

UNIDAD XI: TURBINAS DE GAS

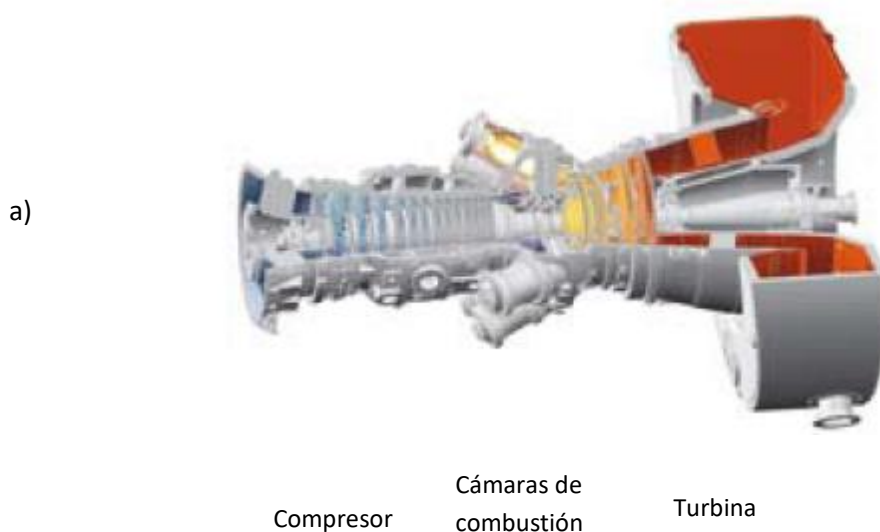
11.1. Introducción

Los motores de turbina de gas son muy utilizados para la generación de energía eléctrica y, dada su **favorable relación potencia-peso**, para la propulsión de aviones y en el transporte marítimo.

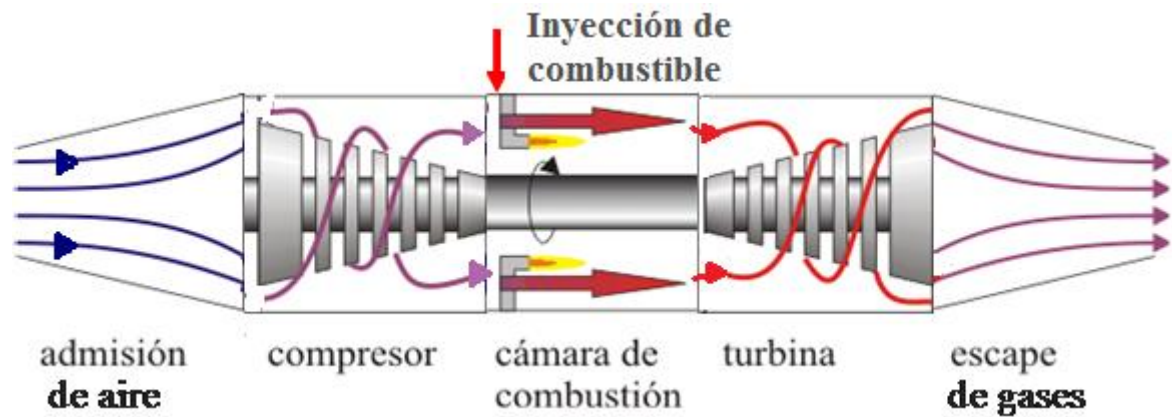
Basan su funcionamiento en el denominado Ciclo Brayton, propuesto por el ingeniero americano George Brayton¹ en 1873.

Son máquinas térmicas rotativas, de combustión interna, que funcionan en régimen estable, en las que el **fluido de trabajo está en todo momento en fase gaseosa**.

En realidad describen una transformación abierta, que también se denomina “ciclo abierto”, ya que aspiran aire atmosférico y expulsan gases de escape a temperaturas superiores a la ambiente. En la Fig. 11.1 a) y b) se muestra un motor real y un esquema que facilita la comprensión de su estructura interna. Es importante apreciar que turbina y compresor están montados en un eje común, es decir están acoplados.



¹ George Brayton (1830-1892) nació en Rhode Island, Estados Unidos de América. Fue ingeniero mecánico y pionero en el desarrollo de motores de combustión interna. Presentó el proceso de combustión continua que es la base de la turbina de gas, y que ahora se conoce como el ciclo Brayton. Empezó a trabajar en motores de combustión interna en la década de 1870. Inventó el motor de explosión continua con inyección de combustible, que más tarde evolucionó dando lugar al motor de turbina de gas.

