

1.2 CICLOS DE POTENCIA CON GASES

Los ciclos de gas se caracterizan porque, a diferencia de los ciclos de vapor, el fluido de trabajo no experimenta cambios de fase. Se implementan en motores que pueden ser de combustión interna o externa, según donde ocurra esta. Cuando se produce en el interior del recinto de expansión se dice que es interna.

1.2.1 MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA

INTRODUCCIÓN

En esta parte de la unidad abordaremos el estudio teórico y práctico de los principales motores de Combustión Interna. A pesar de que la tecnología de este tipo de motor tiene poco más de 100 años, son muchos los cambios que ya se han producido y muchos más los cambios aún por producir. Por lo tanto la materia a cubrir es bastante y se recomienda leer material complementario.

El motor de combustión interna de tipo alternativo (motor Otto y motor Diesel) ha sido el principal motor térmico del Siglo XX. Sin embargo es más que probable que su relevancia sea mucho menor en el Siglo XXI por varios motivos. En particular:

- Altos niveles de contaminantes producidos por una combustión poco controlada.
- Niveles de eficiencia relativamente pobres.
- Problemas crecientes en cuanto a disponibilidad de hidrocarburos.

De hecho en aviación el motor alternativo (a pistón) ha sido prácticamente sustituido por la turbina a gas. Esta última presenta hoy ventajas considerables en cuanto a eficiencia, confiabilidad y niveles de emisión con respecto al motor a pistón.

En lo que se refiere a aplicaciones terrestres y marinas, seguramente también estamos en los albores de cambios radicales. Estos cambios serán dictados tanto por consideraciones ambientales como por la necesidad de tener vehículos mucho más eficientes desde el punto de vista energético.

El mayor número de motores de combustión interna está asociado a los vehículos. Es allí donde se hace necesario realizar los cambios más radicales, pues por su simple número, el impacto en cuanto a emisiones y consumo global de hidrocarburos es muy significativo.

Estos sistemas difieren de las plantas de potencia consideradas hasta ahora porque los procesos ocurren dentro del cilindro-pistón alternativo y no tiene una serie de componentes diferentes interconectados.

En la actualidad se puede decir que hay dos versiones de motor de combustión interna, que responden a grandes rasgos a las características originales de los motores Otto y Diesel, pero también hay muchos diseños intermedios que están, por decirlo así, en la frontera entre ambas categorías, por ejemplo los motores de ciclo Otto con inyección de combustible.

Existe también un ciclo debido a Brayton, un norteamericano que construyó un motor con dos pistones alrededor de 1873, pero siguiendo un ciclo ya sugerido por Joule, por lo que también se lo denomina ciclo Joule. El motor de Brayton era muy inferior al Otto, que lo desplazó, pero actualmente se emplea el ciclo Brayton en plantas de energía eléctrica a turbina de gas, y en vehículos terrestres y aviones, pero no con pistones sino con turbina, razón por la cual también se lo denomina ciclo de turbina de gas. Lo trataremos mas adelante ya que tal como está implementado actualmente no es un ciclo de combustión interna.

Los dos tipos principales de motores de combustión interna son el de encendido por chispa (Otto) y de encendido por compresión o autoignición (Diesel). En el motor de encendido por chispa una mezcla de combustible aire se enciende mediante una bujía. En un motor de encendido por compresión el aire es comprimido a presión y temperatura tan altas que la combustión ocurre espontáneamente cuando se inyecta el combustible. Los motores de encendido por chispa tienen ventajas para aplicaciones que requieren potencias de hasta 225 kW (300 CV). Ya que los motores de encendido por chispa son menos pesados y tienen un costo relativamente más bajo resultan particularmente adecuados para su uso en automóviles. Los motores de encendido por compresión se prefieren normalmente para aplicaciones donde se requiere economía de combustible y potencia relativamente grande (camiones pesados y autobuses, locomotoras y navíos, unidades de potencias auxiliares). En rangos medios, se utiliza motores de encendido por chispa y de encendido por compresión.

En la figura 2.1 se representan un motor de combustión interna alternativo constituido por un pistón que se mueve dentro de un cilindro provisto de dos válvulas. El calibre del cilindro es el diámetro. La carrera es la distancia que recorre el pistón en una dirección. Se dice que el pistón está en el *punto muerto superior* (PMS), cuando se ha desplazado hasta una posición en la que el volumen del cilindro es mínimo. Este volumen mínimo conocido como *volumen final de compresión* o volumen de la cámara de combustión. Cuando el pistón es desplazado a la posición de máximo volumen del cilindro, está en el *punto muerto inferior* (PMI). El volumen desplazado por el pistón cuando se mueve desde el punto muerto superior hasta el punto muerto inferior se llama *cilindrada*. La relación de compresión r se define como el volumen en el punto muerto inferior dividido por el

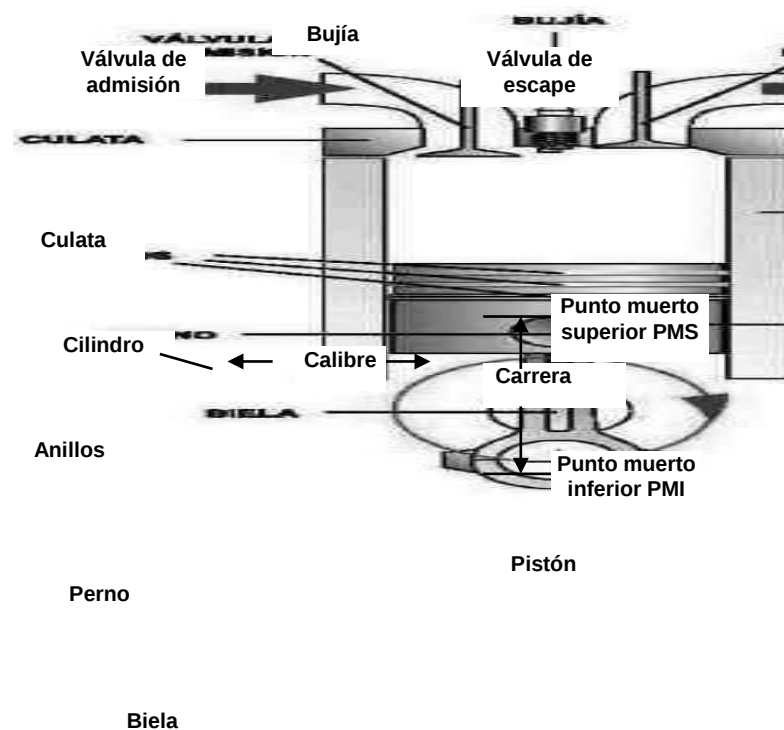


Fig. 2.1 Nomenclatura para motores alternativos cilindro-pistón

volumen en punto muerto superior. El movimiento alternativo del pistón se convierte en movimiento rotativo mediante un mecanismo biela-manivela.

Los motores de combustión interna pueden ser de dos tiempos, o de cuatro tiempos, siendo los motores de gasolina de cuatro tiempos los más comúnmente utilizados en los coches o automóviles y para muchas otras aplicaciones en las que se emplean como motor estacionario.

Como el funcionamiento es igual para todos los cilindros que contiene el motor, tomaremos como referencia uno sólo, para ver qué ocurre en su interior en cada uno de los cuatro tiempos, ver fig. 2.2:

- Admisión
- Compresión
- Explosión
- Escape

Primer tiempo: Admisión

Al inicio de este tiempo el pistón se encuentra en el **PMS** (Punto Muerto Superior). En este momento la válvula de admisión se encuentra abierta y el pistón, en su carrera o movimiento hacia abajo va creando un vacío dentro de la cámara de combustión a medida que alcanza el PMI (Punto Muerto Inferior), ya sea ayudado por el motor de arranque cuando ponemos en marcha el motor, o debido al propio movimiento que por inercia le proporciona el volante una vez que ya se encuentra funcionando. El vacío que crea el pistón en este tiempo, provoca que la mezcla aire-combustible que envía el carburador al múltiple de admisión penetre en la cámara de combustión del cilindro a través de la válvula de admisión abierta.

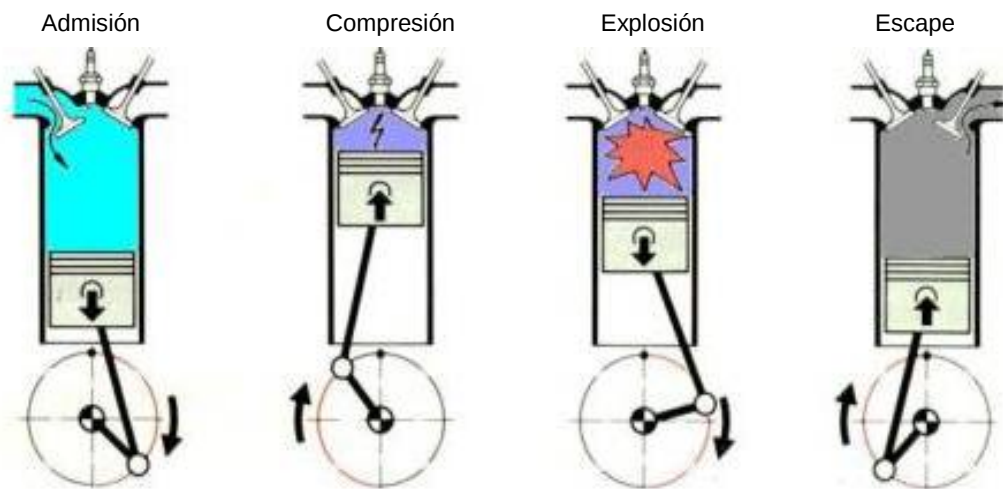


Fig. 2.2 Ciclos de tiempo del motor de combustión interna

Segundo tiempo: Compresión

Una vez que el pistón alcanza el **PMI** (Punto Muerto Inferior), el árbol de leva, que gira sincrónicamente con el cigüeñal y que ha mantenido abierta hasta este momento la válvula de admisión para permitir que la mezcla aire-combustible penetre en el cilindro, la cierra. En ese preciso momento el pistón comienza a subir comprimiendo la mezcla de aire y gasolina que se encuentra dentro del cilindro.

Tercer tiempo: Explosión

Una vez que el cilindro alcanza el **PMS** (Punto Muerto Superior) y la mezcla aire-combustible ha alcanzado el máximo de compresión, salta una chispa eléctrica en el electrodo de la bujía, que inflama dicha mezcla y hace que explote. La fuerza de la explosión obliga al pistón a bajar bruscamente y ese movimiento rectilíneo se transmite por medio de la biela al cigüeñal, donde se convierte en movimiento giratorio y trabajo útil.

Cuarto tiempo: Escape

El pistón, que se encuentra ahora de nuevo en el **PMI** después de ocurrido el tiempo de explosión, comienza a subir. El árbol de leva, que se mantiene girando sincrónicamente con el cigüeñal abre en ese momento la válvula de escape y los gases acumulados dentro del cilindro, producidos por la explosión, son arrastrados por el movimiento hacia arriba del pistón, atraviesan la válvula de escape y salen hacia la atmósfera por un tubo conectado al múltiple de escape.

De esta forma se completan los cuatro tiempos del motor, que continuarán efectuándose ininterrumpidamente en cada uno de los cilindros, hasta cuando se detenga el funcionamiento del motor. Para motores encendidos por chispa la carga es una mezcla de combustible y aire mientras que en motor es encendido por compresión la carga es de sólo aire.

Un parámetro utilizado para describir el comportamiento de un motor alternativo es la presión media efectiva o *pme*. La presión media efectiva es la presión teórica constante que, si actúa sobre el pistón durante la carrera de trabajo, produce el mismo trabajo neto que el desarrollado en un ciclo real. Esta presión está dada por:

$$pme = \frac{\text{trabajo neto para un ciclo}}{\text{cilindrada}} \quad (2.1)$$

Para dos motores con igual volumen desplazado, uno con mayor presión media efectiva debe producir un trabajo neto mayor y, si los motores trabajan a igual número de revoluciones, mayor potencia.

El estudio detallado del comportamiento de un motor de combustión interna alternativo debe tener en cuenta muchos aspectos. Estos deben incluir los procesos de combustión que ocurren en el cilindro y los efectos de las irreversibilidades asociadas con el rozamiento y con los gradientes de presión y temperatura. Deben tenerse en cuenta, también, el calor transferido entre los gases del cilindro y la pared del cilindro y el trabajo necesario para cargar el cilindro y para evacuar los productos de la combustión. Para realizar un análisis termodinámico elemental del motor de combustión interna es necesario hacer simplificaciones considerables. Un procedimiento es emplear un análisis *aire-estándar* con los siguientes supuestos:

El fluido de trabajo es una cantidad fija de aire considerado gas ideal.

Los procesos de combustión son remplazados por la absorción de calor de una fuente externa.

No existen procesos de admisión y escape como en un motor real.

Todos los procesos son internamente reversibles.

Para completar este tópico se estudian tres ciclos que suponen idealizaciones del ciclo aire-estándar: los ciclos Otto, Diesel y Dual; que difieren solamente en la trayectoria del proceso de absorción de calor que reemplaza a la combustión del ciclo real modelizado.

A. EL CICLO OTTO DE AIRE - ESTANDAR

El motor de gasolina de cuatro tiempos se conoce también como “motor de ciclo Otto”, denominación que proviene del nombre de su inventor, el alemán Nikolaus August Otto (1832-1891).

El ciclo Otto de aire-estándar es un ciclo ideal que suponen que la absorción de calor ocurre instantáneamente mientras que el pistón está en punto muerto superior. Los diagramas $p-v$ y $T-s$ del ciclo Otto aparecen representadas en la figura 2.3 y 2.4. El ciclo consta de cuatro procesos internamente reversibles y en serie. El proceso 1-2 es la compresión isentrópica del aire, cuando el pistón evoluciona desde el punto muerto inferior hasta el punto muerto superior. En el proceso 2-3 el aire absorbe calor a volumen constante desde una fuente externa mientras el pistón está en el punto muerto superior. Este proceso representa la ignición de la mezcla aire-combustible y la combustión rápida consiguiente. El proceso 3-4 es una expansión isentrópica (carrera de trabajo). El ciclo se completa en el proceso 4-1 a volumen constante, en el cual el aire cede calor mientras el pistón está en punto muerto inferior.

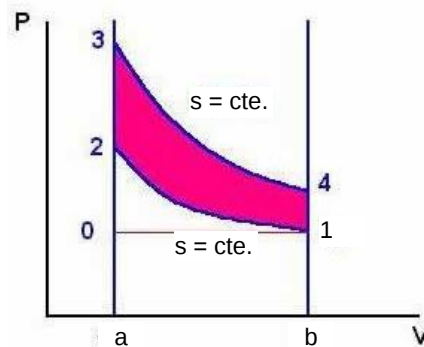


Fig. 2.3 Diagrama $p-v$ de un Ciclo Otto

Como el ciclo Otto de aire-estándar está compuesto por procesos internamente reversibles, las áreas en los diagramas $T-s$ y $p-v$ la figuras 2.4 y 2.3 se interpretan como calor y trabajo, respectivamente. En el diagrama $T-s$, el área 2-3-a-b-2 representa el calor absorbido por unidad de masa y el área 1-4-a-b-1 es el calor cedido por unidad de masa. En el diagrama $p-v$, el área 1-2-a-b-1 representa el trabajo recibido por unidad de masa en el proceso de compresión y el área 3-4-b-a-3 es el trabajo realizado por unidad de masa en el proceso de expansión. El área cerrada de cada figura se puede interpretar como el trabajo neto obtenido o, equivalentemente, como el calor neto intercambiado.

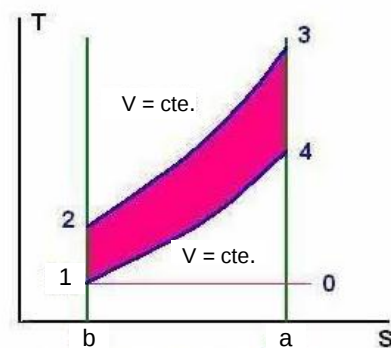


Fig. 2.4 Diagrama $T-S$ de un Ciclo Otto

El ciclo Otto de aire-estándar consta de dos procesos en los que hay trabajo pero no transferencia de calor (procesos 1-2 y 3-4) y dos procesos en los que hay calor transferido y no trabajo (procesos 2-3 y 4-1). Las expresiones para estas energías transferidas se obtienen del balance de energía para sistemas cerrados, suponiendo despreciables los cambios de energía cinética y potencial, los resultados son:

$$\frac{W_{12}}{m} = u_2 - u_1, \quad \frac{Q_{23}}{m} = u_3 - u_2, \quad \frac{W_{34}}{m} = u_3 - u_4, \quad \frac{Q_{41}}{m} = u_4 - u_1, \quad Ec.(2.2)$$

Es conveniente indicar respecto a las ecuaciones anteriores, que se han escrito sin tomar en cuenta el convenio de signos para el calor y el trabajo. Cuando se analizan estos ciclos es a menudo conveniente considerar todos los calores y trabajos como cantidades positivas. Entonces W_{12}/m es un número positivo que representa el trabajo que *entra* durante la compresión, y Q_{41}/m es un número positivo que representa el calor cedido en el proceso 4-1. El trabajo neto del ciclo se expresa como:

$$\frac{W_{ciclo}}{m} = \frac{W_{34}}{m} - \frac{W_{12}}{m} = (u_3 - u_4) - (u_2 - u_1)$$

Alternativamente, el trabajo neto puede evaluarse como el calor neto intercambiado, como:

$$\frac{W_{ciclo}}{m} = \frac{Q_{23}}{m} - \frac{Q_{41}}{m} = (u_3 - u_2) - (u_4 - u_1)$$

Que reordenada adopta la misma forma que la expresión anterior para el trabajo neto.

El rendimiento térmico es el cociente entre el trabajo neto del ciclo y el calor absorbido.

$$\eta = \frac{(u_3 - u_2) - (u_4 - u_1)}{u_3 - u_2} = 1 - \frac{u_4 - u_1}{u_3 - u_2} \quad (2.3)$$

Cuando se utilizan los datos tabulados del aire para analizar el ciclo Otto de aire-estándar, la energía interna específica necesaria en la ecuación 2.3 se obtienen de la tabla A-16 (Morán y Shapiro).

Las siguientes relaciones se pueden aplicar para los procesos isentrópicos 1-2 y 3-4:

$$v_{r2} = v_{r1} \frac{V_2}{V_1} = \frac{v_{r1}}{r} \quad (2.4)$$

$$v_{r4} = v_{r3} \frac{V_4}{V_3} = r v_{r3} \quad (2.5)$$

Donde r representa la relación de compresión. Nótese que $V_3 = V_2$ y $V_4 = V_1$, $r = V_1/V_2 = V_4/V_3$. -El parámetro v_r para el aire esta tabulado en función de la temperatura en la tabla A-16.

Cuando el ciclo Otto se analizan considerando el aire estándar frío, las expresiones siguientes introducidas en capítulos anteriores pueden ser utilizadas para procesos isentrópicos, en lugar de las ecuaciones 2.4 y 2.5:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{K-1} = r^{K-1} \quad (k \text{ cte}) \quad (2.6)$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{K-1} = \frac{1}{r^{K-1}} \quad (k \text{ cte}) \quad (2.7)$$

Donde k es la relación de calores específicos, $k=c_p/c_v$ en el caso del aire es igual a 1,4.

Asimismo, en procesos isentrópicos se tiene: $p V^k = \text{Cte.}$, lo cual permite establecer las siguientes relaciones:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^K = r^K \quad (k \text{ cte}) \quad (2.8)$$

$$\frac{p_4}{p_3} = \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^K = \frac{1}{r^K} \quad (k \text{ cte}) \quad (2.9)$$

Efecto de la relación de compresión sobre el rendimiento

De la figura 2.4, se puede observar que un aumento en la relación de compresión significaría una elevación de los puntos 2 y 3 respectivamente, lo que generaría un aumento de la temperatura media de absorción de calor, lo que permitiría un aumento en el rendimiento térmico. Éste aumento en el rendimiento térmico puede determinarse a través de las siguientes expresiones desarrolladas para un sistema de aire-estándar frío. Para c_v constante, la ecuación 2.3 se transforma en:

$$\eta = 1 - \frac{c_v(T_4 - T_1)}{c_v(T_3 - T_2)} \quad \text{Que reordenada será} \quad \eta = 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)}$$

De las ecuaciones 2.6 y 2.7 tenemos que $T_4/T_1 = T_3/T_2$, entonces: $\eta = 1 - \frac{T_1}{T_2}$

Que introduciendo la ec. 2.6, será: $\eta = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \quad (k \text{ cte}) \quad (2.10)$

La ec. 2.10 indica que para un ciclo Otto de aire-estándar frío el rendimiento térmico es una función de la relación de compresión solamente. Esto sugiere que, para motores de combustión interna es ventajoso tener altas relaciones de compresión, y así es en realidad. Sin embargo la posibilidad de autoignición, o picado, coloca un límite superior en la relación de compresión para motores de encendido por chispa. Después de que la bujía ha encendido una porción de la mezcla combustible-aire, la elevación de presión que acompañan a la combustión comprime el resto de carga. La autoignición puede ocurrir si la temperatura de la mezcla no quemada es demasiado alta, antes de que sea alcanzada y consumida por el frente de llama. Puesto que durante la carrera de compresión, la temperatura conseguida por la mezcla aire-combustible crece cuando aumenta la relación de compresión, la probabilidad de autoignición ocurre más frecuentemente cuando crece dicha relación de compresión. La autoignición provoca ondas de alta presión del cilindro (manifestadas por un picado golpeteo) que produce pérdidas de potencia además de averías en el motor. Si se añade tetraetilplomo a la formulación de combustible aumenta su resistencia a la autoignición incluso a relaciones de compresión relativamente altas. Sin embargo regulaciones medioambientales restringen su uso hoy en día. Esto limita la relación de compresión, en motores de encendido por chispa, aproximadamente a 9.

