)}$$

Edo	P (bar)	V(m³)	T(K)
1	0.95	3.8×10^{-3}	290
2	42.09	2.533×10^{-4}	856.7
3	42.09	6.76×10^{-4}	2,287.68
4	3.757	3.8×10^{-3}	1,146.87

DIESEL





“BRAYTON”

GEORGE BRAYTON

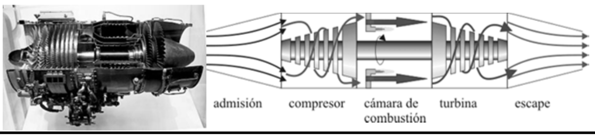
- **Brayton, George Bailey** (1830-1892).
- Ingeniero estadounidense. Se caracteriza por la intro-ducción del proceso de combustión continua que es la base de la turbina de gas y que ahora se conoce como el ciclo Brayton .

CICLO BRAYTON

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, un proceso de transferencia de calor isobárico y una expansión adiabática de un fluido termodinámico compresible.

Es uno de los ciclos termodinámicos de mayor aplicación, al ser la base de las máquinas tpermicas que emplean turbina de gas, por lo que el producto del ciclo puede ir desde un trabajo mecánico que se emplee para la generación de energía eléctrica ya sea para la red nacional o para el autoconsumo de las industrias. Así como en motores de aeronaves, terrestres o marinos.

El ciclo Brayton describe el comportamiento ideal de un motor de turbina de gas, como los utilizados en las aeronaves. Las etapas del proceso son las siguientes:



<u>Admisión</u>: El aire atmosférico entra a la presión atmosférica por la boca de la turbina

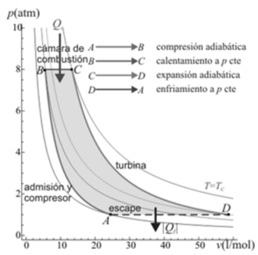
<u>Compresor de flujo axial</u>: El aire es comprimido y dirigido hacia la cámara de combustión mediante un compresor (movido por la turbina). Puesto que esta fase es muy rápida, se modela mediante una compresión adiabática A→B.

<u>Cámara de combustión</u>: En la cámara, el aire es calentado en un proceso de combustión abierta con lo cual el aire puede expandirse con un proceso cuyo modelo de comportamiento es un proceso isóbaro B→C.

<u>Turbina de gas</u>: El aire con alto nivel energético mueve a la turbina, mediante una transformación de su energía térmica en mecánica. En este proceso el aire se expande adiabáticamente C →D.

<u>Escape</u>: Por último, los gases quemados mezclados con aire a alta temperatura se expulsan a la atmósfera. Técnicamente, este es un ciclo *abierto* ya que el aire que escapa no es el mismo que entra por la boca de la turbina, pero dado que sí entra en la misma cantidad y a la misma presión, se hace la suposición de que hay una *recirculación*.

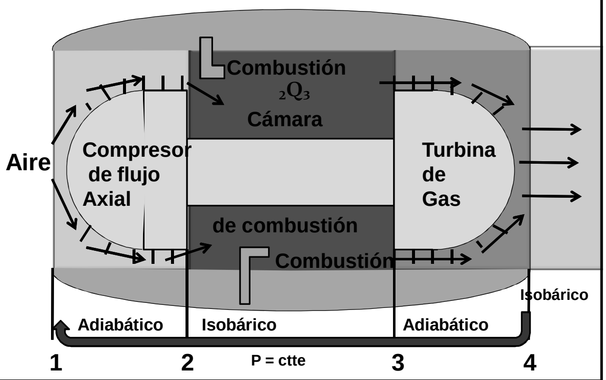
En este proceso el aire de salida cede calor al ambiente e idealmente vuelve a entrar por la boca de la turbina. En el diagrama Pv esto corresponde a un enfriamiento a presión constante D→A.

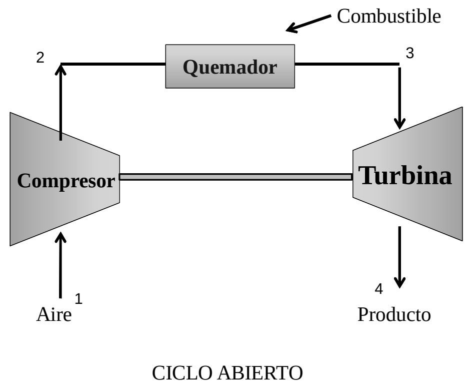


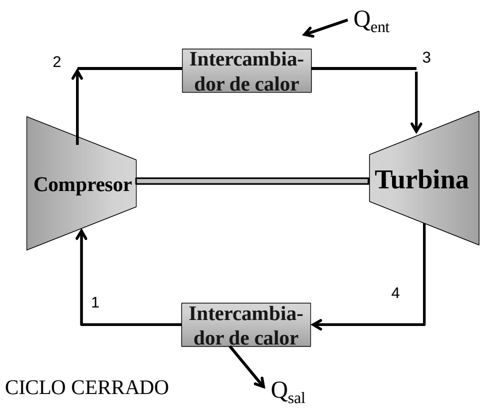
El ciclo de Brayton de aire normal es el ciclo ideal de una turbina de gas simple. Inicialmente el aire se comprime adiabáticamente (1-2, s = cte) en un compresor rotatorio axial o centrífugo. Al final de este proceso, el aire entra a una cámara de combustión (2-3, P = cte), en la que el combustible se inyecta y se quema a presión constante.