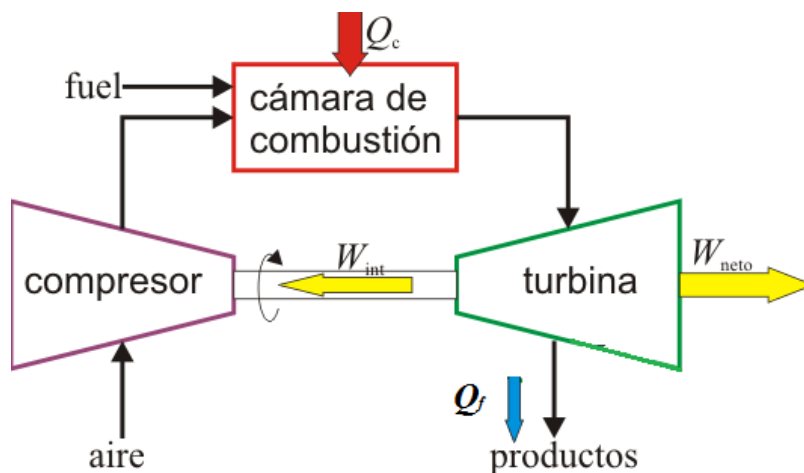


b)

Fig. 11.1. a) Vista de un motor real de turbina de gas. b) Esquema que muestra las diferentes partes del motor y la trayectoria del flujo de gas².

11.2. Ciclo abierto

El modo de funcionamiento con ciclo abierto es el de mayor aplicación en las turbinas de gas. Según se esquematiza en la Fig. 11.2, consta de los siguientes procesos:



- El aire atmosférico es aspirado por el compresor, que se considera adiabático, elevando su presión y temperatura. Para ello se requiere un trabajo, denominado W_{int} , que incrementa la entalpía del aire.

Fig. 11.2. Esquema del motor de turbina de gas de ciclo abierto².

- El aire ingresa luego en la cámara de combustión, donde se mezcla con el combustible inyectado, obteniéndose los productos de la combustión a elevada temperatura. El calor Q_c liberado en la combustión, a presión constante, incrementa la entalpía del sistema reaccionante.

² Esta figura se ha tomado de apuntes de Física III de la Universidad de Sevilla, publicados en la red.

- Los productos de la combustión se expanden en la turbina realizando un trabajo, parte del cual es proporcionado al compresor (W_{int}) y el restante (W_{neto}) es el trabajo de árbol que suministra el motor para ser utilizado externamente. La turbina se considera adiabática.
- Los gases de escape que salen de la turbina, a presión atmosférica y temperatura superior a la ambiente, son liberados al exterior, incorporando su entalpía al medio en forma de calor, denominado Q_f .

La representación gráfica de estas transformaciones en un plano P,v se muestra en la Fig. 11.3. Obsérvese que la línea de trazos que une los estados D y A no es en realidad una transformación dado que el gas no se recircula. Por lo tanto no se lleva a cabo un ciclo.

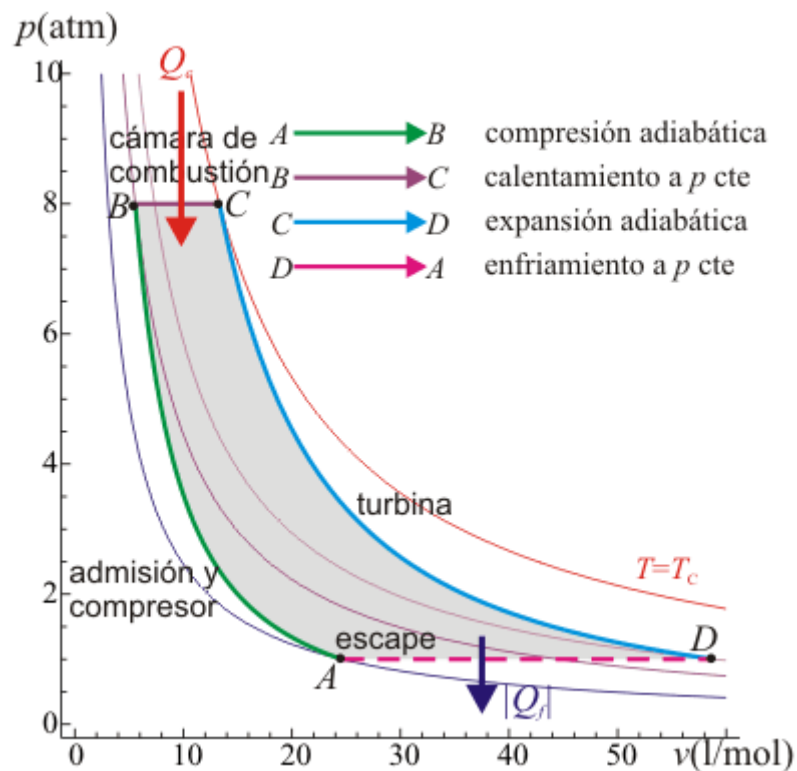


Fig. 11.3. Representación gráfica del ciclo "abierto" en el diagrama P,v .²

11.3. Ciclo cerrado: Ciclo Brayton.

El ciclo de turbina de gas abierto descrito anteriormente puede modelarse como un ciclo cerrado, como se indica en la Fig. 11.4 a) y b), considerando como fluido de trabajo aire con comportamiento de gas ideal, el cual se denomina **Ciclo Brayton**.