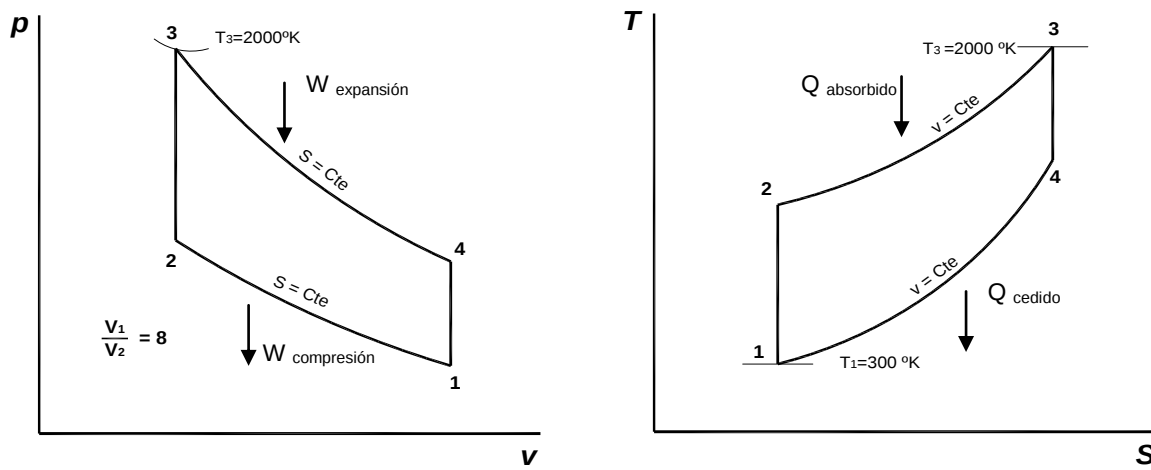
En motores de encendido por compresión se pueden alcanzar relaciones de compresión más altas ya que el aire se comprime aisladamente. Son típicas las relaciones de compresión en un rango de 12 a 20. En motores de encendido por compresión también se puede utilizar combustibles menos refinados que tienen temperaturas de ignición más altas que los combustibles volátiles utilizados en motores de ignición por chispa.

Ejemplo 2.1:

La temperatura al principio del proceso de compresión en un ciclo Otto de aire-estándar con la relación de compresión de 8, es 300° K, la presión 1 atm, y el volumen del cilindro es 0,6 dm³. La temperatura máxima durante el ciclo es 2000° K. Determínese (a) la temperatura y la presión al final de cada proceso del ciclo, (b) el rendimiento térmico, y (c) la presión media efectiva, en atm.

Solución:

Conocida la relación de compresión y los datos al principio de la carrera de compresión, y además la máxima temperatura durante el ciclo, podemos diagramar y mostrar los datos conocidos:

**Consideraciones:**

El aire en el conjunto cilindro-pistón es un sistema cerrado.

Los procesos de compresión y expansión son adiabáticos.

Todos los procesos son internamente reversibles.

El aire se considera gas ideal.

Las energías cinética y potencial son despreciables.

Análisis según método de aire-estándar frío:

(a) Cálculo de presión y temperatura en cada estado:

❖ Para la compresión, proceso 1-2:

A $T=300\text{ °K}$, se tiene: $c_p=1,005\text{ KJ/Kg.°K}$ y $c_v=0,718\text{ KJ/Kg.°K}$ entonces, $k_{\text{aire}}=1,4$

Por ser isentrópico, podemos usar la ecuación 2.6:

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

De donde se obtiene:

$$T_2 = T_1 \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{K-1} = T_1 r^{K-1} = (300\text{ °K})(8)^{1,4-1} = 689,22\text{ °K}$$

Usando la ec. 2.8:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^K = r^K$$

Se tiene que:

$$p_2 = p_1 r^K = (1\text{ atm})(8)^{1,4} = 18,4\text{ atm}$$

- ❖ Para la absorción de calor a volumen constante, proceso 2-3:

Como $V_2 = V_3$ de la ecuación de estado:
$$\frac{p_3 * V_3}{T_3} = \frac{p_2 * V_2}{T_2}$$

Se tiene: $p_3 = p_2 * \frac{T_3}{T_2}$ reemplazando $p_3 = 18,4 * \frac{2000K}{689,22K} = 53,39 \text{ atm}$

- ❖ Para la expansión isentrópica, proceso 3-4:

Por ser isentrópico, podemos usar la ecuación 2.7:
$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{K-1} = \frac{1}{r^{K-1}}$$

De donde se obtiene: $T_4 = T_3 * \frac{1}{r^{K-1}} = 2000^\circ K * \frac{1}{8^{1,4-1}} = 870,55^\circ K$

Usando la ec. 2.9:
$$\frac{p_4}{p_3} = \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^K = \frac{1}{r^K}$$

$$p_4 = p_3 \frac{1}{r^K} = \frac{53,39 \text{ atm}}{8^{1,4}} = 2,9 \text{ atm}$$

Cuadro de presiones y temperaturas según método aire estándar frío:

Estado	T °K	p (atm)
1	300	1
2	689,22	18,4
3	2000	53,39
4	870,55	2,9

- (b) Cálculo de rendimiento térmico:

$$\eta = 1 - \frac{1}{r^{K-1}} = 1 - \frac{1}{8^{1,4-1}} = 0,5647 \quad (56,46\%)$$

- (c) Cálculo de la presión media efectiva:

se sabe que,
$$\frac{W_{ciclo}}{m} = \frac{W_{34}}{m} - \frac{W_{12}}{m} = (u_3 - u_4) - (u_2 - u_1)$$

de donde:
$$W_{ciclo} = m [(u_3 - u_4) - (u_2 - u_1)] = m * c_v [(T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)]$$

donde m es la masa de aire, que se determina por la ecuación de los gases ideales según:

$$m = \frac{p_1 V_1}{\left(\frac{R}{M} \right) T_1} = \frac{(10^5 \text{ N/m}^2) (0,6 \times 10^{-3} \text{ m}^3)}{\left[(8,314 \text{ KJ/Kmol} \cdot ^\circ K) / (28,97 \text{ Kg/Kmol}) \right] (300^\circ K)} \frac{\text{KJ}}{(10^3 \text{ N.m})} = 6,97 \times 10^{-4} \text{ Kg}$$

Remplazando este valor en la expresión para W_{ciclo} :

$$W_{ciclo} = m * c_v [(T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)]$$

$$W_{ciclo} = (6,97 \times 10^{-4} \text{ Kg}) (0,718 \text{ KJ/Kg} \cdot ^\circ K) [(2000 - 870,55) - (689,22 - 300)]^\circ K = 0,37 \text{ KJ}$$

Cálculo de la presión media efectiva:

$$p_{me} = \frac{\text{trabajo neto para un ciclo}}{\text{cilindrada}} = \frac{W_{ciclo}}{V_1 - V_2} = \frac{W_{ciclo}}{V_1 \left(1 - \frac{V_2}{V_1} \right)} = \frac{W_{ciclo}}{V_1 \left(1 - \frac{1}{r} \right)}$$

$$p_{me} = \frac{0,37 \text{ KJ}}{0,6 \text{ dm}^3 \left(1 - \frac{1}{8} \right)} \left(\frac{10^3 \text{ N.m}}{\text{KJ}} \right) \left(\frac{10^3 \text{ dm}^3}{\text{m}^3} \right) \left(\frac{10^{-5} \text{ atm}}{\text{N/m}^2} \right) = 7,05 \text{ atm}$$

Análisis según método de aire-estándar mediante tablas:

(a) Cálculo de presión y temperatura en cada estado:

❖ Para la compresión isentrópica, proceso 1-2:

Por ser isentrópico, podemos usar la ecuación 2.4: $v_{r2} = v_{r1} \frac{V_2}{V_1} = \frac{v_{r1}}{r}$

Y de la tabla A-16 (Moran y Shapiro) se obtienen:

T_1 (°K)	u_1 (KJ/Kg)	v_{r1}	p_{r1}
300	214,07	621,2	1,3860

Remplazando:

$$v_{r2} = \frac{621,2}{8} = 77,65$$

Luego buscamos en tabla A-16 este valor para interpolar T_2 , u_2 y P_{r2} :

T (°K)	u (KJ/Kg)	v_r	p_r
680	496,62	75,50	25,65
T_2	u_2	77,65	P_{r2}
670	488,81	78,61	24,46

$$\text{Si } \frac{(T_2 - 680)}{(670 - 680)} = \frac{(77,65 - 75,50)}{(78,61 - 75,50)} \Rightarrow T_2 = 673,09 \text{ °K}$$

$$\text{Si } \frac{(u_2 - 496,62)}{(488,81 - 496,62)} = \frac{(77,65 - 75,50)}{(78,61 - 75,50)} \Rightarrow u_2 = 491,22 \text{ KJ/Kg}$$

$$\text{Si } \frac{(P_{r2} - 25,85)}{(24,46 - 25,85)} = \frac{(77,65 - 75,50)}{(78,61 - 75,50)} \Rightarrow P_{r2} = 24,89$$

Con la ecuación de los gases ideales

$$p_2 = p_1 \left(\frac{T_2 V_1}{T_1 V_2} \right) = p_1 \left(\frac{T_2}{T_1} \right) r = 1 \text{ atm} \left(\frac{673,09}{300} \right) 8 = 17,95 \text{ atm}$$

También podemos usar la relación isentrópica: $p_2 = p_1 \frac{p_{r2}}{p_{r1}}$

❖ Para la absorción de calor a volumen constante, proceso 2-3:

Como $V_2 = V_3$ de la ecuación de estado: $\frac{p_3 V_3}{T_3} = \frac{p_2 V_2}{T_2}$

$$\text{Se tiene: } p_3 = p_2 * \frac{T_3}{T_2} \quad \text{reemplazando} \quad p_3 = 17,95 * \frac{2000 \text{ K}}{673,09 \text{ K}} = 53,3 \text{ atm}$$

Y de la tabla A-16 (Moran y Shapiro) se obtienen:

T_3 (°K)	u_3 (KJ/Kg)	v_{r3}	p_{r3}
2000	1678,7	2,776	2068

❖ Para la expansión isentrópica, proceso 3-4:

Por ser isentrópico, podemos usar la ecuación 2.5: $v_{r4} = v_{r3} \frac{V_4}{V_3} = r v_{r1}$

$$\text{reemplazando: } v_{r4} = (8) (2,776) = 22,21$$

Luego buscamos en tabla A-16 este valor para interpolar T_4 , u_4 y P_{r4} :

$T (^{\circ}K)$	$u(KJ/Kg)$	v_r	p_r
1040	793,36	22,39	133,3
T_4	u_4	22,21	p_{r4}
1060	810,62	21,14	143,9

$$\text{Si } \frac{(T_4 - 1040)}{(1060 - 1040)} = \frac{(22,21 - 22,39)}{(21,14 - 22,39)} \Rightarrow T_4 = 1043^{\circ}K$$

$$\text{Si } \frac{(u_4 - 793,36)}{(810,62 - 793,36)} = \frac{(22,21 - 22,39)}{(21,14 - 22,39)} \Rightarrow u_4 = 795,85 \text{ KJ / Kg}$$

$$\text{Si } \frac{(p_{r4} - 133,3)}{(143,9 - 133,3)} = \frac{(22,21 - 22,39)}{(21,14 - 22,39)} \Rightarrow p_{r4} = 134,83$$

Utilizando la relación isentrópica: $p_4 = p_3 \frac{p_{r4}}{p_{r3}}$ y reemplazando tenemos:

$$p_4 = (53,36 \text{ atm}) \left(\frac{134,83}{2068} \right) = 3,48 \text{ atm}$$

Cuadro de presiones y temperaturas según método aire estándar:

Estado	$T (^{\circ}K)$	p (atm)	$u(KJ/Kg)$
1	300	1	214,07
2	673,09	17,96	491,22
3	2000	53,36	1678,7
4	1043	3,48	795,85

(b) Cálculo de rendimiento térmico: ec. 2.3

$$\eta = 1 - \frac{u_4 - u_1}{u_3 - u_2} = 1 - \frac{795,85 - 214,07}{1678,7 - 491,22} = 0,51 \quad (51\%)$$

(c) Cálculo de la presión media efectiva:

$$\text{Se sabe que, } \frac{W_{ciclo}}{m} = \frac{W_{34}}{m} - \frac{W_{12}}{m} = (u_3 - u_4) - (u_2 - u_1)$$

Donde m es la masa de aire, que se determinó previamente, según método anterior.

Reemplazando este valor en la expresión para W_{ciclo} :

$$W_{ciclo} = m [(u_3 - u_4) - (u_2 - u_1)]$$

$$W_{ciclo} = (6,97 \times 10^{-4} \text{ Kg}) [(1678,7 - 795,85) - (491,22 - 214,07)]^{\circ} \text{ KJ / Kg}$$

$$W_{ciclo} = 0,422 \text{ KJ}$$

Cálculo de la presión media efectiva:

$$pme = \frac{W_{ciclo}}{V_1 - V_2} = \frac{W_{ciclo}}{V_1 \left(1 - \frac{V_2}{V_1} \right)} = \frac{W_{ciclo}}{V_1 \left(1 - \frac{1}{r} \right)}$$

$$pme = \frac{0,422 \text{ KJ}}{0,6 \text{ dm}^3 \left(1 - \frac{1}{8} \right)} \left(\frac{10^3 \text{ N.m}}{\text{KJ}} \right) \left(\frac{10^3 \text{ dm}^3}{\text{m}^3} \right) \left(\frac{10^{-5} \text{ atm}}{\text{N / m}^2} \right) = 8,04 \text{ atm}$$

B. EL CICLO DIESEL DE AIRE - ESTANDAR

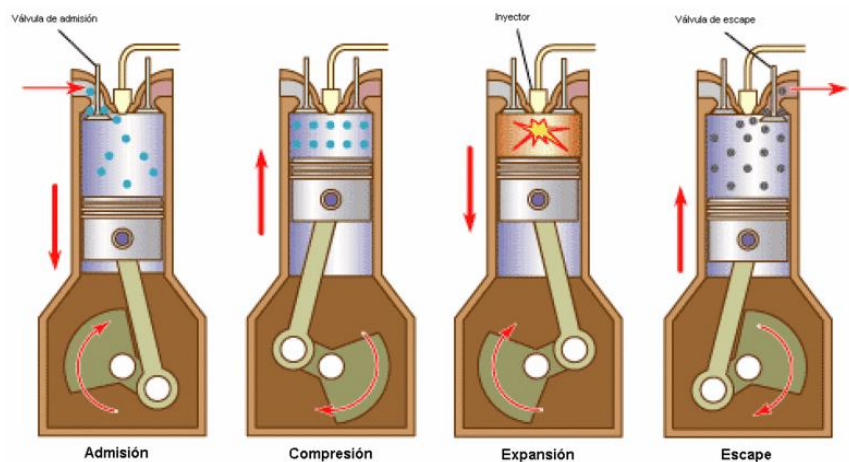
El motor Diesel es un motor térmico de combustión interna alternativo en el cual el encendido del combustible se logra por la temperatura elevada que produce la compresión del aire en el interior del cilindro, según el principio del ciclo del diesel.

Es un motor muy usado en la actualidad por sus grandes prestaciones y eficiencia usado desde pequeños automóviles hasta grandes embarcaciones.

Básicamente el funcionamiento de un motor diesel 4 tiempos consta de la etapa de admisión, compresión, explosión y escape.

En la admisión el motor toma aire de la atmosfera y luego procede a la compresión del aire luego el inyector agrega el combustible diesel (ACPM) y se produce la explosión después de este tiempo se procede a expulsar los gases residuales del proceso.

Un motor Diesel funciona mediante la ignición (encendido) del combustible al ser inyectado muy pulverizado y con alta presión en una cámara de combustión que contiene aire a una temperatura superior a la temperatura de auto combustión, sin necesidad de chispa como en los motores de gasolina.



La temperatura que inicia la combustión procede de la elevación de la presión que se produce en el segundo tiempo del motor, la compresión. El combustible se inyecta en la parte superior de la cámara de combustión a gran presión desde unos orificios muy pequeños que presenta el inyector de forma que se atomiza y se mezcla con el aire a alta temperatura y presión (entre 700 y 900°C), como resultado, la mezcla se inflama muy rápidamente. Esta combustión ocasiona que el gas contenido en la cámara se expanda, impulsando el pistón hacia abajo.

Esta expansión, al revés de lo que ocurre con el motor de gasolina, se hace a presión constante ya que continúa durante la carrera de trabajo o de expansión. La biela transmite este movimiento al cigüeñal, al que hace girar, transformando el movimiento lineal del pistón en un movimiento de rotación.

Para que se produzca la autoinflamación es necesario alcanzar la temperatura de inflamación espontánea del gasóleo. En frío es necesario pre-calentar el gasóleo o emplear combustibles más pesados que los empleados en el motor de gasolina, empleándose la fracción de destilación de petróleo fluctuando entre los 220 °C y 350 °C, que recibe la denominación de gasóleo o gasoil en Inglés.

El ciclo Diesel de aire-estándar es un ciclo ideal que supone que la absorción de calor ocurre durante un proceso a presión constante que empieza cuando el pistón está en el punto muerto superior. El ciclo Diesel, que se muestra en los diagramas p-V y T-s de la figura 2.5, consta de cuatro procesos internamente reversibles en serie. El primer proceso que va del estado 1 al estado 2 es el mismo que en el ciclo Otto: una compresión isentrópica. Por el contrario el calor no se transfiere al fluido de trabajo mediante un proceso a volumen constante, como en el ciclo Otto. En el ciclo Diesel el calor se cede al fluido de trabajo mediante un proceso a *presión constante*. El proceso 2-3 también es la primera parte de la carrera de trabajo. La expansión isentrópica desde el estado 3 a 4 es el resto de la carrera trabajo. Como en el ciclo Otto, el ciclo se completa con el proceso a volumen constante 4-1 en el que el calor se cede desde el aire cuando el pistón está en el punto muerto inferior. Este proceso sustituye a la admisión y escape de los motores reales.

Dado que el ciclo Diesel de aire-estándar está compuesto por procesos internamente reversibles, las áreas en los diagramas T-s y p-V de la figura 2.5 representan calor y trabajo, respectivamente. En el diagrama T-s, el área 2-3-a-b-2 representan el calor absorbido por unidad de masa y el área 1-4-a-b-1 es el calor cedido por unidad de masa. En el diagrama p-V, el área 1-2-a-b-1 es el trabajo que entra por unidad de masa durante proceso de compresión. El área 2-3-4-b-a-2 es el trabajo producido por unidad de masa cuando el pistón va desde el punto muerto superior al punto muerto inferior. El área de encerrada en cada una de las dos figuras es el trabajo neto obtenido, que es igual al calor neto transferido.