Los productos de la combustión se expanden después al pasar por una turbina (3-4, s = cte), hasta llegar a la presión de los alrededores. Un ciclo compuesto de estos tres procesos recibe el nombre de ciclo abierto, porque el ciclo no se completa en realidad.

Los ciclos de las turbinas de gas reales son ciclos abiertos, porque continuamente se debe alimentar aire nuevo al compresor. Si se desea examinar un ciclo cerrado, los productos de la combustión que se han expandido al pasar por la turbina deben pasar por un intercambiador de calor, en el que se desecha calor del gas hasta que se alcanza la temperatura inicial. Los ciclos abiertos y cerrados de las turbinas de gas se muestran en la figura de ciclo de Brayton.



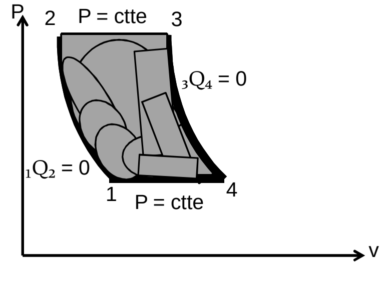




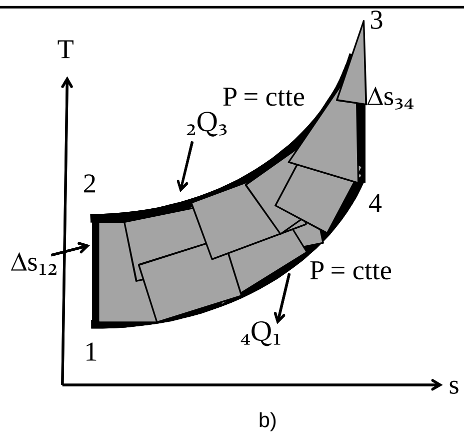
En el análisis de los ciclos de turbina de gas, conviene principiar por usar un ciclo de aire normal. Un ciclo de turbina de gas con aire normal y de compresión y expansión isoentrópicas, se llama *ciclo de Brayton*. En él, se tiene que sustituir el proceso real de la combustión por un proceso de suministro de calor.

El uso del aire como única sustancia de trabajo en todo el ciclo es un modelo bastante aproximado, porque es muy común que en la operación real con hidrocarburos, combustibles corrientes, se usen relaciones aire-combustible relativamente grandes, por lo menos 50:1 aproximadamente, en términos de la masa.

En el ciclo de Brayton se supone que los procesos de compresión y expansión son isoentrópicos y que los suministro y extracción de calor ocurren a presión constante (figura a) y b)).



a)



b)

CICLO BRAYTON DE AIRE NORMAL

(PROCESOS REVERSIBLES)

Proceso 1-2: Compresión isoentrópica en el compresor de flujo axial. En él se aumenta la presión del fluido mediante un compresor, al que se le aporta un determinado trabajo.

$${}_1\cancel{\dot{Q}}_2^{\,0} + \dot{W}_{bom.} = \dot{M}[h_2 - h_2] = \dot{M}c_p(T_2 - T_1) \text{ (Watts)}$$

$${}_1q_2 = h_2 - h_2 = c_p(T_2 - T_1) \text{ (kJ/kg)}$$

$\Delta S_{12} = 0$; Proceso isoentrópico

2 – 3 ISOBÁRICO: SUMINISTRO DE CALOR

Proceso 2-3: Transferencia de calor hacia el fluido de trabajo a presión constante en el calentador.

$${}_2\dot{Q}_3 + {}_2\cancel{\dot{W}}_3^{\,0} = \dot{M}[h_3 - h_2] = \dot{M}c_p(T_3 - T_2) \text{ (Watts)}$$

$${}_2q_3 = h_3 - h_2 = c_p(T_3 - T_2) \text{ (kJ/kg)}$$

$$\Delta s_{23} = s^0_3 - s^0_2 = c_p\text{Ln}\,\frac{T_3}{T_2} - R\cancel{\text{Ln}}^{\,0}\,\frac{P_3}{P_2} > 0 \text{ … Gas ideal}$$

3 – 4 EXPANCIÓN ADIABÁTICA: (${}_3Q_4 = 0$)

Proceso 3-4: Expansión isoentrópica del fluido de trabajo en la turbina de gas.

$${}_3\cancel{\dot{Q}}_4^{\,0} + \dot{W}_{Turb.} = \dot{M}[h_4 - h_3] = \dot{M}c_p(T_4 - T_3) \text{ (Watts)}$$

$${}_3w_{4\,Turb.} = h_4 - h_3 = c_p(T_4 - T_3) \text{ (kJ/kg)}$$

$\Delta S_{34} = 0$; Proceso isoentrópico

4 – 1 ISOBÁRICO: RECHAZO DE CALOR

Proceso 4-1: Transferencia de calor desde el fluido de trabajo al medio ambiente a presión constante.

$${}_4\dot{Q}_1 + {}_4\cancel{\dot{W}}_1^{\,0} = \dot{M}[h_1 - h_4] = \dot{M}c_p(T_1 - T_4) \text{ (Watts)}$$

$${}_4q_1 = h_1 - h_4 = c_p(T_1 - T_4) \text{ (kJ/kg)}$$

$$\Delta s_{41} = s^0_1 - s^0_4 = c_p\text{Ln}\,\frac{T_1}{T_4} - R\cancel{\text{Ln}}^{\,0}\,\frac{P_1}{P_4} < 0 \text{ …Gas Ideal}$$