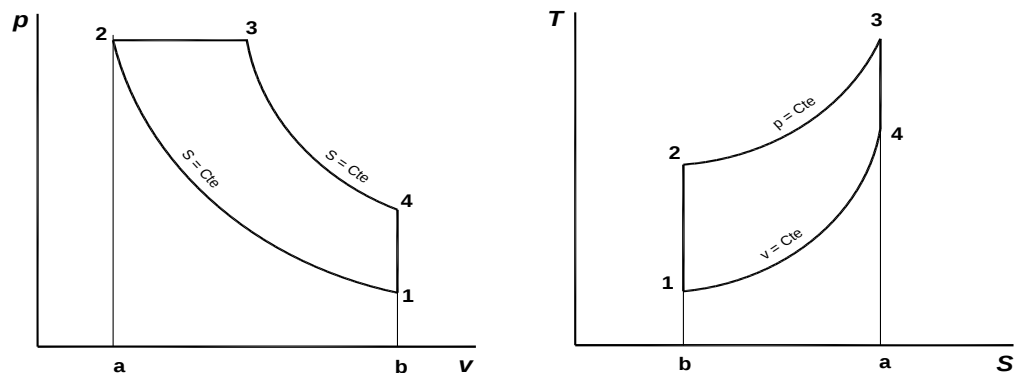


Fig. 2.5 Diagramas p-v y T-s del ciclo Diesel-estándar

En el ciclo Diesel el calor absorbido tiene lugar a presión constante. Por lo tanto, el proceso 2-3 incluye calor y trabajo. El trabajo viene dado por

$$\frac{W_{23}}{m} = \int_2^3 p * dv = p_2 (v_3 - v_2) \quad (2.11)$$

El calor absorbido en el proceso 2-3 se calcula aplicando el balance de energía para sistemas cerrados:

$$m(u_3 - u_2) = Q_{23} - W_{23}$$

Introduciendo la ecuación 2.11 y despejando el calor transferido, se tiene:

$$\frac{Q_{23}}{m} = (u_3 - u_2) + p(v_3 - v_2) = (u_3 - pv_3) - (u_2 - pv_2) = h_3 - h_2 \quad (2.12)$$

Donde la entalpía específica se introduce para simplificar la expresión. Como en el ciclo Otto, el calor cedido en el proceso 4-1 está dado por

$$\frac{Q_{41}}{m} = u_4 - u_1$$

El rendimiento térmico es la relación entre trabajo neto del ciclo y el calor absorbido. Y alternativamente, el trabajo neto puede evaluarse como el calor neto intercambiado.

$$\eta = \frac{W_{\text{ciclo}}/m}{Q_{23}/m} = 1 - \frac{Q_{41}/m}{Q_{23}/m} = 1 - \frac{u_4 - u_1}{h_3 - h_2} \quad (2.13)$$

El rendimiento térmico del ciclo Diesel aumenta, como en el ciclo Otto, cuando crece la relación de compresión. Evaluar el rendimiento térmico con la ecuación 2.13, exige conocer los valores de u_1 , u_4 , h_2 y h_3 o alternativamente, la temperatura en cada uno de los estados principales del ciclo.

Para determinar estas temperaturas, se procede de la siguiente manera: Conocido inicialmente la temperatura T_1 , con una relación de compresión r , y por tratarse de un proceso isentrópico se usa la siguiente relación

$$v_{r2} = v_{r1} \frac{V_2}{V_1} = \frac{v_{r1}}{r}$$

Determinándose T_2 al interpolar V_{r2} en la tabla A-16. Para calcular T_3 , se emplean la ecuación de

estado ideal a presión constante ($p_2=p_3$)

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

Donde se han introducido la relación $r_c = V_3/V_2$, llamada *relación de combustión*.

Dado que $V_4=V_1$, la relación de volúmenes para el proceso isentrópico 3-4 se expresa como

$$\frac{V_4}{V_3} = \frac{V_4}{V_2} \frac{V_2}{V_3} = \frac{V_1}{V_2} \frac{V_2}{V_3} = \frac{r}{r_c} \quad (2.14)$$

Donde la relación de compresión r y la relación de combustión r_c se han introducido para simplificar la expresión.

Utilizando la ec. 2.14 junto con v_{r3} y T_3 , la temperatura T_4 se determina por interpolación, después de calcular v_{r4} mediante la relación isoentrópica siguiente

$$v_{r4} = v_{r3} \frac{V_4}{V_3} = \frac{r}{r_c} v_{r3} \quad (k \text{ constante})$$

En un análisis *aire-estándar frío*, la expresión apropiada para evaluar T_2 es

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

La temperatura T_4 se calcula de forma similar con la relación

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{K-1} = \left(\frac{r_c}{r} \right)^{K-1} \quad (k \text{ cte})$$

donde se ha utilizado la ecuación 2.14 para sustituir el cociente de volúmenes.

Finalmente en el análisis *aire estándar frío*, el rendimiento térmico de un ciclo Diesel puede expresarse a partir de la ec. 2.13 en función a otras variables:

$$\eta = \frac{(W_{\text{ciclo}}/m)}{(Q_{23}/m)} = 1 - \frac{Q_{41}/m}{Q_{23}/m} = 1 - \frac{u_4 - u_1}{h_3 - h_2} = 1 - \frac{C_v}{C_p} \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{1}{k} \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}$$

Asimismo se conoce que a ($k \text{ cte}$):

$$T_4 = T_3 \left(\frac{r_c}{r} \right)^{K-1} \quad \text{y} \quad T_2 = T_1 r^{K-1} \quad (*)$$

De otra parte, en el proceso 2-3, como $p_2 = p_3$ de la ecuación de estado: $\frac{p_3 * V_3}{T_3} = \frac{p_2 * V_2}{T_2}$

Se tiene: $T_3 = T_2 * \frac{V_3}{V_2}$ reemplazando r_c se tiene $T_3 = T_2 * r_c$

Remplazando T_2 en función de T_1 , se tiene: $T_3 = T_1 r^{K-1} r_c \quad (*)$

Así como $T_4 = T_3 \left(\frac{r_c}{r} \right)^{K-1} = T_1 r^{K-1} r_c \left(\frac{r_c}{r} \right)^{K-1} = T_1 r_c^K \quad (*)$

Sustituyendo los valores de T_2 , T_3 y T_4 en su forma (*) en la ecuación para η , se tiene:

$$\eta = 1 - \frac{1}{k} \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{1}{k} \frac{T_1 r_c^K - T_1}{T_1 r^{K-1} r_c - T_1 r^{K-1}} = 1 - \frac{1}{r^{K-1}} \left[\frac{r_c^K - 1}{k (r_c - 1)} \right] \quad (k \text{ cte}) \quad (2.15)$$

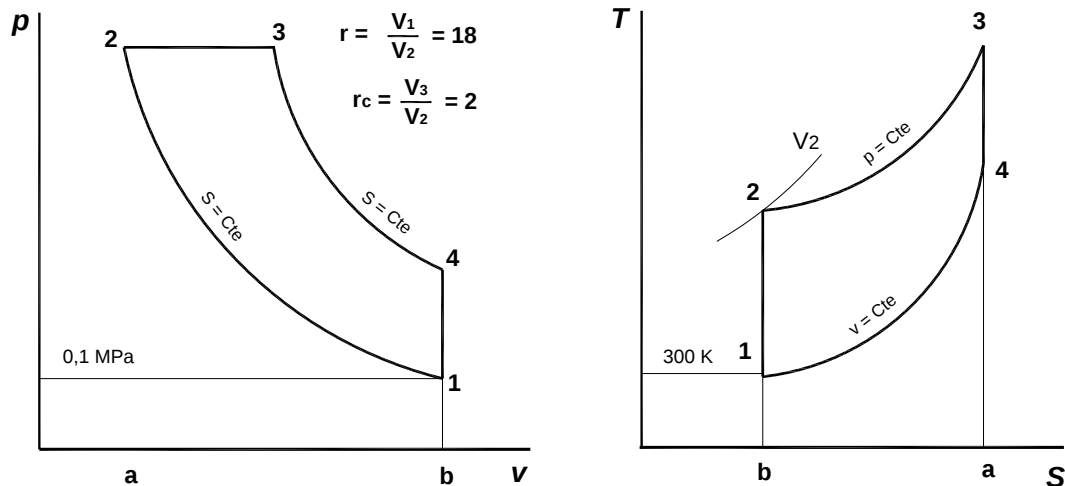
Donde r es la relación de *compresión* y r_c es la relación de *combustión*.

Ejemplo 2.2:

Al comienzo del proceso de compresión de un ciclo Diesel de aire-estándar, que opera con una relación de compresión de 18, la temperatura de 300° K y la presión es 0,1MPa. La relación de combustión del ciclo es 2. Determinase (a) la temperatura y presión al final de cada proceso del ciclo. (b) el rendimiento térmico. (c) la presión media efectiva. en MPa.

Solución:

Conocida la relación de compresión y los datos al principio de la carrera de compresión, y además se conocen la relación de combustión, con lo cual podemos diagramar y mostrar los datos conocidos:

**Consideraciones:**

El aire en el conjunto cilindro-pistón es un sistema cerrado.

Los procesos de compresión y expansión son adiabáticos.

Todos los procesos son internamente reversibles.

El aire se considera gas ideal.

Las energías cinética y potencial son despreciables.

Análisis según método de aire-estándar frío:

(a) Cálculo de presión y temperatura en cada estado:

❖ Para la compresión isentrópica, proceso 1-2:

A $T=300^\circ\text{K}$, se tiene: $c_p=1,005 \text{ KJ/Kg.}^\circ\text{K}$ y $c_v=0,718 \text{ KJ/Kg.}^\circ\text{K}$ entonces, $k_{\text{aire}}=1,4$

Por ser isentrópico, podemos usar la ecuación 2.6 :

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

De donde se obtiene: $T_2 = T_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{K-1} = T_1 r^{K-1} = (300^\circ\text{K}) (18)^{1,4-1} = 953,3^\circ\text{K}$

Usando la ec.2.8:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^K = r^K$$

Se tiene que: $p_2 = p_1 r^K = (0,1 \text{ MPa}) (18)^{1,4} = 5,72 \text{ MPa}$

- ❖ Para la absorción de calor a presión constante, proceso 2-3:

Como $p_2 = p_3$, de la ecuación de estado:
$$\frac{p_3 * V_3}{T_3} = \frac{p_2 * V_2}{T_2}$$

Se tiene: $T_3 = T_2 * \frac{V_3}{V_2}$ reemplazando r_c se tiene $T_3 = T_2 * r_c$

$T_3 = 953,3^\circ K * 2 = 1906,6^\circ K$ y $p_3 = 5,72 \text{ MPa}$

- ❖ Para la expansión isentrópica, proceso 3-4:

Por ser isentrópico, podemos usar la ecuación:
$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{K-1} = \left(\frac{r_c}{r} \right)^{K-1} \quad (k \text{ cte})$$

De donde se obtiene: $T_4 = T_3 \left(\frac{r_c}{r} \right)^{K-1} = 1906,6^\circ K \left(\frac{2}{18} \right)^{1,4-1} = 791,70^\circ K$

Usando la ec. 2.9: $\frac{p_4}{p_3} = \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^K = \frac{1}{r^K}$ Se tiene que:

$p_4 = p_3 \left(\frac{r_c}{r} \right)^K = 5,72 \text{ MPa} \left(\frac{2}{18} \right)^{1,4} = 0,26 \text{ MPa}$

Cuadro de presiones y temperaturas según método aire estándar frío:

Estado	T °K	P (MPa)	P (atm)
1	300	0,1	1
2	953,3	5,72	57,2
3	1906,6	5,72	57,2
4	791,70	0,26	2,6

- (b) Cálculo de rendimiento térmico:

$$\eta = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \left[\frac{r_c^k - 1}{k(r_c - 1)} \right] = 1 - \frac{1}{18^{1,4-1}} \left[\frac{2^{1,4} - 1}{1,4(2 - 1)} \right] = 0,6316 \quad (63,16\%)$$

- (c) Cálculo de la presión media efectiva:

Se sabe que, $\frac{W_{ciclo}}{m} = \frac{Q_{32}}{m} - \frac{Q_{41}}{m} = (h_3 - h_2) - (u_4 - u_1)$

De donde: $\frac{W_{ciclo}}{m} = c_p(T_3 - T_2) - c_v(T_4 - T_1)$

$$\frac{W_{ciclo}}{m} = 1,005 \text{ KJ / Kg.K} (1906,6 - 953,3)K - 0,718 \text{ KJ / Kg.K} (791,7 - 300)K = 605,03 \text{ KJ / Kg}$$

Por la ecuación de los gases ideales, se tiene:

$$\frac{V_1}{m} = \frac{\bar{R} T_1}{M p_1} = \frac{(8,314 \text{ KJ / Kmol.}^\circ K)(300^\circ K)}{(28,97 \text{ Kg / Kmol})(0,1 \text{ MPa})} \frac{\text{MPa}}{(10^6 \text{ N / m}^2)} \frac{10^3 \text{ N.m}}{\text{KJ}} = 0,861 \text{ m}^3 / \text{Kg}$$

Cálculo de la presión media efectiva:

$$p_{me} = \frac{\text{trabajo neto para un ciclo}}{\text{cilindrada}} = \frac{W_{ciclo}}{V_1 - V_2} = \frac{W_{ciclo}}{V_1 \left(1 - \frac{V_2}{V_1} \right)} = \frac{W_{ciclo} / m}{V_1 / m \left(1 - \frac{1}{r} \right)}$$

$$p_{me} = \frac{605,03 \text{ KJ / Kg}}{0,861 \text{ m}^3 / \text{Kg} \left(1 - \frac{1}{18} \right)} = 744,04 \text{ KPa} = 0,74 \text{ MPa}$$

Análisis según método de aire-estándar mediante tablas:

(a) Cálculo de presión y temperatura en cada estado:

❖ Para la compresión isentrópica, proceso 1-2:

Por ser isentrópico, podemos usar la ecuación 2.4:

$$v_{r2} = v_{r1} \frac{V_2}{V_1} = \frac{v_{r1}}{r}$$

Y de la tabla A-16 (Moran y Shapiro) se obtienen:

T_1 (°K)	u_1 (KJ/Kg)	V_{r1}	P_{r1}
300	214,07	621,2	1,3860

$$\text{Reemplazando: } v_{r2} = \frac{621,2}{18} = 34,51$$

Luego buscamos en tabla A-16 este valor para interpolar T_2 , u_2 y P_{r2} :

T (°K)	h (KJ/Kg)	V_r	P_r
880	910,56	36,61	68,98
T_2	h_2	34,51	P_{r2}
900	932,93	34,31	75,29

$$\text{Si } \frac{(T_2 - 880)}{(900 - 880)} = \frac{(34,51 - 36,61)}{(34,31 - 36,61)} \Rightarrow T_2 = 898,26^\circ K$$

$$\text{Si } \frac{(h_2 - 910,56)}{(932,93 - 910,56)} = \frac{(34,51 - 36,61)}{(34,31 - 36,61)} \Rightarrow h_2 = 930,9^\circ KJ / Kg$$

$$\text{Si } \frac{(P_{r2} - 68,98)}{(75,29 - 68,98)} = \frac{(34,51 - 36,61)}{(34,31 - 36,61)} \Rightarrow P_{r2} = 74,74$$

$$\text{Por la relación isentrópica: } p_2 = p_1 \frac{P_{r2}}{P_{r1}} = (0,1 MPa) \left(\frac{74,74}{1,3860} \right) = 5,39 MPa$$

❖ Para la absorción de calor a presión constante, proceso 2-3:

$$\text{Como } p_2 = p_3 \text{ de la ecuación de estado: } \frac{p_3 V_3}{T_3} = \frac{p_2 V_2}{T_2}$$

$$\text{Se tiene: } T_3 = T_2 * \frac{V_3}{V_2} = T_2 * r_c \quad \text{reemplazando} \quad T_3 = 898,26^\circ K * 2 = 1796,52^\circ K$$

Luego buscamos en tabla A-16 este valor para interpolar h_3 , V_{r3} y P_{r3} :

T (°K)	h (KJ/Kg)	V_r	P_r
1750	1941,6	4,328	1161
1796,52	h_3	V_{r3}	P_{r3}
1800	2003,3	3,944	1310

$$\text{Si } \frac{(V_{r3} - 4,328)}{(3,944 - 4,328)} = \frac{(1796,52 - 1750)}{(1800 - 1750)} \Rightarrow V_{r3} = 3,97$$

$$\text{Si } \frac{(h_3 - 1941,6)}{(2003,3 - 1941,6)} = \frac{(1796,52 - 1750)}{(1800 - 1750)} \Rightarrow h_3 = 1999,0 KJ / Kg$$

$$\text{Si } \frac{(P_{r3} - 1161)}{(1310 - 1161)} = \frac{(1796,52 - 1750)}{(1800 - 1750)} \Rightarrow P_{r3} = 1299,63$$

❖ Para la expansión isentrópica, proceso 3-4:

Por ser isentrópico, podemos usar la ecuación 2.5: $v_{r4} = v_{r3} \frac{V_4}{V_3} = v_{r3} \frac{V_4}{V_2} \frac{V_2}{V_3}$

Como $V_4 = V_1$, se tiene: $v_{r4} = v_{r3} \frac{r}{r_c} = (3,97) \left(\frac{18}{2} \right) = 35,73$

Luego buscamos en tabla A-16 este valor para interpolar T_4 , u_4 y P_{r4} :

T (°K)	u(KJ/Kg)	V_r	P_r
880	657,59	36,61	68,98
T_4	u_4	35,73	P_{r4}
900	674,58	34,31	75,29

Si $\frac{(T_4 - 1040)}{(1060 - 1040)} = \frac{(35,73 - 36,61)}{(34,31 - 36,61)} \Rightarrow T_4 = 887,65^\circ K$

Si $\frac{(u_4 - 657,59)}{(674,58 - 657,59)} = \frac{(35,73 - 36,61)}{(34,31 - 36,61)} \Rightarrow u_4 = 664,09 \text{ KJ / Kg}$

Si $\frac{(p_{r4} - 68,98)}{(75,29 - 68,98)} = \frac{(35,73 - 36,61)}{(34,31 - 36,61)} \Rightarrow p_{r4} = 71,39$

Siendo $p_3 = p_2 = 5,39 \text{ MPa}$, y utilizando la relación isoentrópica: $p_4 = p_3 \frac{p_{r4}}{p_{r3}}$

Remplazando tenemos que: $p_4 = (5,39 \text{ MPa}) \left(\frac{71,39}{1299,63} \right) = 0,296 \text{ MPa}$

Cuadro de presiones y temperaturas según método aire estándar:

Estado	T °K	P (MPa)	u(KJ/Kg)	h(KJ/Kg)
1	300	1	214,07	----
2	898,26	5,39	-----	930,98
3	1796,52	5,39	-----	1999,0
4	1043	0,296	664,09	-----

(b) Cálculo de rendimiento térmico: ec. 2.3

$$\eta = 1 - \frac{u_4 - u_1}{h_3 - h_2} = 1 - \frac{664,09 - 214,07}{1999,0 - 930,98} = 0,5786 \quad (57,86\%)$$

(c) Cálculo de la presión media efectiva:

De la ec.2.13 se sabe que,

$$W_{\text{ciclo}}/m = Q_{23}/m - Q_{41}/m = (h_3 - h_2) - (u_4 - u_1)$$

$$W_{\text{ciclo}}/m = (1999,0 - 930,98) - (664,09 - 214,07) = 218 \text{ KJ / Kg}$$

Cálculo de la presión media efectiva:

$$p_{me} = \frac{\text{trabajo neto para un ciclo}}{\text{cilindrada}} = \frac{W_{\text{ciclo}}}{V_1 - V_2} = \frac{W_{\text{ciclo}}}{V_1 \left(1 - \frac{V_2}{V_1} \right)} = \frac{W_{\text{ciclo}}/m}{V_1/m \left(1 - \frac{1}{r} \right)}$$

$$p_{me} = \frac{618 \text{ KJ / Kg}}{0,861 \text{ m}^3 / \text{Kg} \left(1 - \frac{1}{18} \right)} = 759,99 \text{ KPa} = 0,76 \text{ MPa}$$

C. EL CICLO DUAL DE AIRE - ESTANDAR

El diagrama presión-volumen del motor de combustión interna real no se describe bien con los ciclos Otto y Diesel. El ciclo de aire-estándar que más aproxima a las variaciones de presión reales es el *ciclo dual de aire-estándar*. El ciclo dual se muestra la figura 2.6. En los ciclos Otto-Diesel, el proceso 1-2 es una compresión isentrópica. El calor absorbido ocurre en dos etapas: el proceso 2-3 es una absorción de calor a volumen constante y el proceso 3-4 es una absorción de calor a presión constante. En el proceso 3-4 tiene lugar la primera parte de la carrera del trabajo. La expansión isentrópica desde el estado 4 al estado 5 es el final de la carrera del trabajo. Como en los ciclos Otto y Diesel, el ciclo se completa con una sesión de calor a volumen constante, proceso 5-1. Las áreas en los diagramas T-s y p-v se interpretan como el calor y el trabajo, respectivamente, como el caso de los ciclos Otto y Diesel.