EFICIENCIA ($\eta_{Brayton}$)

$$\eta_{Brayton} = \frac{|\dot{W}_{compresor} + \dot{W}_{turb.}|}{\dot{Q}_{calentador}}$$

Relación de presión = $r_p = \frac{P_2}{P_1}$

Relación de compresión = $r = \frac{V_1}{V_2}$

1ª LEY DE LA TERMODINÁMICA PARA CICLOS

§dQ + §dW = 0, §dQ = - §dW

$$\eta_{BRAYTON} = \frac{|\dot{W}_{ciclo}|}{\dot{Q}_{sum}} = \frac{\dot{Q}_{ciclo}}{\dot{Q}_{sum}}$$

$$\eta_{BRAYTON} = \frac{{}_2\dot{Q}_3 + {}_4\dot{Q}_1}{{}_2\dot{Q}_3} = 1 + \frac{{}_4\dot{Q}_1}{{}_2\dot{Q}_3}$$

$$\eta_{BRAYTON} = 1 + \frac{\cancel{\dot{M}c_P}(T_1 - T_4)}{\cancel{\dot{M}c_P}(T_3 - T_2)}$$

$$\boxed{\eta_{BRAYTON} = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)}}$$

$$\eta_{BRAYTON}(k, r) = \eta_{OBRAYTON}(k, r_P)$$

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

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

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} \longrightarrow \frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2}$$

$$\eta_{BRAYTON} = 1 - \frac{\cancel{(T_4/T_1 - 1)}^{\,1}}{T_2/T_1\cancel{(T_3/T_2 - 1)}}$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{K-1} = r^{K-1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = r_p^{\frac{k-1}{k}}$$

$$\boxed{\eta_{BREYTON} = 1 - \frac{1}{r^{(k-1)}} = 1 - \frac{1}{r^{(k-1)/k}}}$$

***EJERCICIO**: 14

Un ciclo de Brayton ideal opera con aire entre las temperaturas extremas de 37.8 (°C) y 704 (°C). La presión al inicio de la compresión adiabática es de 103.42 (kPa) y al final de la misma la temperatura es 551.334 (K). Considerando el aire como gas ideal, determine para el fluido:

a) El volumen específico al final de la compresión adiabática.
b) El cambio de entropía específica en la combustión isobárica.

RESOLUCIÓN

a)

$T_1 = 37.8$ (°C) = 310.95 (K)

$T_3 = 704$ (°C) = 977.15 (K)

$P_1 = 103.42$ (kPa)

$T_2 = 551.334$ (K)

Para el aire, considerado como gas ideal:

Pv = RT,

Entonces:

$$v_1 = \frac{RT_1}{P_1}$$

Sustituyendo:

$$v_1 = \frac{(286.7)(310.95)}{103.42 \times 10^3}$$

$v_1 = 0.862$ (m³/kg)

$$\left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1} = \frac{T_2}{T_1}$$

$$\frac{v_1}{v_2} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{1}{k-1}}$$

$$v_2 = \frac{v_1}{\left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{1}{k-1}}}$$

Sustituyendo:

$$v_2 = \frac{0.862}{\left(\frac{551.334}{310.95}\right)^{\frac{1}{k-1}}}$$

$$v_2 = 0.2059\ (m^3/kg)$$

b)

$$\Delta s_{23} = c_p \ln T_3/T_2 - R \ln P_3/P_2$$

Como:

$$P_3 = P_2$$

Entonces:

$$\Delta s_{23} = c_p \ln T_3/T_2$$

Sustituyendo:

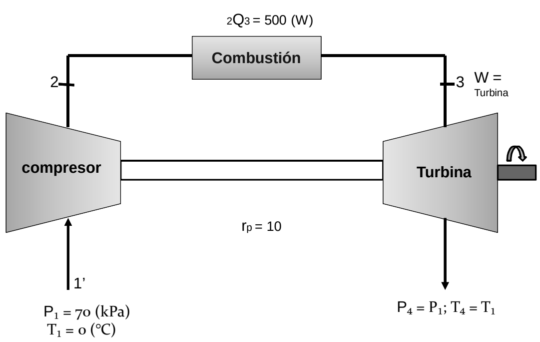
$$\Delta s_{23} = (1003.7)\ln\left(\frac{977.15}{551.334}\right)$$

$$\Delta s_{23} = 574.42\ (J/kg\cdot K)$$

$$s^0_3 - s^0_2 = 2{,}941.3 – 2{,}329.5 = 611.80\ (J/kg\text{-}K)$$

EJERCICIO: 10

Un motor de avión opera con un ciclo simple ideal Brayton con una relación de presiones de 10:1, se agrega calor al ciclo a razón de 500 (kW) el aire pasa a través del motor a razón de un (kg/s). El aire al principio de la compresión está a 70 (kPa) y 0 (°C) . Determinar la potencia del motor y su eficiencia térmica, usar datos en condiciones ambientales.