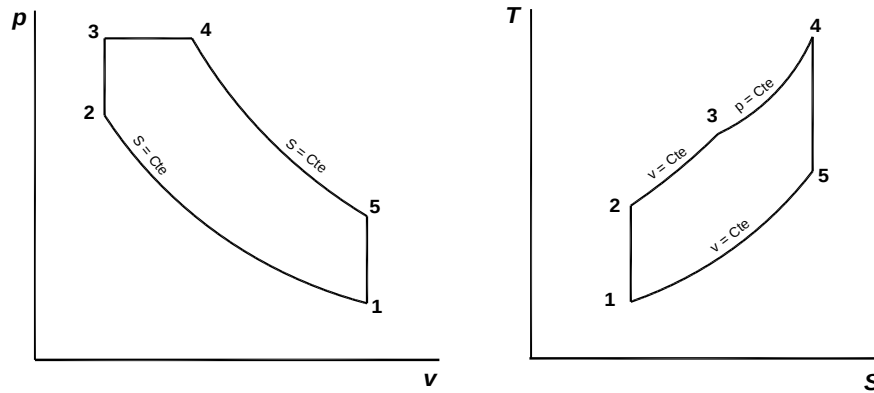


Fig. 2.6 Diagramas p-v y T-s del ciclo dual de aire-estándar

Ya que el ciclo dual se compone del mismo tipo de procesos que los ciclos Otto y Diesel, se pueden escribir directamente las expresiones adecuadas para las transferencias de calor y trabajo desarrolladas anteriormente. Así durante el proceso de compresión isentrópica 1-2 no hay transferencia de calor, y el trabajo consumido es $\longrightarrow$

$$\frac{W_{12}}{m} = u_2 - u_1$$

Como para el proceso correspondiente del ciclo Otto, durante la absorción de calor a volumen constante, proceso 2-3, no hay trabajo, y el calor transferido es $\longrightarrow$

$$\frac{Q_{23}}{m} = u_3 - u_2$$

El proceso de absorción de calor a presión constante, proceso 3-4, tienen las mismas transferencias de calor y trabajo que proceso correspondiente del ciclo Diesel,

$$\frac{W_{34}}{m} = \int_3^4 p \cdot dv = p_3 (v_4 - v_3) \quad \text{y} \quad \frac{Q_{34}}{m} = h_4 - h_3$$

Durante la expansión isentrópica, proceso 4-5, no hay transferencia de calor, y el trabajo producido es $\longrightarrow$

$$\frac{W_{45}}{m} = u_4 - u_5$$

Finalmente, en el proceso 5-1 a volumen constante, que completa el ciclo, no se intercambia trabajo pero se cede calor, el cual es $\longrightarrow$

$$\frac{Q_{51}}{m} = u_5 - u_1$$

El rendimiento térmico es la relación entre el trabajo neto del ciclo y el calor *total* absorbido

$$\eta = \frac{(W_{\text{ciclo}}/m)}{(Q_{23}/m + Q_{34}/m)} = 1 - \frac{Q_{51}/m}{(Q_{23}/m + Q_{34}/m)} = 1 - \frac{u_5 - u_1}{(u_3 - u_2) + (h_4 - h_3)} \quad (2.16)$$

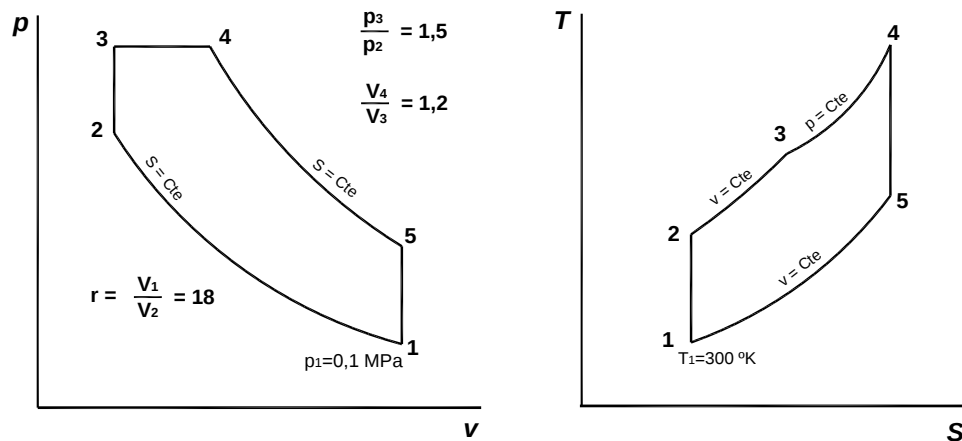
El ejemplo siguiente proporciona una ilustración del análisis del ciclo dual de aire-estándar.

Ejemplo 2.3:

En un ciclo dual de aire estándar con una relación de compresión 18, al comenzar el proceso de compresión la temperatura es 300° K y la presión 0,1 MPa. La relación de presiones para el proceso de calentamiento volumen constante es 1,5:1. La relación de volúmenes para el proceso de calentamiento presión constante es 1,2:1. Determinése (a) el rendimiento térmico y (b) la presión media efectiva, en MPa.

Solución:

Conocido que el ciclo dual de aire-estándar se realice un sistema cilindro-pistón. Y conociéndose las condiciones al comienzo de la compresión y dadas las relaciones de presión y volumen necesarios, podemos diagramar y mostrar los datos conocidos:

**Consideraciones:**

El aire en el conjunto cilindro-pistón es un sistema cerrado.

Los procesos de compresión y expansión son adiabáticos.

Todos los procesos son internamente reversibles.

El aire se considera gas ideal.

Las energías cinética y potencial son despreciables.

Análisis según método de aire-estándar frío:

(a) Cálculo de presión y temperatura en cada estado:

❖ Para la compresión isentrópica, proceso 1-2:

A $T = 300 \text{ °K}$, se tiene: $c_p = 1,005 \text{ KJ/Kg.°K}$ y $c_v = 0,718 \text{ KJ/Kg.°K}$ entonces, $k_{\text{aire}} = 1,4$

Por ser isentrópico, podemos usar la ecuación: 2.6

de donde se obtiene:

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

$$T_2 = T_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{K-1} = T_1 r^{K-1} = (300 \text{ °K}) (18)^{1,4-1} = 953,3 \text{ °K}$$

Usando la ec. 2.8:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^K = r^K$$

Se tiene que:

$$p_2 = p_1 r^K = (1 \text{ atm}) (18)^{1,4} = 5,72 \text{ MPa}$$

- ❖ Para la absorción de calor a volumen constante, proceso 2-3:

Como $V_2 = V_3$ de la ecuación de estado: $\frac{p_3 * V_3}{T_3} = \frac{p_2 * V_2}{T_2}$ y además: $\frac{p_3}{p_2} = 1,5$

Se tiene: $T_3 = T_2 * \frac{p_3}{p_2}$ reemplazando $T_3 = 953,3^\circ K * (1,5) = 1429,95^\circ K$

Entonces $p_3 = 1,5 p_2 = 1,5 * 5,72 = 8,58 \text{ MPa}$

- ❖ Para la absorción de calor a presión constante, proceso 3-4:

Como $p_3 = p_4$ de la ecuación de estado: $\frac{p_3 * V_3}{T_3} = \frac{p_4 * V_4}{T_4}$

Se tiene: $T_4 = T_3 * \frac{V_4}{V_3}$ reemplazando $\frac{V_4}{V_3} = 1,2$

$T_4 = 1429,95^\circ K * 1,2 = 1715,94^\circ K$ y $p_4 = p_3 = 8,58 \text{ MPa}$

- ❖ Para la expansión isentrópica, proceso 4-5:

Por ser isentrópico, podemos usar la ecuación: $\frac{T_5}{T_4} = \left(\frac{V_4}{V_5} \right)^{K-1} = \left(\frac{V_4 V_3}{V_3 V_5} \right)^{K-1}$

Como $V_5 = V_1$ y $V_3 = V_2$

Entonces $T_5 = T_4 \left(\frac{V_4 V_2}{V_3 V_1} \right)^{K-1} = 1715,94^\circ K \left(1,2 * \frac{1}{18} \right)^{1,4-1} = 580,85^\circ K$

Aplicando la ec. 2.9:

$$\frac{p_5}{p_4} = \left(\frac{V_4}{V_5} \right)^K = \left(\frac{V_4 V_3}{V_3 V_5} \right)^K = \left(\frac{V_4 V_2}{V_3 V_1} \right)^K = \left(\frac{V_4}{V_3} \frac{1}{r} \right)^K$$

Se tiene que:

$$p_5 = p_4 \left(\frac{V_4}{V_3} \frac{1}{r} \right)^K = 8,58 \text{ MPa} \left(1,2 * \frac{1}{18} \right)^{1,4} = 0,194 \text{ MPa}$$

Cuadro de presiones y temperaturas según método aire estándar frío para cada estado:

Estado	T °K	P (MPa)
1	300	0,1
2	953,3	5,72
3	1429,95	8,58
4	1715,94	8,58
5	580,85	0,194

- (b) Cálculo de rendimiento térmico: Ec.2.16

$$\eta = 1 - \frac{u_5 - u_1}{(u_3 - u_2) + (h_4 - h_3)} = 1 - \frac{C_v (T_5 - T_1)}{C_v (T_3 - T_2) + C_p (T_4 - T_3)}$$

$$\eta = 1 - \frac{0,718 \text{ KJ / Kg.K} (580,85 - 300) \text{ K}}{0,718 \text{ KJ / Kg.K} (1429,95 - 953,3) \text{ K} + 1,005 \text{ KJ / Kg.K} (1715,94 - 1429,95) \text{ K}} = 0,6797 (67,27\%)$$

- (c) Cálculo de la presión media efectiva:

$$\text{Se sabe que, } \frac{W_{\text{ciclo}}}{m} = \frac{Q_{43}}{m} + \frac{Q_{43}}{m} - \frac{W_{51}}{m} = (u_3 - u_2) + (h_4 - h_3) - (u_5 - u_1)$$

$$\text{De donde: } \frac{W_{\text{ciclo}}}{m} = c_v (T_3 - T_2) + c_p (T_4 - T_3) - c_v (T_5 - T_1)$$

$$\frac{W_{\text{ciclo}}}{m} = 0,718 (1429,95 - 953,3) + 1,005 (1715,94 - 1429,95) - 0,718 (580,85 - 300) = 428,00 \text{ KJ / Kg}$$

Por la ecuación de los gases ideales, se tiene:

$$\frac{V_1}{m} = \frac{\bar{R} T_1}{M p_1} = \frac{(8,314 \text{ KJ} / \text{Kmol} \cdot ^\circ \text{K})(300^\circ \text{K})}{(28,97 \text{ Kg} / \text{Kmol})(0,1 \text{ MPa})} \frac{\text{MPa}}{(10^6 \text{ N} / \text{m}^2)} \frac{10^3 \text{ N.m}}{\text{KJ}} = 0,861 \text{ m}^3 / \text{Kg}$$

Cálculo de la presión media efectiva:

$$p_{me} = \frac{\text{trabajo neto para un ciclo}}{\text{cilindrada}} = \frac{W_{\text{ciclo}}}{V_1 - V_2} = \frac{W_{\text{ciclo}}}{V_1 \left(1 - \frac{V_2}{V_1}\right)} = \frac{W_{\text{ciclo}} / m}{V_1 / m \left(1 - \frac{1}{r}\right)}$$

Remplazando datos

$$p_{me} = \frac{428,00 \text{ KJ} / \text{Kg}}{0,861 \text{ m}^3 / \text{Kg} \left(1 - \frac{1}{18}\right)} = 526,34 \text{ KPa} = 0,526 \text{ MPa}$$

Análisis según método de aire-estándar mediante tablas:

(a) Cálculo de presión y temperatura en cada estado:

❖ Para la compresión isentrópica, proceso 1-2:

Por ser isentrópico, podemos aplicar la ecuación 2.4:

$$v_{r2} = v_{r1} \frac{V_2}{V_1} = \frac{v_{r1}}{r}$$

Y de la tabla A-16 (Moran y Shapiro) se obtienen:

$$\text{Remplazando: } v_{r2} = \frac{621,2}{18} = 34,51$$

T_1 (°K)	u_1 (KJ/Kg)	V_{r1}	P_{r1}
300	214,07	621,2	1,3860

Luego buscamos en tabla A-16 este valor para interpolar T_2 , u_2 y P_{r2} :

T (°K)	u (KJ/Kg)	V_r	P_r
880	657,95	36,61	68,98
T_2	u_2	34,51	P_{r2}
900	674,58	34,31	75,29

$$\text{Si } \frac{(T_2 - 880)}{(900 - 880)} = \frac{(34,51 - 36,61)}{(34,31 - 36,61)} \Rightarrow T_2 = 898,26^\circ \text{K}$$

$$\text{Si } \frac{(u_2 - 657,95)}{(674,58 - 657,95)} = \frac{(34,51 - 36,61)}{(34,31 - 36,61)} \Rightarrow u_2 = 673,13^\circ \text{KJ} / \text{Kg}$$

$$\text{Si } \frac{(P_{r2} - 68,98)}{(75,29 - 68,98)} = \frac{(34,51 - 36,61)}{(34,31 - 36,61)} \Rightarrow P_{r2} = 74,74$$

$$\text{Por la relación isentrópica: } p_2 = p_1 \frac{P_{r2}}{P_{r1}} = (0,1 \text{ MPa}) \left(\frac{74,74}{1,3860} \right) = 5,39 \text{ MPa}$$

❖ Para la absorción de calor a volumen constante, proceso 2-3:

$$\text{Como } V_2 = V_3 \text{ de la ecuación de estado: } \frac{p_3 V_3}{T_3} = \frac{p_2 V_2}{T_2} \text{ y } \frac{p_3}{p_2} = 1,5$$

$$\text{Se tiene: } T_3 = T_2 * \frac{p_3}{p_2} \quad \text{reemplazando} \quad T_3 = 898,26^\circ \text{K} * 1,5 = 1347,45^\circ \text{K}$$

$$\text{Entonces } p_3 = 1,5 p_2 = 1,5 * 5,39 = 8,09 \text{ MPa}$$

Luego buscamos en tabla A-16 este valor para interpolar h_3 , u_3 , V_{r3} y P_{r3} :

T (°K)	h(KJ/Kg)	u(KJ/Kg)	V_r	P_r
1340	1443,6	1058,94	10,247	375,3
1347,45	h_3	u_3	V_{r3}	P_{r3}
1360	1467,49	1077,10	9,780	399,1

$$\text{Si } \frac{(h_3 - 1443,6)}{(1467,49 - 1443,6)} = \frac{(1347,45 - 1340)}{(1360 - 1340)} \Rightarrow h_3 = 1452,5 \text{ KJ / Kg}$$

$$\text{Si } \frac{(u_3 - 1058,94)}{(1077,10 - 1058,94)} = \frac{(1347,45 - 1340)}{(1360 - 1340)} \Rightarrow u_{r3} = 1065,70 \text{ KJ / Kg}$$

$$\text{Si } \frac{(V_{r3} - 10,247)}{(9,780 - 10,247)} = \frac{(1347,45 - 1340)}{(1360 - 1340)} \Rightarrow V_{r3} = 10,073$$

$$\text{Si } \frac{(P_{r3} - 375,3)}{(399,1 - 375,3)} = \frac{(1347,45 - 1340)}{(1360 - 1340)} \Rightarrow P_{r3} = 384,17$$

❖ Para la absorción de calor a presión constante, proceso 3-4:

Como $p_3 = p_4$ de la ecuación de estado:
$$\frac{p_3 * V_3}{T_3} = \frac{p_4 * V_4}{T_4}$$

Se tiene:
$$T_4 = T_3 * \frac{V_4}{V_3} \quad \text{reemplazando} \quad \frac{V_4}{V_3} = 1,2$$

$$T_4 = 1347,45^\circ\text{K} * 1,2 = 1616,94^\circ\text{K} \quad y \quad p_4 = p_3 = 8,09 \text{ MPa}$$

Luego buscamos en tabla A-16 los valores para interpolar: h_4 , P_{r4} y P_{r4} :

T (°K)	h(KJ/Kg)	V_r	P_r
1600	1757,57	5,804	791,2
1616,94	h_4	V_{r4}	P_{r4}
1620	1782,00	5,574	834,1

$$\text{Si } \frac{(h_4 - 1757,57)}{(1782,00 - 1757,57)} = \frac{(1616,94 - 1600)}{(1620 - 1600)} \Rightarrow h_4 = 1778,26 \text{ KJ / Kg}$$

$$\text{Si } \frac{(V_{r4} - 5,804)}{(5,574 - 5,804)} = \frac{(1616,94 - 1600)}{(1620 - 1600)} \Rightarrow V_{r4} = 5,609$$

$$\text{Si } \frac{(p_{r4} - 791,2)}{(834,1 - 791,2)} = \frac{(1616,94 - 1600)}{(1620 - 1600)} \Rightarrow p_{r4} = 827,54$$

❖ Para la expansión isentrópica, proceso 4-5:

Por ser isentrópico, podemos aplicar la ecuación 2.5:
$$v_{r5} = v_{r4} \frac{V_5}{V_4} = v_{r4} \frac{V_5}{V_3} \frac{V_3}{V_4}$$

Como $V_5 = V_1$ y $V_3 = V_2$, se tiene:

$$v_{r5} = v_{r4} \frac{V_1}{V_2} \frac{V_3}{V_4} = (5,609) \left(18 * \frac{1}{1,2} \right) = 84,135$$

Luego buscamos en tabla A-16 los valores para interpolar T_5 , u_5 y P_{r5} :

T (°K)	u(KJ/Kg)	V_r	P_r
650	473,25	85,34	21,86
T_5	u_5	84,135	P_{r5}
660	481,01	81,89	23,13

$$\text{Si } \frac{(T_5 - 650)}{(660 - 650)} = \frac{(84,135 - 85,34)}{(81,89 - 85,34)} \Rightarrow T_5 = 663,49^\circ\text{K}$$

$$\text{Si } \frac{(u_5 - 473,25)}{(481,01 - 473,25)} = \frac{(84,135 - 85,34)}{(81,89 - 85,34)} \Rightarrow u_5 = 475,96 \text{ KJ / Kg}$$

$$\text{Si } \frac{(p_{r5} - 21,86)}{(23,13 - 21,86)} = \frac{(84,135 - 85,34)}{(81,89 - 85,34)} \Rightarrow p_{r5} = 22,303$$

Utilizando la relación isentrópica de presión:

$$p_5 = p_4 \frac{p_{r5}}{p_{r4}}$$

Y reemplazando valores tenemos:

$$p_5 = (8,09 \text{ MPa}) \left(\frac{22,303}{827,54} \right) = 0,218 \text{ MPa}$$

Cuadro de presiones y temperaturas según método aire estándar, para cada estado:

Estado	T °K	P (MPa)	u(KJ/Kg)	h(KJ/Kg)
1	300	0,1	214,07	----
2	898,26	5,39	673,13	-----
3	1347,45	8,09	1065,70	1452, 5
4	1616,94	8,09	-----	1778,26
5	663,49	0,218	475,96	-----

(b) Cálculo de rendimiento térmico: ec. 2.16

$$\eta = 1 - \frac{u_5 - u_1}{(u_3 - u_2) + (h_4 - h_3)} = 1 - \frac{475,96 - 214,07}{(1065,70 - 673,13) + (1778,26 - 1452,5)} = 0,6354 \quad (63,54\%)$$

(c) Cálculo de la presión media efectiva:

Se sabe que el trabajo neto del ciclo es igual al calor neto intercambiado, por lo que

$$W_{\text{ciclo}}/m = Q_{23}/m + Q_{34}/m - Q_{51}/m = (u_3 - u_2) + (h_4 - h_3) - (u_5 - u_1)$$

$$W_{\text{ciclo}}/m = (1065,70 - 673,13) + (1778,26 - 1452,5) - (475,96 - 414,07) = 456,44 \text{ KJ / Kg}$$

Cálculo de la presión media efectiva:

$$p_{me} = \frac{\text{trabajo neto para un ciclo}}{\text{cilindrada}} = \frac{W_{\text{ciclo}}}{V_1 - V_2} = \frac{W_{\text{ciclo}}}{V_1 \left(1 - \frac{V_2}{V_1} \right)} = \frac{W_{\text{ciclo}}/m}{V_1/m \left(1 - \frac{1}{r} \right)}$$

Remplazando datos, se tiene:

$$p_{me} = \frac{456,44 \text{ KJ / Kg}}{0,861 \text{ m}^3 / \text{Kg} \left(1 - \frac{1}{18} \right)} = 561,31 \text{ KPa} = 0,561 \text{ MPa}$$

1.2.2 CENTRALES ELÉCTRICAS CON TURBINAS DE GAS

INTRODUCCIÓN

Las turbinas de gas tienden a ser más ligeras y compactas que las centrales térmicas de vapor, y se utilizan para la generación de electricidad en equipos fijos. Asimismo, la favorable relación potencia-peso de las turbinas de gas las hace adecuadas para aplicaciones en el transporte como propulsión aérea, transporte marítimo y otros.

Las turbinas de gas pueden operar como sistemas abiertos o cerrados. El modo abierto mostrado en la figura 2.7a es el más común. Este subsistema es el que el aire atmosférico entra continuamente al compresor donde se comprime hasta alta presión. El aire entra entonces en la cámara de combustión, o combustor, donde se mezcla con el combustible produciéndose la combustión y obteniéndose los productos de combustión a elevada temperatura. Los productos de combustión se expanden en la turbina y a continuación se descargan al ambiente. Parte de la potencia desarrollada en la turbina se utiliza en el compresor y la restante se utiliza para generar electricidad, para mover un vehículo o para otras aplicaciones. En el sistema representado en la figura 2.7b, del tipo cerrado, el fluido de trabajo recibe su energía por transferencia de calor de una fuente externa, por ejemplo, de un reactor nuclear. El gas que sale de la turbina pasa por un intercambiador de calor, donde se enfría para volver a entrar en el compresor.

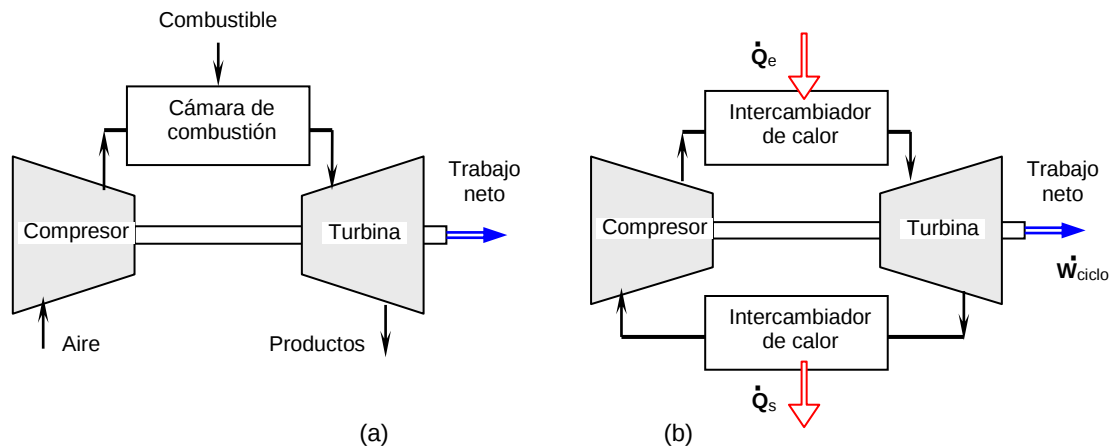


Fig. 2.7 Turbina simple gas. (a) Abierta a la atmósfera. (b) Cerrada

Una idealización, utilizada en el estudio de centrales térmicas de turbina de gas de tipo abierto, es el análisis *aire-estándar*. Para este análisis se hacen dos supuestos: (1) el fluido de trabajo es aire, que se comporta como gas ideal, y (2) la elevación de temperatura que debe conseguirse por la combustión interna se produce por una transferencia de calor de una fuente externa. Asimismo para este análisis es innecesario estudiar las complejidades de los procesos de combustión, por los cambios de composición que tienen lugar durante la combustión. Aunque este análisis simplifica considerablemente el estudio de centrales térmicas con turbinas de gas, los valores numéricos calculados con estas simplificaciones solamente proporcionan indicaciones cualitativas sobre el rendimiento de estas centrales.

CICLO BRAYTON DE AIRE-ESTÁNDAR

Un diagrama esquemático de la turbina de gas de aire-estándar se muestra en la figura 2.8. La dirección de las principales transferencias de energía se indica en el diagrama con flechas. De acuerdo con la hipótesis del análisis aire-estándar, la elevación de temperatura que debe conseguirse en el proceso de combustión se produce por transferencia de calor al fluido de trabajo desde una fuente externa, y el fluido de trabajo se considera aire con comportamiento de gas ideal. Con estas idealizaciones, el aire entra en el compresor en el estado 1 en condiciones ambientales y después vuelve al ambiente en el estado 4 con una temperatura mayor que la temperatura ambiente. Después de interactuar con el ambiente, cada unidad de masa descargada podría alcanzar el mismo estado que el aire que entra en el compresor. Por esto se puede suponer que el aire pasa a través de los componentes de la turbina de gas como recorriendo un ciclo termodinámico.

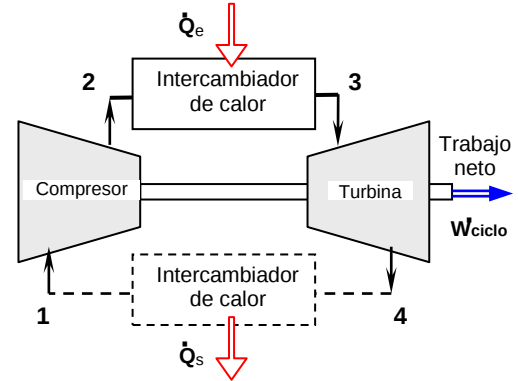


Fig. 2.8 Turbina de gas aire-estándar

Esta representación simplificada de los estados por lo que pasa el aire en este ciclo, se consigue suponer que los gases que salen de la turbina vuelven al compresor pasando a través de un intercambiador de calor donde se realiza la cesión de calor al ambiente. El ciclo que resulta de estas simplificaciones se llama ciclo *Brayton* de aire-estándar.

Principales transferencias de calor y trabajo

Las expresiones siguientes, para las transferencias de calor y trabajo que ocurren en situación estacionaria, se obtienen fácilmente aplicando los balances de masa y energía a cada volumen de control. Estas energías transferidas son positivas en el sentido de las flechas (fig.2.8). Asumiendo que la turbina opera adiabáticamente y despreciando los cambios de energía cinética y potencial, el

trabajo desarrollado por unidad de masa es

$$\frac{\dot{W}_T}{\dot{m}} = h_3 - h_4 \quad (2.17)$$

Donde $\dot{m}$ es el flujo másico. Con idéntica hipótesis, el trabajo del compresor por unidad de masa es

$$\frac{\dot{W}_C}{\dot{m}} = h_2 - h_1 \quad (2.18)$$

El símbolo $\dot{W}_C$ representa el trabajo positivo que *entra* en el compresor. El calor absorbido en el ciclo

por unidad de masa es

$$\frac{\dot{Q}_e}{\dot{m}} = h_3 - h_2 \quad (2.19)$$

El calor cedido por unidad de masa es

$$\frac{\dot{Q}_s}{\dot{m}} = h_4 - h_1 \quad (2.20)$$

Donde $\dot{Q}_s$ es un valor positivo. Asimismo el rendimiento térmico del ciclo de la figura 2.8 es

$$\eta = \frac{\dot{W}_T/\dot{m} - \dot{W}_C/\dot{m}}{\dot{Q}_e/\dot{m}} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_2} \quad (2.21)$$

La relación de trabajos para el ciclo es

$$rw = \frac{\dot{W}_C/\dot{m}}{\dot{W}_T/\dot{m}} = \frac{h_2 - h_1}{h_3 - h_4} \quad (2.22)$$

Para la misma elevación de presión, el compresor de una turbina de gas exige mayor cantidad de trabajo por unidad de masa de fluido de trabajo que la bomba de una central térmica con vapor, porque el volumen específico del gas que atraviesa el compresor es mucho mayor que el líquido que atraviesa la bomba. Es así como, se precisa de una cantidad relativamente grande del trabajo desarrollado por la turbina para accionar el compresor. Valores típicos de la relación de trabajos en turbinas de gas varían desde 40 al 80%. En comparación, la relación de trabajos de centrales térmicas con vapor es normalmente del 1 o 2%.

Si las temperaturas de los estados numerados en el ciclo son conocidas, las entalpías específicas necesarias en las ecuaciones anteriores se obtienen de tablas de gas ideal para el aire. Alternativamente, se puede despreciar la variación del calor específico con la temperatura y, a costa de una menor exactitud, el calor específico se puede considerar constante, y el análisis aire-estándar se conoce como un análisis aire-estándar *frío*.

Aunque las irreversibilidades y pérdidas asociadas con alguno de los componentes de la planta de potencia tienen un efecto pronunciado sobre el comportamiento global, es instructivo considerar un ciclo idealizado en el que se asume que aquéllas no existen, pues permite establecer un límite superior para el rendimiento del ciclo Brayton de aire-estándar.

El ciclo Brayton ideal de aire-estándar

Si se ignoran las irreversibilidades que ocurren cuando el aire circula a través de los componentes del ciclo Brayton, no habrá pérdidas de presión por rozamiento y el aire fluirá a presión constante a través de los intercambiadores de calor. Si se desprecian también las transferencias de calor al ambiente, los procesos a lo largo de la turbina y compresor serán isentrópicos. Los diagramas p-v y T-s. del ciclo ideal se muestran considerando estas idealizaciones, ver figura 2.9.

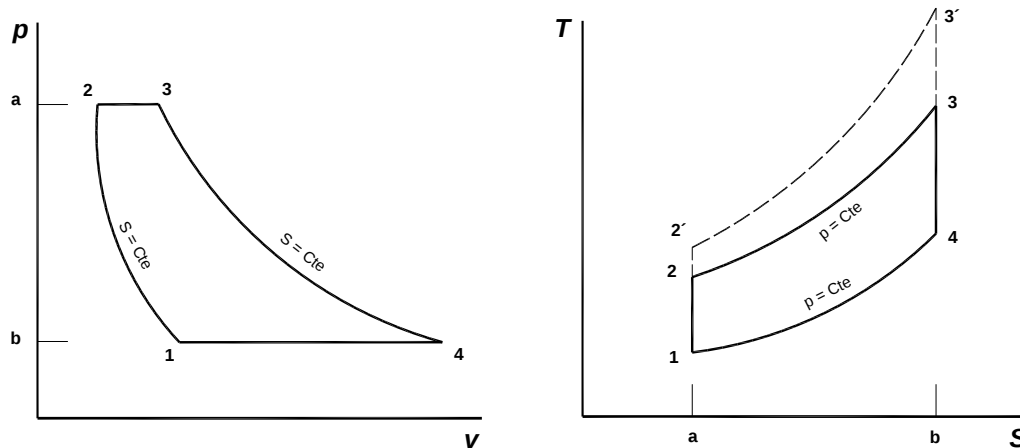


Fig. 2.9 Ciclo Brayton ideal de aire-estándar

Las áreas en los diagramas T-s y p-v de la figura 2.9 se interpretan respectivamente, como calor y trabajo por unidad de masa que fluye. En el diagrama T-s, el área 2-3-b-a-2 es el calor absorbido por unidad de masa y el área 1-4-b-a-1 es el calor cedido por unidad de masa. En el diagrama p-v, el área 1-2-a-b-1 es el trabajo que entra en el compresor por unidad de masa y el área 3-4-b-a-3 es el trabajo producido en la turbina por unidad de masa. Por consiguiente, el área encerrada en cada figura se interpreta como el trabajo neto obtenido, o equivalentemente, el calor neto intercambiado.

Cuando se utilizan los datos de las tablas de aire para realizar el análisis del ciclo Brayton ideal, para los procesos isentrópicos 1-2 y 3-4 se aplican las siguientes relaciones

$$p_{r2} = p_{r1} \frac{p_2}{p_1} \quad (2.23)$$

Si el aire fluye por los intercambiadores de calor a presión constante, entonces $p_4/p_3 = p_1/p_2$, se tiene

$$p_{r4} = p_{r3} \frac{p_4}{p_3} = p_{r3} \frac{p_1}{p_2} \quad (2.24)$$

Cuando se un análisis aire-estándar frío para el ciclo Brayton ideal, el calor específico se supone constante. Las ecuaciones anteriores se reemplazan, respectivamente, por las siguientes expresiones

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(k-1)/k} \quad (k \text{ cte}) \quad (2.25)$$

$$T_4 = T_3 \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{(k-1)/k} = T_3 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{(k-1)/k} \quad (k \text{ cte}) \quad (2.26)$$

Donde k es la relación de calores específicos, $k=c_p/c_v$ en el caso del aire es igual a 1,4.

Efecto de la relación de presiones en el rendimiento

El estudio del ciclo Brayton ideal proporciona conclusiones que son cualitativamente correctas para turbinas de gas reales. La primera de estas conclusiones es que el rendimiento térmico crece cuando aumenta la relación de presiones en el compresor. Al respecto en el diagrama T-s de la figura 2.9 un aumento en la relación de presiones, cambio del ciclo 1-2-3-4-1 a 1-2'-3'-4-1, dado que la temperatura media de absorción de calor es mayor en el último ciclo y ambos ciclos tienen el mismo proceso de cesión de calor, el ciclo 1-2'-3'-4-1 debe tener mayor rendimiento térmico.

El aumento en el rendimiento térmico, cuando crece la relación de presiones en compresor, se evidencia fácilmente en las relaciones siguientes, en los que el calor específico C_p , y por tanto k , se consideran constantes. Para un C_p constante la ecuación 2.21 da

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

o de otra forma,

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

De las ecuaciones 2.25 y 2.26, se tiene que $T_4/T_1 = T_3/T_2$, e introduciendo la Ec 2.25, se tiene

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_2} \frac{(T_4/T_1 - 1)}{(T_3/T_2 - 1)} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{(p_2/p_1)^{(k-1)/k}} \quad (2.27)$$

Ecuación que muestra al rendimiento térmico como función de la relación de presiones en compresor.

El ejemplo siguiente proporciona una ilustración del análisis del ciclo Brayton de aire-estándar.

Ejemplo 2.4:

En el compresor de un ciclo Brayton de aire-estándar entra aire a 100 kPa y 300° K, con un flujo volumétrico de 5 m³/s. La relación de compresión en el compresor es 10. La temperatura de entrada en la turbina es 1400° K. determínese (a) la presión temperatura al final de cada proceso, (b) el rendimiento térmico, (c) la relación de trabajos, y (d) la potencia neta desarrollada, en kW.

Solución:

Conocido que el ciclo Brayton ideal de aire-estándar se realiza en un sistema cilindro-pistón. Y conociéndose las condiciones al comienzo de la compresión y la temperatura de entrada la turbina, asimismo conocida las relaciones de compresión, podemos diagramar y mostrar los datos conocidos:

Consideraciones:

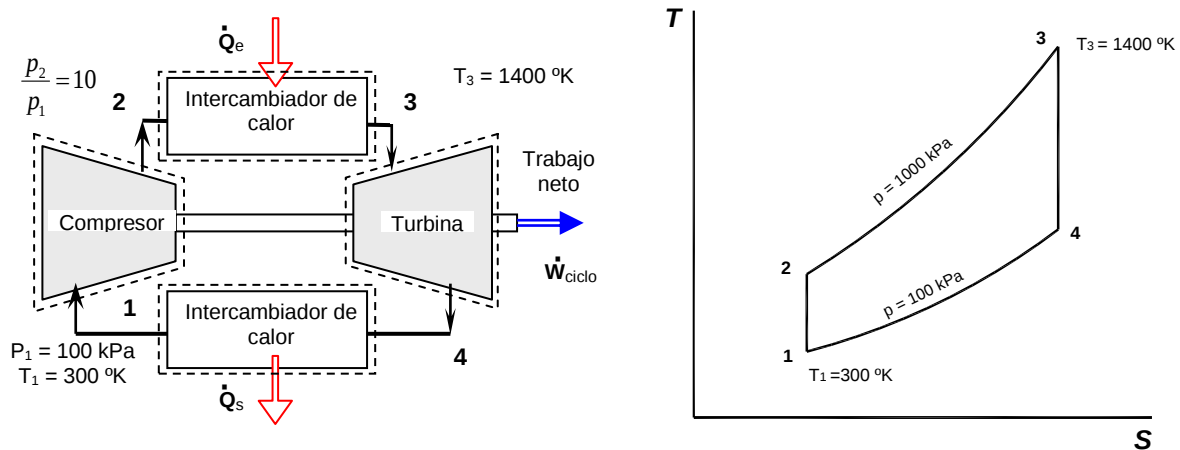
Cada componente se analiza como un volumen de control en situación estacionaria. Los volúmenes de control se muestran en la figura.

Los procesos en la turbina y compresor son isoentrópicos

No existen caídas de presión en los flujos que atraviesan los intercambiadores.

El fluido de trabajo es el aire considerado como gas ideal.

Las energías cinética y potencial son despreciables.


Análisis según método de aire-estándar frío:

(a) Cálculo de presión y temperatura en cada estado:

❖ Para la compresión isoentrópica, proceso 1-2:

A $T_1 = 300 \text{ °K}$, se tiene: $c_p = 1,005 \text{ KJ/Kg.°K}$ y $c_v = 0,718 \text{ KJ/Kg.°K}$

Entonces, $k_{\text{aire}} = 1,4$

Por ser isoentrópico, podemos usar la ecuación: 2.25

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(K-1)/k} = (300 \text{ °K}) (10)^{(1,4-1)/1,4} = 579,2 \text{ °K}$$

De datos: $\frac{p_2}{p_1} = 10$

Se tiene entonces: $p_2 = 10 * p_1 = (10) (100 \text{ kPa}) = 1000 \text{ kPa}$

❖ Para la expansión isentrópica, proceso 3-4:

Por ser isentrópico, podemos usar la ecuación 2.26:

$$T_4 = T_3 \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{(K-1)/k} = T_3 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{(K-1)/k} = 1400^\circ \text{K} \left(\frac{1}{10} \right)^{(1,4-1)/1,4} = 725,13^\circ \text{K}$$

Asimismo $p_4 = p_1 = 100 \text{ kPa}$

Cuadro de presiones y temperaturas según método aire estándar, para cada estado:

Estado	T °K	P (kPa)
1	300	100
2	579,20	1000
3	1400	1000
4	725,13	100

(b) Cálculo de rendimiento térmico: ec. 2.27

$$\eta = 1 - \frac{1}{(p_2/p_1)^{(K-1)/k}} = 1 - \frac{1}{(10)^{(1,4-1)/1,4}} = 0,482 \quad (48,2\%)$$

(c) La relación de trabajos para el ciclo es, usando ecuación: 2.22

$$r_w = \frac{\dot{W}_C / \dot{m}}{\dot{W}_T / \dot{m}} = \frac{h_2 - h_1}{h_3 - h_4} = \frac{c_p}{c_p} \frac{T_2 - T_1}{T_3 - T_4} = \frac{T_2 - T_1}{T_3 - T_4}$$

$$r_w = \frac{579,2 - 300}{1400 - 725,13} = 0,4137 \quad (41,37\%)$$

(d) La potencia neta desarrollada:

$$\dot{W}_{\text{CICLO}} = \dot{W}_T - \dot{W}_C = \dot{m} [(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)] = \dot{m} c_p [(T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)]$$

$$p_1 V_1 = n \bar{R} T_1 = \frac{m}{M} \bar{R} T_1 \quad \text{de donde} \quad m = \frac{p_1 V_1 M}{T_1 \bar{R}}$$

$$\therefore \dot{m} = \frac{p_1 \dot{V}_1 M}{T_1 \bar{R}} = \frac{(100 \text{ kPa})(5 \text{ m}^3 / \text{s})}{(300^\circ \text{K})} \frac{(28,97 \text{ Kg} / \text{Kmol})}{(8,314 \text{ KJ} / \text{Kmol} \cdot ^\circ \text{K})} \frac{(10^3 \text{ N} / \text{m}^2)}{\text{kPa}} \frac{\text{KJ}}{10^3 \text{ N} \cdot \text{m}} = 5,81 \text{ Kg} / \text{s}$$

$$\dot{W}_{\text{CICLO}} = (5,81 \text{ Kg} / \text{s}) (1,005 \text{ KJ} / \text{Kg} \cdot ^\circ \text{K}) [(1400 - 725,13) - (579,20 - 300)]^\circ \text{K}$$

$$\dot{W}_{\text{CICLO}} = 2310 \text{ kW}$$

Análisis según método de aire-estándar mediante tablas:

(a) Cálculo de presión y temperatura en cada estado:

❖ Para la compresión isentrópica, proceso 1-2:

Por ser isentrópico, podemos aplicar la ecuación 2.23:

$$p_{r2} = p_{r1} \frac{p_2}{p_1}$$

Y de la tabla A-16 (Moran y Shapiro) se obtienen:

T_1 (°K)	h_1 (KJ/Kg)	P_{r1}
300	300,19	1,3860

Remplazando: $p_{r2} = 1,3860 \text{ (10)} = 13,86$

Luego buscamos en tabla A-16 este valor para interpolar T_2 , y h_2 :

T (°K)	h(KJ/Kg)	P _r
570	575,59	13,50
T ₂	h ₂	13,86
580	586,04	14,38

$$\text{Si } \frac{(T_2 - 570)}{(580 - 570)} = \frac{(13,86 - 13,50)}{(14,38 - 13,50)} \Rightarrow T_2 = 574,09^\circ\text{K}$$

$$\text{Si } \frac{(h_2 - 575,59)}{(586,04 - 575,59)} = \frac{(13,86 - 13,50)}{(14,38 - 13,50)} \Rightarrow h_2 = 579,86^\circ\text{KJ / Kg}$$

Por la relación de compresión: $p_2 = p_1(10) = (100 \text{ kPa})(10) = 1000 \text{ kPa}$

❖ Para la expansión isentrópica, proceso 3-4:

De la tabla A-16 (Moran y Shapiro) conocido T_3 se caracteriza el estado 3, como:

T ₃ (°K)	h ₃ (KJ/Kg)	P _{r3}
1400	1515,42	450,5

De la ec. 2.24: $p_{r4} = p_{r3} \frac{p_1}{p_2}$

Se tiene: $p_{r4} = 450,5 * \frac{1}{10} = 45,05$

Luego buscamos en tabla A-16 este valor para interpolar T_4 y h_4 .