RESOLUCIÓN:

$$\dot{W}_{ciclo} = \dot{W}_{Comp.} + \dot{W}_{Turb.}$$

1 – 2

$${}_1\dot{Q}_2 = 0$$

$$\dot{W}_{Comp.} = \dot{M}\,(h_2 - h_1)$$

$$h_1 = 273.11\ (kJ/kg)$$

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

$$T_2 = (273)(1/10)^{\frac{1-1.4}{1.4}}$$

$$T_2 = 531.98$$

$$\dot{W}_{Comp.} = (1)(531.98 - 273.11) = 258.87\ (kW)$$

2 – 3 P = ctte

$${}_2\dot{Q}_3 = \dot{M}\,(h_3 - h_2)$$

$$h_3 = \frac{{}_2\dot{Q}_3}{\dot{M}} + h_2$$

$$h_3 = 500/1 + 531.98 = 1{,}03.98\ (kJ/kg)$$

$$h_3 = 1{,}031.98\ (kJ/kg)$$

$$T_4 = T_3\left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{1-k}{k}}$$

$$T_4 = (990)(10)^{\frac{1-1.4}{1.4}}$$

$$T_4 = 512.76\ (K) = 541.2\ (kJ\&/kg)$$

$${}_3\dot{W}_4 = \dot{M}\,(h_4 - h_3)$$

$${}_3\dot{W}_4 = (1)(514.2 - 1{,}031.98) = -517.78\ (kW)$$

$$\dot{W}_{ciclo} = \dot{W}_{Turb.} + \dot{W}_{Comp.} = 258.87 - 517.78 = -258.911\ (kW)$$

$$\eta_B = \frac{|\dot{W}|}{Q_{sum}}$$

Sustituyendo datos:

$$\eta_B = \frac{1 - 258.911}{500} \times 100 = 51.78\ \%$$

“RANKINE”

RANKINE, WILLIAM JOHN MACQUORN

- Ingeniero y físico británico (1820 - 1872). En el Manual of the Steam Engine (1859) desarrolló analíticamente el complejo de las transformaciones del vapor en las máquinas térmicas, y estableció el ciclo termodinámico característico (ciclo de Rankine).

CICLO RANKINE

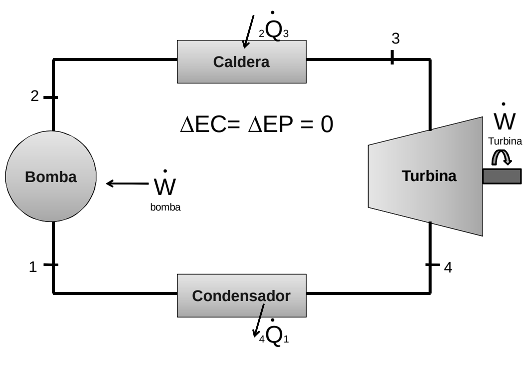
El **Ciclo de Rankine** es un ciclo termodinámico en el que se relaciona el consumo de calor con la producción de trabajo.

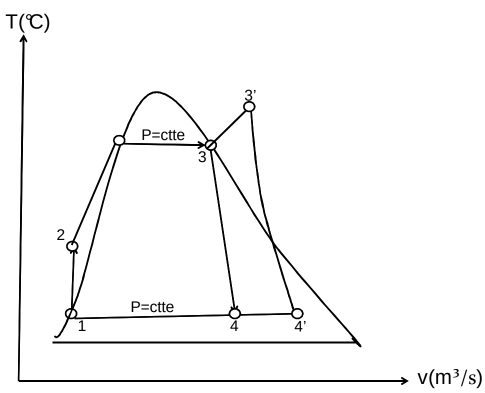
Como otros ciclos termodinámicos, la máxima eficiencia termodinámica esta dada por el cálculo de máxima eficiencia del Ciclo de Carnot. Debe su nombre a su desarrollador, el ingeniero y físico escocés William John Macquorn Rankine

PROCESO

El ciclo Rankine es un ciclo de planta de fuerza que opera con vapor. Este es producido en una caldera a alta presión para luego ser llevado a una turbina donde produce energía mecánica, perdiendo energía bárica y térmica. A continuación fluye el vapor al condensador para cambiar al estado líquido saturado para poder entrar a una bomba que le subirá la presión, cerrando el ciclo cuando el agua entra nuevamente a la caldera.

Existen algunas mejoras al ciclo, como por ejemplo agregar sobrecalentadores a la salida de la caldera que permitan obtener vapor sobrecalentado para que entre a la turbina y aumentar así el rendimiento del ciclo.





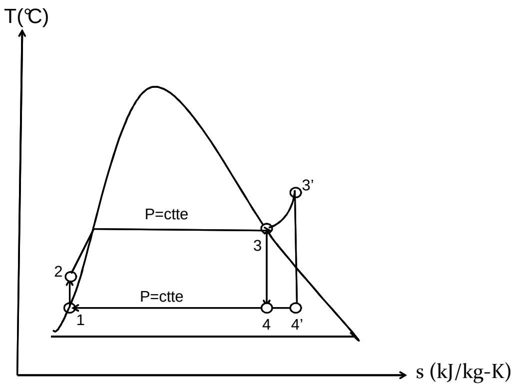
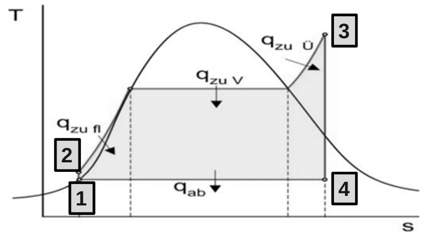


DIAGRAMA T-S DEL CICLO



El diagrama T-S de un ciclo de Rankine, mostrando el proceso no-ideal.

Los cuatro procesos distintos en el desarrollo del ciclo, van cambiando el estado del fluido.