T (°K)	h(KJ/Kg)	P _r
780	800,03	43,35
T ₄	h ₄	45,05
1360	810,99	45,55

$$\text{Si } \frac{(T_4 - 780)}{(790 - 780)} = \frac{(45,05 - 43,35)}{(45,55 - 43,35)} \Rightarrow T_4 = 787,73^\circ\text{K}$$

$$\text{Si } \frac{(h_4 - 800,03)}{(810,99 - 800,03)} = \frac{(45,05 - 43,35)}{(45,55 - 43,35)} \Rightarrow h_4 = 808,50 \text{ KJ / Kg}$$

Luego, como $p_4 = p_1 = 100 \text{ kPa}$

Establecemos, el cuadro de presiones y temperaturas según método aire estándar, para cada estado:

Estado	T °K	P (KPa)	h(KJ/Kg)
1	300	100	300,19
2	574,09	1000	579,86
3	1400	1000	1515,42
4	787,73	100	808,50

(b) Cálculo de rendimiento térmico: ec. 2.21

$$\eta = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_2} = \frac{(1515,42 - 808,50) - (579,86 - 300,19)}{1515,42 - 579,86} = 0,457 \quad (45,7\%)$$

(c) La relación de trabajos para el ciclo es, usando ecuación: 2.22

$$r_w = \frac{h_2 - h_1}{h_3 - h_4} = \frac{579,86 - 300,19}{1515,42 - 808,50} = 0,396 \quad (39,6\%)$$

(d) La potencia neta desarrollada:

Remplazando los valores de h y $\dot{m}$ encontrados anteriormente en la siguiente ecuación

$$\dot{W}_{\text{CICLO}} = \dot{W}_T - \dot{W}_C = \dot{m} [(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)]$$

$$\dot{W}_{\text{CICLO}} = (5,81 \text{ Kg / s}) [(1515,42 - 808,50) - (579,86 - 300,16)] \text{ KJ / Kg} = 2482,15 \text{ kW}$$

Irreversibilidades y pérdidas en el ciclo Brayton

Los principales estados del ciclo cerrado simple de una central térmica con turbina de gas se representa de forma más realista según la figura 2.10a. Debido a las irreversibilidades dentro el compresor y la turbina, el fluido de trabajo experimenta aumentos de entropía específica en estos componentes. A causa de las irreversibilidades hay también caídas de presión cuando el fluido de trabajo atraviesa los intercambiadores de calor (o la cámara de combustión de un ciclo abierto de turbina de gas). Sin embargo, dado que las caídas de presión por rozamiento son fuentes de irreversibilidades menos significativas, serán ignoradas en el análisis presente y para simplificar consideraremos que el flujo de masa a través de los intercambiadores de calor es a presión constante. Esto se ilustra en la figura 2.10b. La transferencia de calor entre los componentes de la central térmica y el ambiente supone pérdidas, pero son normalmente de importancia secundaria y también se desprecian en los subsiguientes análisis.

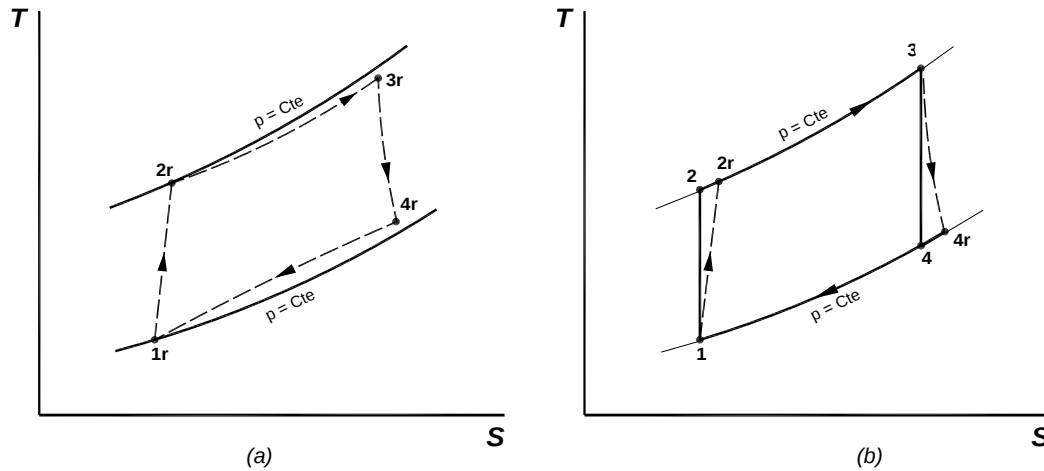


Fig. 2.10 Efectos de las irreversibilidades en un ciclo cerrado de turbina de gas

Cuando el efecto de las irreversibilidades en la turbina y el compresor se hace más pronunciado, el trabajo desarrollado por la turbina disminuye y el trabajo que entra en compresor aumenta, resultando un descenso en el trabajo neto de la central térmica. Consecuentemente, para que la planta produzca una cantidad apreciable de trabajo se necesitan altas eficiencias en la turbina y el compresor. Después de décadas de desarrollo, se pueden conseguir rendimientos del 80-90% para turbinas y compresores en centrales térmicas con turbina de gas. Establecidos los estados como en la figura 2.10b, los rendimientos isoentrópicos de turbina y compresor vienen dados por

$$\eta_t = \frac{\left(\dot{W}_t / \dot{m} \right)_r}{\left(\dot{W}_t / \dot{m} \right)} = \frac{h_3 - h_{4r}}{h_3 - h_4} \quad (2.28)$$

$$\eta_c = \frac{\left(\dot{W}_c / \dot{m} \right)}{\left(\dot{W}_c / \dot{m} \right)_r} = \frac{h_2 - h_1}{h_{2r} - h_1} \quad (2.29)$$

El ejemplo siguiente permite ver el efecto de las irreversibilidades de la turbina y el compresor sobre el rendimiento de una planta.

Ejemplo 2.5:

Reconsiderar el ejemplo 2.4 incluyendo en el análisis que la turbina y el compresor tienen cada uno una eficiencia del 80%. Determinése para el ciclo modificado (a) la presión y temperatura en cada estado, (b) el rendimiento térmico, (c) la relación de trabajos y (d) la potencia desarrollada, en kW.

Solución:

Conocido que el ciclo Brayton ideal de aire-estándar se realiza en un sistema cilindro-pistón. Y conociéndose las condiciones al comienzo de la compresión y la temperatura de entrada la turbina, asimismo conocida las relaciones de compresión y las eficiencias de la turbina y compresor, podemos diagramar y mostrar los datos conocidos:

Consideraciones:

Cada componente se analiza como un volumen de control en situación estacionaria.

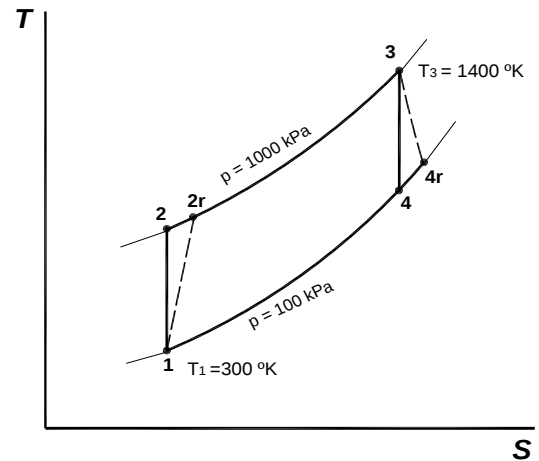
Los procesos en la turbina y compresor son adiabáticos.

No existen caídas de presión en los flujos que atraviesan los intercambiadores.

El fluido de trabajo es el aire considerado como gas ideal.

Las energías cinética y potencial son despreciables.

Análisis: (sobre datos de un análisis aire-estándar frío)



(a) Determinación de valores reales:

- En la turbina: de la ecuación: 2.28

$$\text{Si } \eta_t = \frac{\left(\dot{W}_t / \dot{m}\right)_r}{\left(\dot{W}_t / \dot{m}\right)} \quad \text{Entonces} \quad \left(\dot{W}_t / \dot{m}\right)_r = \eta_t \left(\dot{W}_t / \dot{m}\right)$$

Remplazando en función a Cp y T:

$$\left(\dot{W}_t / \dot{m}\right)_r = \eta_t c_p (T_3 - T_4) = 0,8 * 1,005 \text{ KJ / Kg} \cdot \text{°K} * (1400 - 725,13) \text{°K} = 542,6 \text{ KJ / Kg}$$

Determinación de T₄ real

$$\left(\dot{W}_t / \dot{m}\right)_r = c_p (T_3 - T_{4r}) \quad \text{de donde} \quad T_{4r} = T_3 - \left(\dot{W}_t / \dot{m}\right)_r / c_p$$

$$T_{4r} = 1400 - (542,6 \text{ KJ / Kg}) / 1,005 \text{ KJ / Kg} \cdot \text{°K} = 860,1 \text{°K}$$

- En el compresor: de la ecuación: 2.29

$$\text{Si } \eta_c = \frac{\left(\dot{W}_c / \dot{m}\right)}{\left(\dot{W}_c / \dot{m}\right)_r} \quad \text{Entonces} \quad \left(\dot{W}_c / \dot{m}\right)_r = \frac{\left(\dot{W}_c / \dot{m}\right)}{\eta_c}$$

Remplazando en función a C_p y T :

$$\left(\dot{W}_c/\dot{m}\right)_r = \frac{c_p}{\eta_c} (T_2 - T_1) = \frac{1,005 \text{ KJ / Kg} \cdot ^\circ\text{K}}{0,8} (579,2 - 300) ^\circ\text{K} = 350,75 \text{ KJ / Kg}$$

Determinación de T_2 real

$$\left(\dot{W}_c/\dot{m}\right)_r = c_p (T_{2r} - T_1) \quad \text{de donde} \quad T_{2r} = T_1 + \left(\dot{W}_c/\dot{m}\right)_r / c_p$$

$$T_{2r} = 300^\circ\text{K} + (350,75 \text{ KJ / Kg}) / 1,005 \text{ KJ / Kg} \cdot ^\circ\text{K} = 649,0^\circ\text{K}$$

Resumiendo los estados:

Estado	T °K	P (kPa)
1	300	100
2	649	1000
3	1400	1000
4	860	100

(b) Cálculo de rendimiento térmico:

Adecuando la ecuación 2.21 a valores conocidos

$$\eta = \frac{\dot{W}_T/\dot{m} - \dot{W}_c/\dot{m}}{\dot{Q}_e/\dot{m}} = \frac{\left(\dot{W}_t/\dot{m}\right)_r - \left(\dot{W}_c/\dot{m}\right)_r}{h_3 - h_2} = \frac{\left(\dot{W}_t/\dot{m}\right)_r - \left(\dot{W}_c/\dot{m}\right)_r}{c_p (T_3 - T_2)}$$

Los términos de trabajo del numerador de esta expresión se evaluarán considerando los valores de las eficiencias de la turbina y el compresor. Remplazando valores se tiene

$$\eta = \frac{\left(\dot{W}_t/\dot{m}\right)_r - \left(\dot{W}_c/\dot{m}\right)_r}{c_p (T_3 - T_2)} = \frac{(542,6 \text{ KJ / Kg}) - (350,75 \text{ KJ / Kg})}{1,005 \text{ KJ / Kg} \cdot ^\circ\text{K} (1400 - 649) ^\circ\text{K}} = 0,254 \quad (25,4\%)$$

(c) La relación de trabajos para el ciclo es, usando ecuación: 2.22

$$rw = \frac{\left(\dot{W}_c/\dot{m}\right)_r}{\left(\dot{W}_t/\dot{m}\right)_r} = \frac{350,75}{542,60} = 0,646 \quad (64,6 \%)$$

(d) La potencia neta desarrollada:

Remplazando los valores encontrados anteriormente en la siguiente ecuación

$$\dot{W}_{CICLO} = \left(\dot{W}_t\right)_r - \left(\dot{W}_c\right)_r = \dot{m} \left[\left(\dot{W}_t/\dot{m}\right)_r - \left(\dot{W}_c/\dot{m}\right)_r \right]$$

$$\dot{W}_{CICLO} = (5,81 \text{ Kg / s}) [542,6 - 350,75] \text{ KJ / Kg} = 1114,65 \text{ kW}$$

Turbina de gas regenerativa

El gas que abandona la turbina tiene una temperatura bastante mayor que la temperatura ambiente. Consecuentemente este gas caliente que escapa de la turbina tiene una utilidad potencial que se pierde cuando se descarga directamente al ambiente. Un modo de utilizar este potencial es por medio de un intercambiador de calor llamado *regenerador*. El aire que sale del compresor es *precalentado* en él antes de entrar en el combustor, con lo que se reduce la cantidad de combustible que se necesita quemar.

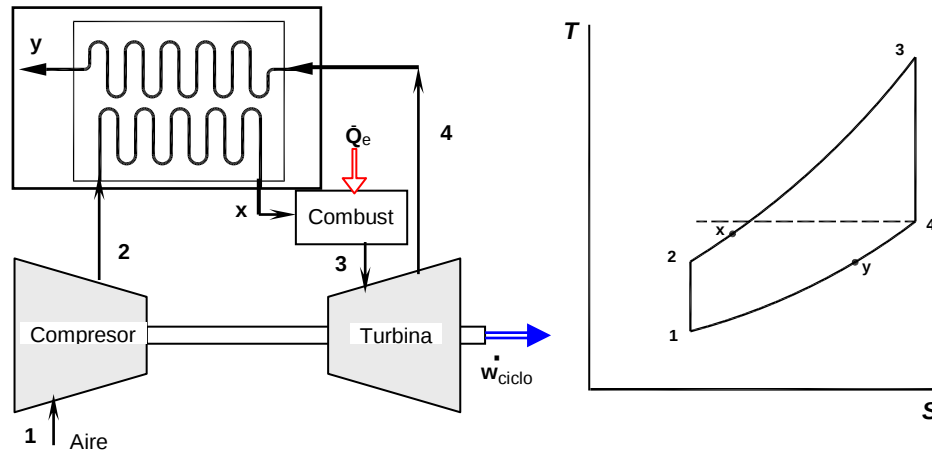


Fig. 2.11. Ciclo aire-estándar de una turbina de gas regenerativa

En la figura 2.11 se muestran un ciclo Brayton de aire-estándar modificado que incluye un regenerador. El regenerador representado es un intercambiador de calor en contracorriente, a través del cual el gas caliente que escapa de la turbina y el aire frío que deja el compresor circulan en sentidos opuestos. Idealmente, no ocurren caídas de presión por fricción en ambas corrientes. El gas de escape de la turbina se enfría desde el estado 4 hasta el estado y, mientras que el aire que sale del compresor se calienta desde el estado 2 hasta el estado x. De aquí que la transferencia de calor de una fuente externa al ciclo sólo se necesita para incrementar la temperatura desde el estado x hasta el estado 3, mientras que si no existiera la regeneración sería desde el estado 2 hasta el estado 3. El calor absorbido por unidad de masa viene dado por

$$\frac{\dot{Q}_e}{\dot{m}} = h_3 - h_x \quad (2.30)$$

El trabajo neto desarrollado por unidad de masa no se altera al incorporar un regenerador. Entonces, si el calor absorbido se reduce, el rendimiento térmico aumenta.

De la ecuación 2.30 se deduce que el calor externo absorbido por una planta con turbina de gas disminuye cuando su entalpía específica h_x aumenta, lo que ocurre cuando T_x aumenta. Evidentemente hay un incentivo, en términos de ahorro de combustible, para seleccionar un regenerador que proporcione los mayores valores posibles de esta temperatura.

Para analizar el valor máximo teórico T_x nos remitiremos a la figura 2.12a, que muestran las variaciones de temperatura típicas de las corrientes caliente y fría de un intercambiador de calor en contracorriente. Dado que se necesita una diferencia finita de temperaturas entre las corrientes para que ocurra el intercambio de calor, la temperatura de corriente fría en cada localización, definida por la coordenada z , es menor que la de la corriente caliente. En particular, la temperatura de la corriente fría a la salida del intercambiador de calor es menor que la temperatura de entrada de la corriente

caliente. Si el área del intercambiador de calor aumenta, proporciona una mejora en la transferencia de calor entre las dos corrientes, pudiendo existir una menor diferencia de temperaturas en cada localización. En el caso límite de transferencia infinita, la diferencia de temperatura se podría aproximar a 0 en cada localización, como se ilustra en la figura 2.12b, y la transferencia de calor se realiza reversiblemente. En este límite, la temperatura de la corriente fría a la salida se aproxima a la temperatura de la corriente caliente a la entrada. Entonces, la temperatura más alta posible que puede alcanzar la corriente fría es la temperatura del gas caliente entrante.

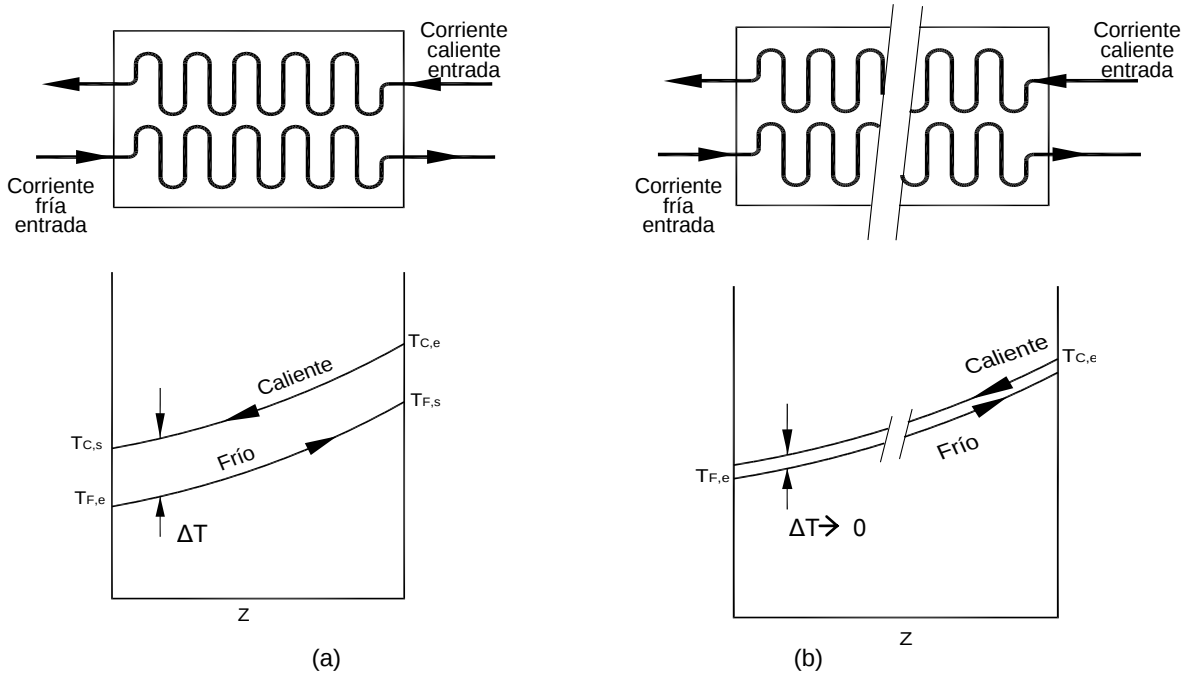


Fig. 2.12 Distribución de temperaturas en intercambiadores de calor a contracorriente. (a) Real. (b) Reversible

Respecto al regenerador de la figura 2.11, se puede concluir, por la discusión de la figura 2.12, que el valor máximo teórico para la temperatura es T_x es la temperatura T_4 de salida de la turbina, obtenida si el regenerador opera reversiblemente. La eficiencia del regenerador es un parámetro que compara el funcionamiento de un regenerador real respecto al regenerador ideal; y se define como la relación entre el incremento de entalpía real del aire que atraviesan regenerador, procedente del compresor, y el incremento de entalpía teórico máximo posible. Es decir,

$$\eta_{reg} = \frac{h_x - h_2}{h_4 - h_2} \quad (2.31)$$

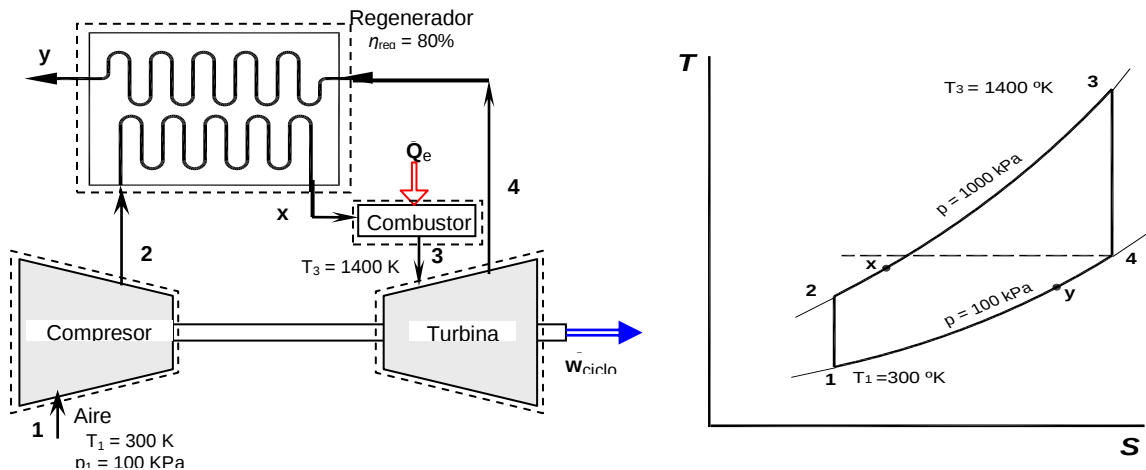
Cuando la transferencia de calor se realiza reversiblemente, h_x se aproxima a h_4 y la eficiencia η_{reg} se tiende a la unidad (100%). En la práctica, los valores típicos para la eficiencia del regenerador están en el rango del 60 al 80%, y entonces la temperatura T_x del aire procedente del compresor, es normalmente más baja cuando sale del regenerador que la temperatura de los gases provenientes del escape de la turbina. El incremento de la eficiencia por encima del rango anterior se consigue con equipos tan costosos que anula la ventaja debida al ahorro adicional de combustible. Además, la mayor superficie de intercambio de calor que se exige para mejorar la eficiencia, provocaría un aumento en la caída de presión por fricción en las corrientes que atraviesan el regenerador, afectando en consecuencia al eficiencia global. La decisión para añadir un regenerador se ve afectada por estas consideraciones previas y la decisión final es prioritariamente del tipo económico.

Ejemplo 2.6:

Si en el ciclo del ejemplo 2.5 se incorpora un regenerador con eficiencia del 80%, determínese el rendimiento térmico.

Solución:

Conocido que se trata de una turbina de gas regenerativa que opera con aire como fluido de trabajo. Se conoce el estado de entrada al compresor, la temperatura de entrada a la turbina y la relación de compresión en el compresor. También se conoce la eficiencia del regenerador. Podemos diagramar y mostrar los datos conocidos:

**Consideraciones:**

Cada componente se analiza como un volumen de control en situación estacionaria. Los volúmenes de control se muestran con líneas de trazos en la figura.

Los procesos en la turbina y compresor son isentrópicos.

La eficiencia del regenerador es del 80%

No existen caídas de presión en los flujos que atraviesan los intercambiadores.

El fluido de trabajo es el aire considerado como gas ideal.

Las energías cinética y potencial son despreciables.

Análisis:

(a) Eficiencia del regenerador

$$\text{De la ec. 2.31} \quad \eta_{reg} = \frac{h_x - h_2}{h_4 - h_2} \quad \text{despejando } h_x \text{ se tiene} \quad h_x = \eta_{reg} (h_4 - h_2) + h_2$$

$$\text{Remplazando, se tiene } h_x = 0,8 (808,5 - 579,9) + 579,9 = 762,8 \text{ KJ / Kg}$$

$$\text{De la ecuación 2.21} \quad \eta = \frac{\dot{W}_T / \dot{m} - \dot{W}_C / \dot{m}}{\dot{Q}_e / \dot{m}} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_x}$$

$$\text{Reemplazando:} \quad \eta = \frac{(1515,4 - 808,5) - (579,9 - 300,19)}{1515,4 - 762,8} = 0,568 \quad (56,8\%)$$

Obsérvese que esta eficiencia es mayor que la eficiencia encontrada anteriormente de 48,2% (Ej.2.4)

Turbina de Gas con Recalentamiento

La temperatura de los gases de combustión está limitada por razones metalúrgicas. Esta temperatura se controlará diseñando aire en exceso respecto al necesario para quemar el combustible en el combustor. Como consecuencia, los gases salientes del combustor contienen suficiente aire para soportar la combustión de combustible adicional. Algunas plantas de potencia con turbina de gas aprovechan este exceso de aire por medio de una turbina multietapa con combustor de recalentamiento entre las etapas. Con esta configuración el trabajo neto por unidad de masa aumenta.

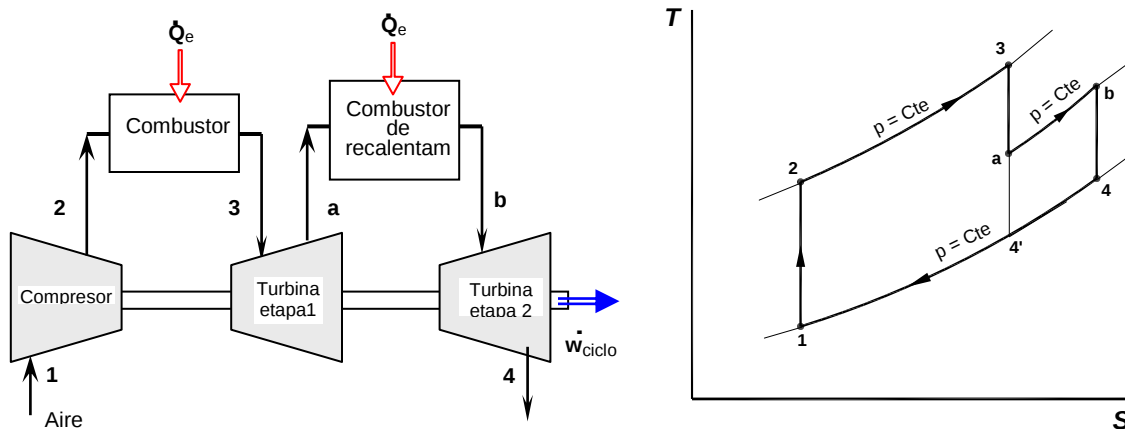


Fig. 2.13. Ciclo aire-estándar de una turbina de gas ideal con recalentamiento

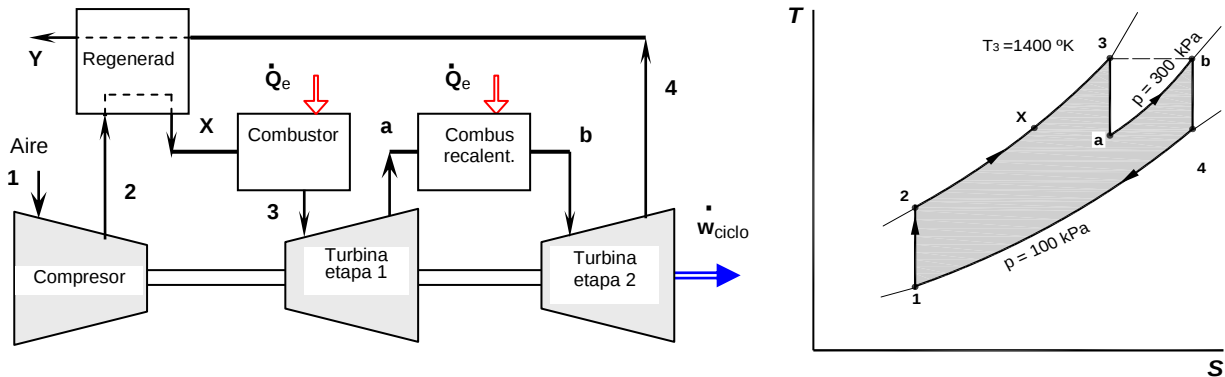
La forma básica de la turbina de gas con dos etapas y recalentamiento, considerando un ciclo Brayton ideal modificado, se muestran en la figura 2.13. Después de la expansión desde el estado 3 hasta "a" en la primera turbina, el gas se calienta a presión constante desde el estado "a" al estado "b". La expansión se completa entonces en la segunda turbina desde el estado "b" hasta el estado 4. El ciclo Brayton ideal sin recalentamiento 1-2-3-4'-1, se muestra en el diagrama T-s y permite la comparación. Debido a que en un diagrama T-s, las isóbaras divergen ligeramente cuando aumenta la entropía, el trabajo total de los dos etapas de la turbina es mayor que la expansión simple desde el estado 3 hasta el 4'. Así pues, el trabajo *neto* del ciclo con recalentamiento es mayor que el del ciclo sin recalentamiento. Pero a pesar del aumento el trabajo neto con recalentamiento, el rendimiento térmico del ciclo no aumenta necesariamente, debido a que es mayor el calor total absorbido el ciclo. Sin embargo, la temperatura a la salida de la turbina es mayor con recalentamiento que sin recalentamiento, siendo entonces mayor el potencial de regeneración. La utilización conjunta de recalentamiento y regeneración puede aumentar notablemente el rendimiento térmico. El ejemplo siguiente ilustra lo antes mencionado.

Ejemplo 2.7:

Se consideran una modificación del ciclo del ejemplo 2.4 que incluye recalentamiento y regeneración. El aire entra en compresor a 100 kPa, 300°K y se comprime hasta 1000 kPa. La temperatura a la entrada de la primera etapa de la turbina es 1400° K. La expansión tiene lugar isentrópicamente en dos etapas, con recalentamiento hasta 1400° K entre las dos etapas, a presión constante de 300 kPa. Se incorpora al circuito un regenerador que tiene una eficiencia del 100%. Determínese el rendimiento térmico.

Solución:

Conocido que se trata de una turbina de gas regenerativa y recalentamiento que opera con aire como fluido de trabajo según un ciclo ideal de aire-estándar. Se conoce la temperatura y presión de los estados principales. Podemos diagramar y mostrar los datos conocidos:

**Consideraciones:**

Cada componente se analiza como un volumen de control en situación estacionaria. Los procesos en la turbina y compresor son isentrópicos.

La eficiencia del regenerador es del 100%

No existen caídas de presión en los flujos que atraviesan los intercambiadores.

El fluido de trabajo es el aire considerado como gas ideal.

Las energías cinética y potencial son despreciables.

Análisis de aire- estándar haciendo uso de tablas:

Se determina en la entalpía específica de cada uno de los estados principales del ciclo. Los estados 1, 2 y 3 son los mismos que en el ejemplo 2.4. La temperatura en el estado b es la misma que en el estado 3, así pues $h_3 = h_b$.

Estado	T °K	P (KPa)	h(KJ/Kg)
1	300	100	300,19
2	574,09	1000	579,86
3	1400	1000	1515,42

Proceso expansión isentrópica 3-a:

Siendo isentrópica la expansión en la primera turbina, la entalpía a la salida se determina utilizando p_{r3}

dado en la tabla A-1 ($a\ 1400\ ^\circ K = 450,5$) y la relación $p_{ra} = p_{r3} \frac{p_a}{p_3} = (450,5) \frac{300}{1000} = 135,15$

Luego buscamos en tabla A-16 este valor para interpolar T_a , y h_a :

$$\text{Si } \frac{(T_a - 1040)}{(1060 - 1040)} = \frac{(135,15 - 133,3)}{(143,9 - 133,3)} \Rightarrow T_a = 1043,5\ ^\circ K$$

$$\text{Si } \frac{(h_a - 1091,85)}{(1114,86 - 1091,85)} = \frac{(135,15 - 133,3)}{(143,9 - 133,3)} \Rightarrow h_a = 1095,8\ \text{KJ / Kg}$$

T (°K)	h(KJ/Kg)	P _r
1040	1091,85	133,3
T _a	h _a	135,15
1060	1114,86	143,9

Proceso expansión isoentrópica b-4:

El proceso en la segunda turbina es también isoentrópicos con entonces entalpía en el estado 4 se

determina de forma similar $p_{r4} = p_{rb} \frac{p_4}{p_b} = (450,5) \frac{100}{300} = 150,17$

Luego buscamos en tabla A-16 este valor para interpolar T_4 , y h_4 :

$$\text{Si } \frac{(T_4 - 1060)}{(1080 - 1060)} = \frac{(150,17 - 143,9)}{(155,2 - 143,9)} \Rightarrow T_4 = 1071,1^\circ\text{K}$$

$$\text{Si } \frac{(h_4 - 1114,86)}{(1137,89 - 1114,86)} = \frac{(150,17 - 143,9)}{(155,2 - 143,9)} \Rightarrow h_4 = 1127,6 \text{ KJ / Kg}$$

Como el regenerador tiene un eficiencia del 100%, entonces $h_4 = h_x = 1127,6 \text{ KJ/Kg}$.

Para calcular el rendimiento térmico se contabilizan el trabajo del compresor, el trabajo de cada turbina y el calor total absorbido. Entonces para la unidad de masa:

(a) Rendimiento Térmico

$$\eta = \frac{(h_3 - h_a) + (h_b - h_4) - (h_2 - h_1)}{(h_3 - h_x) + (h_b - h_a)} = \frac{(1515,4 - 1095,8) + (1515,4 - 1127,6) - (579,9 - 300,19)}{(1515,4 - 1127,6) + (1515,4 - 1095,9)}$$

$$\eta = 0,654 \quad (65,4\%)$$

Obsérvese que esta eficiencia es mayor que la eficiencia del ejercicio 2.4 que tiene 48,2%.

Turbina de gas de Compresión por Refrigeración

El trabajo neto obtenido en una turbina de gas también se puede aumentar reduciendo el trabajo gastado en el compresor. Esto se obtiene por medio de una compresión multietapa con refrigeración intermedia.

Previamente debemos considerar el trabajo que consume el compresor, asumiendo ausencia de irreversibilidades e ignorando los cambios energías cinética potencial entre la entrada y la salida. El diagrama $p-v$ de la figura 2.14 muestran dos trayectorias de compresión partiendo de un estado 1 y alcanzando la presión p_2 . La trayectoria 1-2' es adiabática. Y la trayectoria 1-2 corresponde a una compresión con transferencia de calor desde el fluido de trabajo al ambiente. El área encerrada por cada curva es igual al trabajo neto por unidad de masa en el proceso correspondiente. El área menor para el proceso 1-2 indica que el trabajo en este proceso es menor que para la compresión adiabática de 1-2'. Esto sugiere que refrigerar un gas durante la compresión es ventajoso en términos de energía necesaria para la compresión.

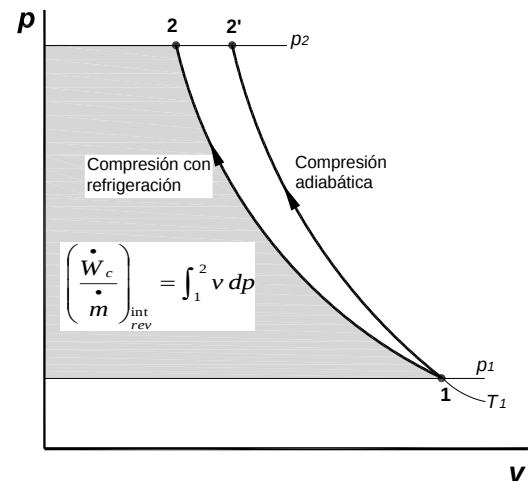


Fig. 2.14 Procesos de compresión internamente reversibles entre dos presiones.

Aunque la refrigeración del gas *cuando se comprime* reduce el trabajo necesario, una importante transferencia de calor que afecte suficientemente la reducción del trabajo es difícil de realizar en la práctica. Una solución alternativa es separar las transferencias de calor y trabajo, llevándolas a cabo en procesos separados, teniendo lugar la compresión en etapas con un intercambiador calor intermedio, llamado *refrigerador*, que enfría el gas entre las etapas. La figura 2.15 ilustra un compresor de dos etapas con refrigerador. Los diagramas $p-v$ y $T-s$ que se acompañan muestran los estados para los procesos internamente reversibles.

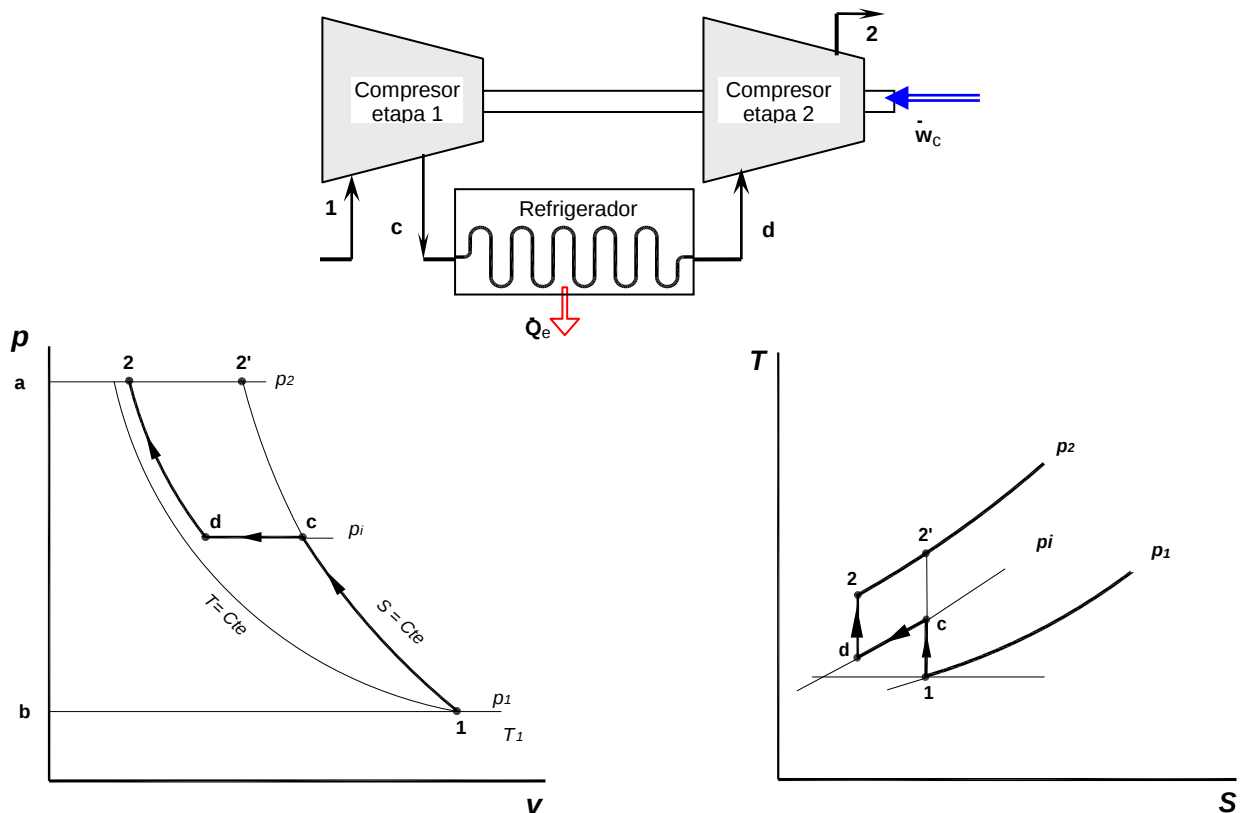


Fig. 2.15 Compresión con dos etapas y refrigeración

El proceso 1-c es la compresión isentrópica desde el estado 1 hasta el estado c donde la presión es p_i . En el proceso c-d el gas se enfría a presión constante desde la temperatura T_c hasta T_d . El proceso de d-2 es una compresión isentrópica hasta el estado 2. El trabajo que entra por unidad de masa se representa en el diagrama p - v por el área 1-c-d-2-a-b 1. Sin refrigeración el gas hubiera sido comprimido isentrópicamente, en una sola etapa, desde el estado 1 hasta el estado 2', y el trabajo estaría representada por el área 1-2'-a-b-1. Como puede verse, la reducción de trabajo que se produce con la refrigeración estaría representada por el área c d-2-2'-c.

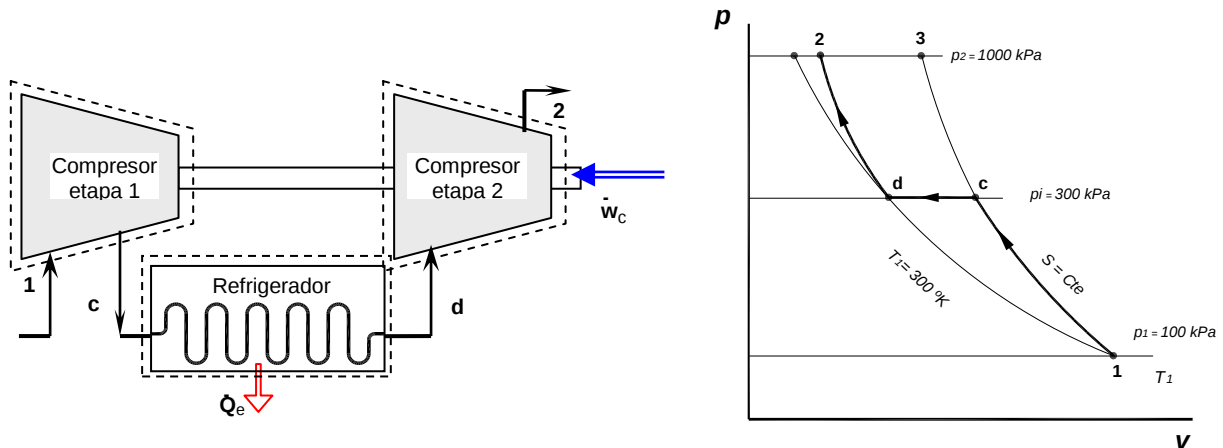
Algunos compresores grandes tienen varias etapas de compresión con refrigeración entre etapas. La determinación del número de etapas y las condiciones a las que deben operar los diferentes refrigeradores, es un problema de optimización. El uso de compresión multietapa con refrigeración, en plantas de potencia con turbina de gas, aumenta el trabajo neto ya que reduce el trabajo de compresión. La compresión con refrigeración no aumenta necesariamente la eficiencia de una turbina de gas, ya que la temperatura de aire de entrada al combustor se reduce (véase las temperaturas en los estados 2' y 2 del diagrama T - s de la figura 2.15). Una temperatura más baja en la entrada del combustor, exige una transferencia de energía térmica adicional para obtener la temperatura deseada al entrada de la turbina. Sin embargo, una menor temperatura a la salida del compresor aumenta el potencial de regeneración, por tanto cuando se utiliza la refrigeración en conjunción con regeneración puede obtenerse un incremento apreciable en el rendimiento térmico. El ejemplo siguiente ilustra lo antes mencionado.