Estos estados quedan definidos por los números del 1 al 4 en el diagrama T-s. Los procesos que tenemos son los siguientes (suponiendo ciclo ideal con procesos internamente reversibles):

- **Proceso 1-2:** Compresión isoentrópica en la bomba. En él se aumenta la presión del fluido mediante un compresor o bomba, al que se le aporta un determinado trabajo.

1 – 2 ADIABÁTICO: SUMINISTRO DE TRABAJO

$$_1\cancel{\dot{Q}}_2^{\,0} + \dot{W}_{eje} = \dot{M}\,[h_2 - h_2];$$

$$\dot{W}_{eje} = \dot{W}_{bomba} = \dot{M}\,[U_2 + P_2V_2 - U_1 - P_1V_1]$$

$$\dot{W}_{bomba} = \dot{M}\,[P_2 - P_1]v_{f1} \text{ (Watts)}$$

$$w_{bomba} = \frac{\dot{M}_{bomba}}{\dot{M}} v_{f1}[P_2 - P_1] = h_2 - h_1 \text{(kJ/kg)}$$

$\Delta S_{12} = 0$; Proceso isoentrópico

- **Proceso 2-3:** Transferencia de calor al fluido de trabajo a presión constante en la caldera.

2 – 3 ISOBÁRICO: SUMINISTRO DE CALOR

$$_2\dot{Q}_3 + {}_2\cancel{\dot{W}}_3^{\,0} = \dot{M}\,[h_3 - h_2] \text{ (Watts)}$$

$$_2q_3 = h_3 - h_2 \text{ (kJ/kg)}$$

$$\Delta S_{23} > 0$$

- **Proceso 3-4:** Expansión isoentrópica del fluido de trabajo en la turbina desde la presión de la caldera hasta la presión del condensador.

3 – 4 ADIABÁTICO: ENTREGA DE TRABAJO

$$_3\cancel{\dot{Q}}_4^{\,0} + \dot{W}_{Turb.} = \dot{M}\,[h_4 - h_3] \text{ (Watts)}$$

$$_3w_{4\,Turb.} = h_4 - h_3 \text{ (kJ/kg)}$$

$\Delta S_{34} = 0$; Proceso isoentrópico

- **Proceso 4-1:** Transferencia de calor desde el fluido de trabajo al agua de enfriamiento a presión constante en el condensador hasta el estado de líquido saturado.

4 – 1 ISOBÁRICO: RECHAZO DE CALOR

$${}_4\dot{Q}_1 + \cancel{{}_4\dot{W}_1}^{\,0} = \dot{M}\,[h_1 - h_4] \text{ (Watts)}$$

$${}_4q_1 = h_1 - h_4 \text{ (kJ/kg)}$$

$$\Delta S_{41} < 0$$

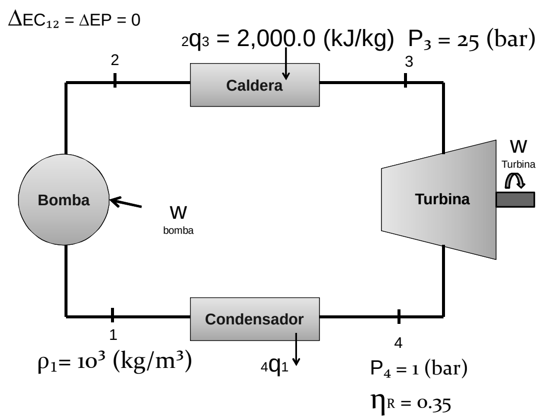
EFICIENCIA ($\eta_{Rankine}$)

$$\eta_{rankine} = \frac{|W_{bomba} + W_{turb.}|}{Q_{caldera}}$$

***EJERCICIO**: 9

En un ciclo Rankine básico, el agua entra a una turbina a 25 (bar) y sale a 1 (bar), entra en la bomba con una densidad de 10^3 (kg/m³) como líquido saturado y en la caldera recibe 2,000 (kJ/kg). Si la eficiencia del ciclo es 0.35, determine el trabajo, asociado a cada unidad de masa, de la bomba y de la turbina.

Considere que ambos equipos son adiabáticos y que las variaciones de energía cinética y potencial gravitatoria son despreciables.



RESOLUCIÓN:

CICLO RANKINE

Para determinar el trabajo en la bomba

Aplicando la1ª Ley de la Termodinámica

1 - 2

$$\cancel{{}_1q_2}^{\,0} + {}_1w_{2\,eje} = \Delta h_{12} = h_2 - h_1 = (P_2 - P_1)v_1$$

$${}_1w_{2\,eje} = w_{bomba} = (25 - 1)(10^5)(10^{-3})(10^{-3})$$

w_{bomba} = 2.4 (kJ/kg)

$$\eta_R = \frac{|W_{ciclo}|}{q_{sum}} = \frac{|w_{bomba} + w_{turbina}|}{q_{caldera}}$$

$$(0.35)(-2000) = 2.4` + w_{turbina}$$

$w_{turbina}$ = -(700 + 2.4) = -702.4 (kJ/kg)

EJERCICIO: 8

Wark, 5.123

En un ciclo simple de potencia entra vapor de agua a la turbina a 6 (MPa) y 540 (°C) y sale a 0.008(MPa) y una calidad del 90%. La potencia neta de la turbina es 10 (MW) del condensador sale líquido saturado a 0.008 (MPa) y la variación de temperatura en la bomba adiabática es despreciable. Determínese:

a) El trabajo de la bomba y de la turbina en (kJ/kg)
b) El flujo de calor cedido en la caldera y el condensador en (kJ/kg).

c) El porcentaje de calor suministrado en la caldera que se convierte en trabajo neto de salida.
d) La variación de entropía en cada proceso.

$P_3 = 6$ (MPa), $T_3 = 540$ (°C)

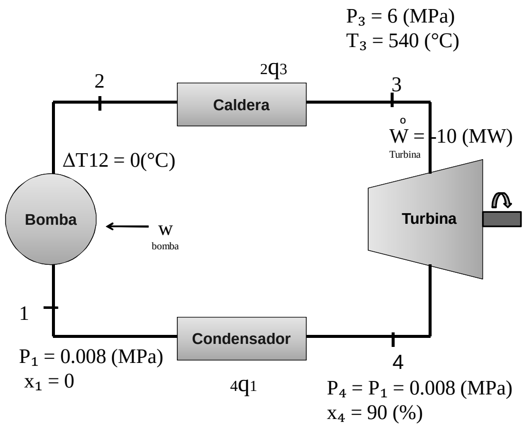
$P_4 = 0.008$ (MPa); $x_4 = 90\%$

$\mathring{W}_{Turb.} = -10$ (MW)

$x_1 = 0$; $P_1 = 0.008$ (MPa)

$\Delta T_{12} = 0$(°C)

${}_1Q_2 = 0$



RESOLUCIÓN

a) $\dot{W}_{Turb.} = \dot{M}(h_4 - h_3) = \dot{M}w_{turb}$

${}_3w_4 = w_{turb} = h_4 - h_3$;

De la Tabla A-13, P = 0.08 (bar)

$h_4 = (h_f + xh_{fg})_4$

$h_4 = 173.88 + (0.9)(2,403.1)$

$h_4 = 2,336.67$ (kJ/kg)

De la Tabla A-14 con P_3 y T_3

$h_3 = 3,517.0$ (kJ/kg)

Sustituyendo datos en $w_{turb.}$

$w_{turb} = 2,336.67 - 3,517.0$

a) $w_{turb} = -1,180.33$ (kJ/kg)

$w_{bomba} = {}_1w_2 = v_{f1}(P_2 - P_1)$

$$w_{bomba} = \frac{1.0084 \times 10^{-3}\ (6 - 0.008)(10^6)}{10^3}$$

Tabla A-13; $P_1 = 0.08$ (bar)

a) $w_{bomba} = 6.0423$ (kJ/kg)

b) El flujo de calor cedido en la caldera y el condensador en (kJ/kg).

$q_{cald.} = {}_2q_3 = h_3 - h_2$

$$w_{bomba} = h_2 - h_1$$

$$h_2 = w_{bomba} + h_1 = w_{bomba} + h_{f1}$$

$$h_2 = 6.0423 + 173.88 = 179.92 \text{ (kJ/kg)}$$

b) $q_{cald.} = 3{,}517.0 - 179.92 = 3{,}337.07$ (kJ/kg)

b) $q_{cond.} = h_1 - h_4 = 179.92 - 2{,}336.67 = -2{,}156.75$ (kJ/kg)

c) El porcentaje de calor suministrado en la caldera que se convierte en trabajo neto de salida.

$$\eta_R = \frac{|w_{ciclo}|}{q_{sum.}} = \frac{|w_{Turb.} + w_{bomba}|}{q_{cald.}}$$

c) $\eta_R = \dfrac{|6.042 - 1{,}180.33|}{3{,}337.07} = 35.19\%$

d) La variación de entropía en cada proceso.

$\Delta s_{12} = 0$; Proceso isoentrópico

$\Delta s_{23} = s_3 - s_2$; la Tabla A-13 y A-14

$\Delta s_{23} = s_3 - s_2 = 6.9999 - 0.5926 = 6.4073$ (kJ/kg-K)

$\Delta s_{34} = 0$; Proceso isoentrópico

$\Delta s_{41} = s_1 - s_4$; la Tabla A-13

$$s_1 = s_2 = 0.5926$$

$$s_4 = (s_f + x s_{fg})_4$$

$$s_4 = 0.5926 + (0.9)(8.2287 - 0.5926) = 7.4650$$

d) $\Delta s_{41} = s_1 - s_4 = 0.5926 - 7.4650 = -6.8724$ (kJ/kg-K)

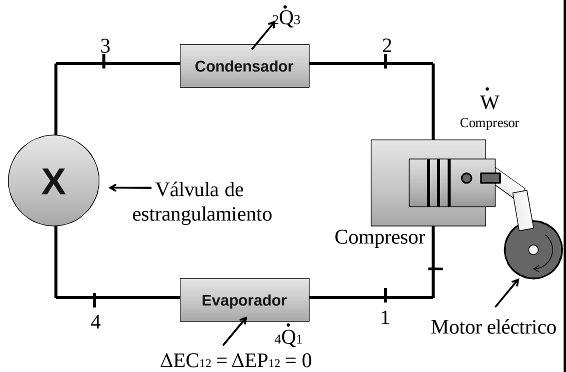
"REFRIGERACIÓN"