Ejemplo 2.8:

Se comprime a aire a 100 kPa y 300 °K hasta 1000 kPa en un compresor de doble etapa con refrigeración entre etapas. La presión del refrigerador es 300 kPa. El aire se enfría hasta 300 °K en el refrigerador antes de entrar en la segunda etapa del compresor. Las dos etapas son isentrópicas. Se opera en situación estacionaria y las variaciones de energía cinética potencial desde la entrada hasta la salida pueden despreciarse. Determiné (a) la temperatura de salida de la segunda etapa del compresor y (b) el trabajo total gastado en el compresor por unidad de masa. (c) Repítase los cálculos para la compresión en una sola etapa con el dato de entrada dado y la presión final.

Solución:

El aire se comprime en situación estacionaria en un compresor de dos etapas y con refrigeración entre etapas. Se conocen las temperaturas y las presiones de operación. Podemos diagramar y mostrar los datos conocidos:

**Consideraciones:**

Las etapas del compresor y el refrigerador se analizan como volúmenes de control en situación estacionaria.

Los procesos de compresión son isentrópicos.

No existen caídas de presión a través del refrigerador.

El fluido de trabajo es el aire considerado como gas ideal.

Análisis:

- (a) La temperatura a la salida de la segunda etapa del compresor T_2 , se calcula utilizando la siguiente relación para el proceso isoentrópico d-2, utilizando p_{rd} dado en la tabla A-16 (a 300 °K = 1,386) y la relación

$$p_{r2} = p_{rd} \frac{p_2}{p_d} = (1,386) \frac{1000}{300} = 4,62$$

Luego buscamos en tabla A-16 este valor para interpolar T_2 , y h_2 :

T (°K)	h(KJ/Kg)	P_r
420	421,26	4,522
T_2	h_2	4,62
430	431,43	4,915

$$\text{Si } \frac{(T_2 - 420)}{(430 - 420)} = \frac{(4,62 - 4,522)}{(4,915 - 4,522)} \Rightarrow T_2 = 422,49^\circ\text{K}$$

$$\text{Si } \frac{(h_2 - 421,26)}{(431,43 - 421,26)} = \frac{(4,62 - 4,522)}{(4,915 - 4,522)} \Rightarrow h_2 = 423,8 \text{ KJ / Kg}$$

(b) El trabajo total por unidad de masa es la suma de los trabajos para las dos etapas. Es decir

$$\left(\dot{W}_c / \dot{m} \right) = (h_c - h_1) + (h_2 - h_d)$$

Utilizando la tabla A-16 (a $T_1 = 300^\circ\text{K}$, $h_1 = 300,19 \text{ KJ/Kg}$, $p_{r1} = 1,386$),

Como $T_d = T_1 = 300^\circ\text{K}$ entonces $h_d = 300,19 \text{ KJ/Kg}$.

Para calcular h_c determinamos p_{rc} con los valores de $p_1 = 100 \text{ kPa}$ y $p_c = 300 \text{ kPa}$

$$p_{rc} = p_{r1} \frac{p_c}{p_1} = (1,386) \frac{300}{100} = 4,158$$

Luego buscamos en tabla A-16 este valor para interpolar T_c , y h_c :

T (°K)	h(KJ/Kg)	P _r
410	411,12	4,153
T _c	h _c	4,158
420	421,26	4,522

$$\text{Si } \frac{(T_c - 410)}{(420 - 410)} = \frac{(4,158 - 4,153)}{(4,522 - 4,153)} \Rightarrow T_c = 411,36^\circ\text{K}$$

$$\text{Si } \frac{(h_c - 411,12)}{(421,26 - 411,12)} = \frac{(4,158 - 4,153)}{(4,522 - 4,153)} \Rightarrow h_c = 411,3 \text{ KJ / Kg}$$

$$\text{Remplazando } \left(\dot{W}_c / \dot{m} \right) = (411,3 - 300,19) + (423,8 - 300,19) = 234,7 \text{ KJ / Kg}$$

(c) Para una compresión isentrópica de una sola etapa, la salida será el estado 3 del diagrama p-v.

La temperatura en este estado se puede determinar de la siguiente forma:

$$p_{r3} = p_{r1} \frac{p_3}{p_1} = (1,386) \frac{1000}{100} = 13,86$$

Luego buscamos en tabla A-16 este valor para interpolar T_3 , y h_3 :

T (°K)	h(KJ/Kg)	P _r
570	575,59	13,50
T ₃	H ₃	13,86
480	586,04	14,38

$$\text{Si } \frac{(T_3 - 570)}{(580 - 570)} = \frac{(13,86 - 13,50)}{(14,38 - 13,50)} \Rightarrow T_3 = 574,1^\circ\text{K}$$

$$\text{Si } \frac{(h_3 - 575,59)}{(586,04 - 575,59)} = \frac{(13,86 - 13,50)}{(14,38 - 13,50)} \Rightarrow h_3 = 579,9 \text{ KJ / Kg}$$

El trabajo necesario para la compresión en una sola etapa es

$$\left(\dot{W}_c / \dot{m} \right) = (h_3 - h_1) = (579,9 - 300,19) = 279,7 \text{ KJ / Kg}$$

Turbina de gas Regenerativa con Recalentamiento y Refrigeración

El recalentamiento entre las etapas de la turbina y la refrigeración entre las etapas del compresor proporcionan dos importantes ventajas: el trabajo neto obtenido aumenta y el potencial de regeneración se hace mayor. Consecuentemente, se tiene una sustancial mejora en el rendimiento cuando el recalentamiento y la refrigeración se utilizan junto a la regeneración. En la figura 2.16 se

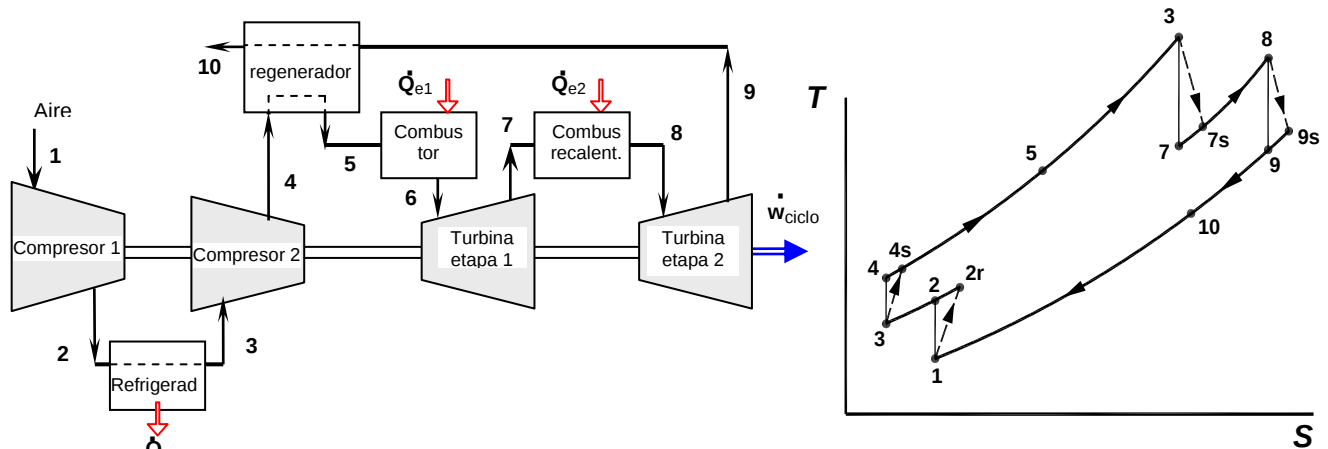


Fig. 2.16 Turbina de gas regenerativa con recalentamiento y refrigeración

muestra una configuración que incorpora recalentamiento, refrigeración y regeneración. Esta turbina de gas tiene dos etapas de compresión y dos etapas de expansión en la turbina. El diagrama T-s, muestra las irreversibilidades en las etapas de turbina y compresor. Las pérdidas de presión que tienen lugar a lo largo del refrigerador, regenerador y combustor no se muestran.

Ejemplo 2.9:

Una turbina del gas regenerativa con refrigeración y recalentamiento opera en estado estacionario. El aire entra en el compresor a 100 kPa y 300 K con un flujo másico de 5,807 Kg/s. La relación entre las presiones extremas del compresor de dos etapas es 10. La relación de presiones en la expansión es también 10. El refrigerador y recalentador operan ambos a 300 kPa. En las entradas de las dos etapas de la turbina, la temperatura es de 1400 K. La temperatura en entrada de la segunda etapa del compresor es 300 K. La eficiencia en las etapas del compresor y turbina es 80%. La eficiencia del regenerador es del 80%. Determínese (a) el rendimiento térmico, (b) la relación de trabajos, y (c) la potencia neta desarrollada, en kW.

Solución:

Se trata de una turbina de gas regenerativa, de aire-estándar, con refrigeración y recalentamiento, opera en situación estacionaria. Se conocen las temperaturas y las presiones de operación y se conocen las eficiencias de turbina, compresor y regenerador.

Consideraciones:

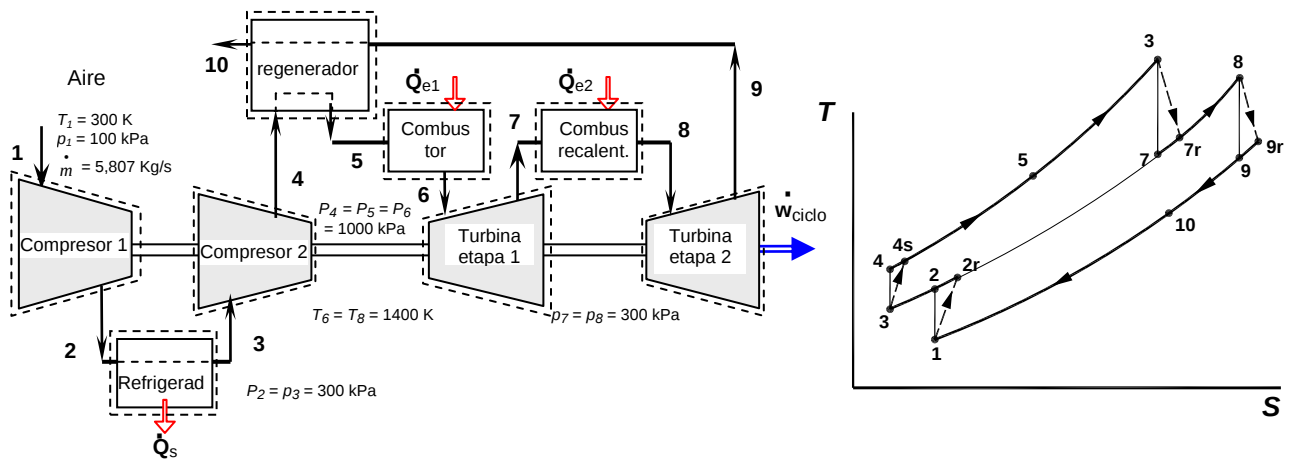
Cada componente se analiza como un volumen de control en situación estacionaria. Los volúmenes de control se muestran en el diagrama rodeados con líneas de trazos.

No hay pérdida de presión a través de los intercambiadores de calor

El compresor y la turbina son adiabáticos

El fluido de trabajo es el aire considerado como gas ideal.

Los efectos de las energías cinética y potencial se desprecian.



Análisis:

Se inicia determinando las entalpías específicas de los estados principales del ciclo.

Las entalpías de los estados 1, 2, 3 y 4 se obtienen de la solución del ejemplo 2.8 donde estos estados se designan como 1, c, d y 2, respectivamente.

Así pues, $h_1 = h_3 = 300,19 \text{ KJ/Kg}$, $h_2 = 411,3 \text{ KJ/Kg}$, y $h_4 = 423,8 \text{ KJ/Kg}$

Las entalpías de los estados 6, 7, 8 y 9 se obtienen de la solución del ejemplo 2.7 donde estos estados se designan como 3, a, b y 4 respectivamente.

Así pues, $h_6 = h_8 = 1515,4 \text{ KJ/Kg}$, $h_7 = 1095,9 \text{ KJ/Kg}$, y $h_9 = 1127,6 \text{ KJ/Kg}$

La entalpía específica del estado 4r se determinó utilizando el rendimiento de la segunda etapa del

compresor. De la ecuación

$$\eta_c = \frac{\left(\dot{W}_c / \dot{m}\right)}{\left(\dot{W}_c / \dot{m}\right)_r} = \frac{h_4 - h_3}{h_{4r} - h_3}$$

Despejando h_{4r} ,

$$h_{4r} = \frac{h_4 - h_3}{\eta_c} + h_3 = \frac{423,8 - 300,19}{0,8} + 300,19 = 454,7 \text{ KJ / Kg}$$

De igual manera, la entalpía específica del estado 2r se determinó utilizando el rendimiento de la

primera etapa del compresor. De la ecuación

$$\eta_c = \frac{\left(\dot{W}_c / \dot{m}\right)}{\left(\dot{W}_c / \dot{m}\right)_r} = \frac{h_2 - h_1}{h_{2r} - h_1}$$

Despejando h_{2r} ,

$$h_{2r} = \frac{h_2 - h_1}{\eta_c} + h_1 = \frac{411,3 - 300,19}{0,8} + 300,19 = 439,1 \text{ KJ / Kg}$$

La entalpía específica del estado 9r se determinó utilizando el rendimiento de la segunda etapa de la

turbina, de la ecuación

$$\eta_t = \frac{\left(\dot{W}_t / \dot{m}\right)_r}{\left(\dot{W}_t / \dot{m}\right)} = \frac{h_8 - h_{9r}}{h_8 - h_9}$$

Despejando h_{9r} ,

$$h_{9r} = h_8 - \eta_t (h_8 - h_9) = 1515,4 - 0,8 (1515,4 - 1127,6) = 1205,2 \text{ KJ / Kg}$$

De igual manera, la entalpía específica del estado 7r se determinó utilizando el rendimiento de la

primera etapa de la turbina. De la ecuación

$$\eta_t = \frac{\left(\dot{W}_t / \dot{m} \right)_r}{\left(\dot{W}_t / \dot{m} \right)} = \frac{h_6 - h_{7r}}{h_6 - h_7}$$

Despejando h_{7r} ,

$$h_{7r} = h_6 - \eta_t (h_6 - h_7) = 1515,4 - 0,8 (1515,4 - 1095,9) = 1179,8 \text{ KJ / Kg}$$

Asimismo, la entalpía específica del estado 5 se determina utilizando la eficiencia del regenerador.

De la ecuación

$$\eta_{reg} = \frac{\left(\dot{W}_t / \dot{m} \right)_r}{\left(\dot{W}_t / \dot{m} \right)} = \frac{h_5 - h_{4r}}{h_{9r} - h_{4r}}$$

Despejando h_5 ,

$$h_5 = h_4 + \eta_{reg} (h_{9r} - h_4) = 454,7 + 0,8 (1205,2 - 454,7) = 1055,1 \text{ KJ / Kg}$$

(a) para calcular el rendimiento térmico, debe contabilizarse el trabajo de ambas etapas de la turbina, el trabajo de las dos etapas del compresor y el calor total absorbido.

El trabajo total en la turbina por unidad de masa es:

$$\dot{W}_T / \dot{m} = (h_6 - h_{7r}) + (h_8 - h_{9r}) = (1515,4 - 1179,8) + (1515,4 - 1055,2) = 645,8 \text{ KJ / Kg}$$

El trabajo total que entra en el compresor por unidad de masa es:

$$\dot{W}_c / \dot{m} = (h_{2r} - h_1) + (h_{4r} - h_3) = (439,1 - 300,19) + (454,7 - 300,19) = 293,4 \text{ KJ / Kg}$$

El calor total absorbido por unidad de masa es:

$$\dot{Q}_e / \dot{m} = (h_6 - h_5) + (h_8 - h_{7r}) = (1515,4 - 1055,1) + (1515,4 - 1179,8) = 795,9 \text{ KJ / Kg}$$

El rendimiento térmico resulta,

$$\eta = \frac{\left(\dot{W}_T / \dot{m} \right) - \left(\dot{W}_c / \dot{m} \right)}{\left(\dot{Q}_e / \dot{m} \right)} = \frac{(645,8) - (293,4)}{(795,9)} = 0,443 \quad (44,3\%)$$

(b) Relación de trabajos es,

$$rw = \frac{\left(\dot{W}_c / \dot{m} \right)}{\left(\dot{W}_T / \dot{m} \right)} = \frac{293,4}{645,8} = 0,454 \quad (45,4\%)$$

(c) la potencia neta desarrollada es,

$$\dot{W}_{Ciclo} = \dot{m} \left[\left(\dot{W}_T / \dot{m} \right) + \left(\dot{W}_c / \dot{m} \right) \right]$$

$$\dot{W}_{Ciclo} = (5,807 \text{ Kg / s}) [(645,8) + (293,4)] \text{ KJ / Kg} = 2046 \text{ kW}$$

CICLO COMBINADO TURBINA DE GAS-CICLO DE VAPOR

Un ciclo combinado esta basado en la de dos ciclos de potencia tales que el calor descargado por uno de los ciclos es utilizado parcial o totalmente como el calor absorbido por el otro ciclo (turbina gas-ciclo de vapor).

La corriente de escape en la salida de una turbina de gas está a una temperatura relativamente alta. Una forma de aprovechar este flujo de gas, para mejorar la utilización del combustible, es mediante el ciclo combinado mostrado en la figura 2.17, formando un ciclo de turbina de gas y un ciclo de potencia de vapor. Los dos ciclos de potencia se acoplan de tal manera que el calor absorbido por el ciclo de vapor se obtiene del ciclo de turbina de gas, denominado ciclo *superior*.

El ciclo combinado puede tener un rendimiento térmico mayor que los ciclos individuales. Con referencia a la figura 2.17, la eficiencia térmica de ciclo combinado es

$$\eta = \frac{\dot{W}_{ciclo} + \dot{W}_{gas}}{\dot{Q}_e} \quad (2.32)$$

Donde $\dot{W}_{gas}$ es el trabajo *neto* desarrollado turbina de gas, $\dot{W}_{vap}$, es el trabajo *neto* desarrollado por el ciclo de vapor y $\dot{Q}_e$ es el calor absorbido por la turbina de gas. La evaluación de las cantidades que aparecen en la ecuación 2.32 se obtienen aplicando los balances de masa y energía al volumen de control que contiene al intercambiador de calor. Para una operación en estado estacionario, ignorando el calor transferido al ambiente y no considerando cambios significativos en la energía potencial y cinética, el resultado es

$$\dot{m}_v (h_7 - h_6) = \dot{m}_a (h_4 - h_5) \quad (2.33)$$

Donde $\dot{m}_a$ y $\dot{m}_v$ son los flujos másicos de aire y vapor, respectivamente. Debido a las limitaciones impuestas por el tamaño intercambiador de calor, no todo el calor procedente de la turbina de gas puede aprovecharse en el ciclo de vapor. Pero aunque la temperatura del gas en el estado 5 puede estar por encima de la temperatura ambiente, la mayor parte de la energía de esta corriente se ha utilizado para vaporizar el fluido de trabajo del ciclo de vapor.

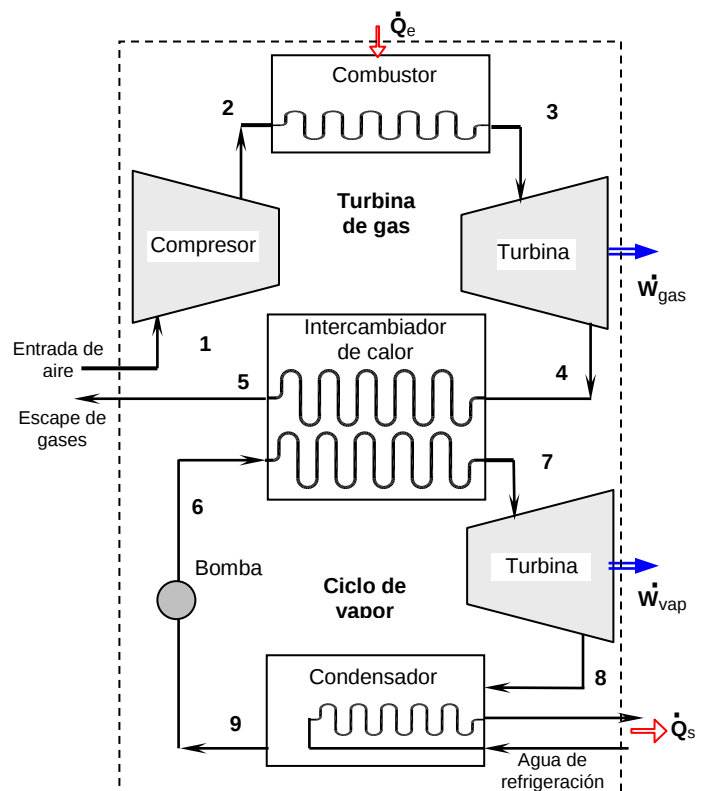


Fig. 2.17 Planta de ciclo combinado turbina de gas-ciclo de vapor.