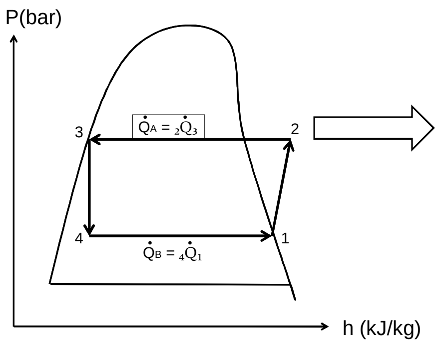
RESEÑA HISTÓRICA

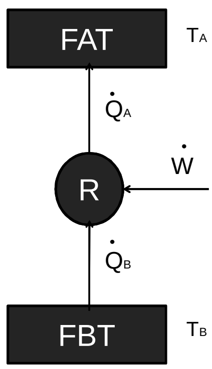
La primicia de la obtención de frío por evaporación se adjudica a William Cullen (1712 - 1790), sin embargo, no se le reconoce a un solo nombre la paternidad de la refrigeración, aunque Oliver Evans, el americano que desarrolló la máquina de vapor de alta presión, fue quizá el primero en proponer el uso de ciclos cerrados en refrigeración; (1805), en la que describe un ciclo por compresión y evaporación de éter etílico, mientras que el ingeniero americano Jacob Perkins, inventó la máquina destinada a ser la base de la actual industria de la refrigeración.

CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR

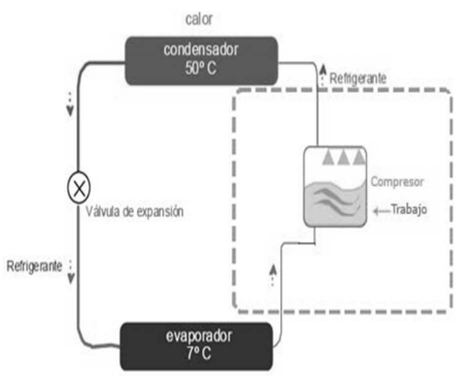
La **refrigeración por compresión** consiste en forzar mecánicamente la circulación de un fluido en un circuito cerrado creando zonas de alta y baja presión con el propósito de que el fluido absorba calor en un lugar y lo disipe en el otro.







$$\beta_R = \frac{\dot{Q}_B}{\dot{W}}$$



Una <u>máquina</u> frigorífica por compresión tiene por cometido desplazar <u>energía térmica</u> entre dos puntos. La más sencilla de ellas es la refrigeración por compresión <u>mecánica</u> de vaporpara después tener expansión directa de una etapa.

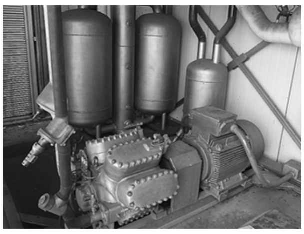
La refrigeración por compresión se logra evaporando un <u>fluido</u> <u>refrigerante</u> a través de un <u>dispositivo de expansión</u> dentro de un <u>intercambiador de calor</u>, conocido como <u>evaporador</u>, el cual permite una transferencia térmica con su entorno.

Al evaporarse el fluido líquido cambia su estado a vapor. Durante el cambio de fase del refrigerante al estado de vapor absorbe energía térmica del medio en contacto con el evaporador, bien sea este medio gaseoso o líquido. Luego de este intercambio energético, un compresor mecánico se encarga de aumentar la presión del vapor para poder condensarlo dentro de otro intercambiador de calor conocido como condensador y hacerlo líquido de nuevo. Ya que este aumento de presión además produce un aumento en su temperatura, para lograr el cambio de estado del fluído refrigerante es necesario

enfriarlo al interior del condensador; esto suele hacerse por medio de aire y/o agua. De esta manera, el refrigerante en estado líquido, puede evaporarse nuevamente a través de la válvula de expansión y repetir el ciclo de refrigeración por compresión.

Es así como la máquina frigorífica de refrigeración por compresión desplaza la energía entre dos medios; creando zonas de alta y baja presión confinadas en intercambiadores de calor, mientras estos procesos de intercambio de energía se suceden cuando el fluido refrigerante se

encuentra en procesos de cambio de estado; de líquido a vapor, y viceversa.



Compressor industrial para refrigerante R22

PROCESOS

1 – 2 COMPRESIÓN ADIABÁTICA

$$\cancelto{0}{{}_1\dot{Q}_2} + \underset{comp.}{\dot{W}} = \dot{M}\,[h_2 - h_1] \text{ (W)}$$

$${}_1w_2 = \underset{comp.}{w} = h_2 - h_1 \text{ (kJ/kg)}$$

$\Delta S_{12} = 0$; Proceso isoentrópico

2 – 3 ISOBÁRICO: RECHAZO DE CALOR

$${}_2\dot{Q}_3 + \cancelto{0}{{}_2\dot{W}_3} = \dot{M}\,[h_3 - h_2] \text{ (W)}$$

$${}_2q_3 = h_3 - h_2 \text{ (kJ/kg)}$$

$$\Delta S_{23} < 0$$

3 – 4 ISOENTÁLPICO, $h_4 = h_3$

$$\cancelto{0}{{}_3\dot{Q}_4} + \cancelto{0}{{}_3\dot{W}_4} = \frac{\dot{M}}{\dot{M}}\,[h_4 - h_3] = \frac{0}{\dot{M}} = 0$$

$$\cancelto{0}{{}_3q_4} + \cancelto{0}{{}_3w_4} = h_4 - h_3 \text{ (kJ/kg)}: \mathbf{h_4 = h_3}$$

$\Delta S_{34} = 0$; Proceso isoentrópico

4 – 1 ISOBÁRICO: SUMINISTRO DE CALOR

$${}_4\dot{Q}_1 + \cancel{{}_4\dot{W}_1}^{\,0} = \dot{M}\,[h_1 - h_4]\ (W)$$

$${}_4q_1 = h_1 - h_4\ (kJ/kg)$$

$$\Delta S_{41} > 0$$

***EJERCICIO**: 12

Segundo Parcial, SEMESTRE 2010 – 1

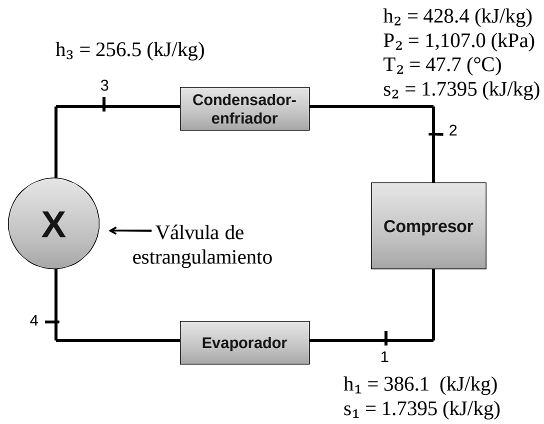
Nicolas Léonard Sadi Carnot, (1796 - 1832)

5.- Un ciclo de refrigeración utiliza refrigerante R-134a. La temperatura del refrigerante en la salida del evaporador es -20 (°C) y en la del condensador es 40 (°C). Se sabe además que el refrigerante circula a razón de 0.05 (kg/s). En la tabla se muestran algunas propiedades de la sustancia de trabajo para los estados termodinámicos que se indican. Con base en ello determine en el SI:

a) Los flujos energéticos asociados a cada unidad de masa en cada uno de los procesos,

b) El coeficiente de operación del refrigerador.

1	**h_1 = 386.1 (kJ/kg)** **s_1 = 1.7395 (kJ/kg-K)**
2	**P_2 = 1,017 (kPa)** **T_2 = 47.7 (°C)** **s_2 = 1.7395 (kJ/kg-K)** **h_2 = 428.4 (kJ/kg)**
3	**h_3 = 256.5 (kJ/kg-K)**



RESOLUCIÓN:

Balance de energía

1-2

$${}_1w_2 = w_{comp.} = h_2 - h_1$$

Sustituyendo datos:

$${}_1w_2 = 428.4 – 381.6$$

a) ${}_1w_2$ = 42.3 (kJ/kg); ${}_1q_2$ = 0

2-3

$${}_2q_3 = h_3 - h_2$$

Sustituyendo datos:

$${}_2q_3 = 256.5 – 428.4$$

a) ${}_2q_3$ = 171.9 (kJ/kg); ${}_2w_3$ = 0

3-4

a) $h_3 = h_4 = 256.5$ (kJ/kg); ${}_3q_4 = {}_3w_4 = 0$

4-1

$${}_4q_1 = h_1 - h_4$$

Sustituyendo datos:

a) ${}_4q_1 = 386.1 – 256.5 = 129.6$ (kJ/kg); ${}_4w_1 = 0$

b) $\beta_R = COP = \dfrac{Q_B}{W} = \dfrac{{}_4q_1}{{}_1w_2}$

Sustituyendo datos:

$$\beta_R = \frac{129.6}{42.3}$$

b) $\beta_R = COP = 3.06$

EJERCICIO: 9

Un ciclo de refrigeración cuyo compresor tiene una potencia de 3 (kW) funciona con un refrigerante 134a que entra al compresor a 2 (bar) como vapor saturado y sale a 8 (bar) y 50 (°C). El fluido a la salida del condensador es líquido saturado a 8 (bar). Determínese:

a) El flujo másico en (kg/min)
b) El coeficiente adimensional $\beta_R = \dfrac{Q_{evap.}}{W_{comp.}}$

c) El flujo de calor en el condensador en (kJ/s)

RESOLUCIÓN

$$w_{comp} = {}_1w_2 = \frac{\dot{W}_{comp}}{\dot{M}} = h_2 – h_1$$

Despejando $\dot{M}$:

$$\dot{M} = \frac{\dot{W}_{comp}}{h_2 – h_1}$$

De la tabla A-18 → h_2
De la tabla A-17 → h_1

$$\dot{M} = \frac{3(kw)}{[h_2 – h_1]}$$

$$\dot{M} = \frac{3(kg/s)(60)}{284.39 – 241.3}$$

a) $\dot{M}$ = = 4.177 (kg/min)

b) $\beta_R = \dfrac{{}_4\dot{Q}_1}{\dot{W}_{comp}} = \dfrac{{}_4q_1}{w_{comp}}$

$${}_4\dot{Q}_1 = \dot{Q}_\beta = \dot{M}(h_1 – h_4)$$

Dado que $h_4 = h_3$; de la Tabla A-17

$$h_4 = h_{f3} = 93.42 \text{ (kJ/kg)}$$

$${}_4\dot{Q}_1 = (0.0696)(241.3 – 93.42) = 10.295 \text{ (kJ/s)}$$

Sustituyendo en la Ec. β_R

$$\beta_R = \frac{10.295}{3}$$

b) $\beta_R = 3.432$

c) $_2\dot{Q}_3 = \dot{M}\,(h_3 - h_2)$

$_2Q_3 = (0.06962)(93.42 - 284.39)$

$_2Q_3 = -13.29$ (kJ/s)