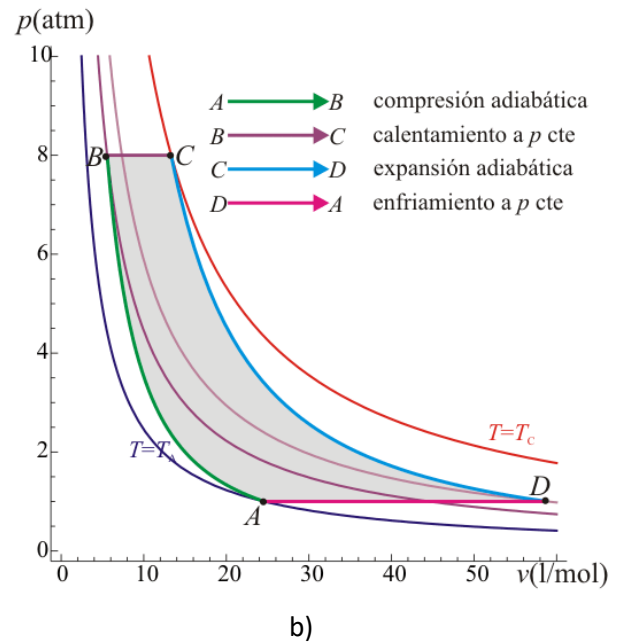
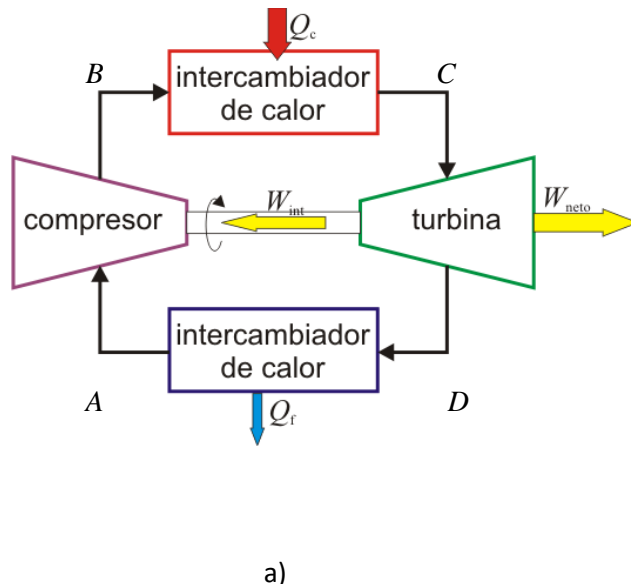


Fig. 11.4. a) Esquema instalación que describe ciclo Brayton. b) Representación del ciclo Brayton en diagrama p-v.²

A efectos de cerrar el ciclo, se coloca un intercambiador de calor a la salida de la turbina, que enfría el aire a presión constante hasta obtener las condiciones del estado A y reiniciar el ciclo con el mismo fluido. El calor sensible cedido al medio refrigerante es el calor cedido a la fuente fría: Q_f .

La elevación de temperatura que debe conseguirse por la combustión interna, a presión constante, se logra por una transferencia del calor Q_c desde una fuente térmica externa.

Las transformaciones son internamente reversibles. Es decir, se desprecian efectos disipativos, responsables de las irreversibilidades, tales como las debidas a la fricción al circular por los diferentes equipos y conexiones. Tampoco se tienen en cuenta pérdidas de calor en turbina y compresor, es decir son equipos perfectamente adiabáticos.

Si en el Ciclo Brayton se considera que el calor específico del aire es constante e igual al correspondiente a las condiciones estándar³: 25°C y 1 atm, se obtiene el denominado **Ciclo Brayton con aire frío estándar**, que es el que se estudiará a continuación.

Estas suposiciones simplifican el estudio del ciclo y permiten realizar un análisis cualitativo que pone en evidencia cuáles son las variables principales sobre las que se puede actuar para mejorar el desempeño del motor, en particular el rendimiento térmico y la relación potencia-peso.

³ Podría también considerarse la variación de los calores específicos con la temperatura, aunque las expresiones resultantes son más complejas. Si bien se obtendrían valores numéricos más cercanos a los reales, no se tendrá en cuenta dado que se busca realizar un análisis cualitativo, que no pierde valor por su sencillez.

Es necesario tener en cuenta que los valores numéricos calculados con estas simplificaciones son ideales, proporcionando una idea de los límites máximos con los cuales comparar el desempeño real a la hora de proponer y evaluar mejoras.

La Fig. 11.5 muestra el ciclo Brayton en los planos P-v y T-s. Para facilitar el planteo de las ecuaciones se han identificado los estados de entrada y salida a cada equipo con números de 1 a 4, según se consigna en la Fig. 11.6.

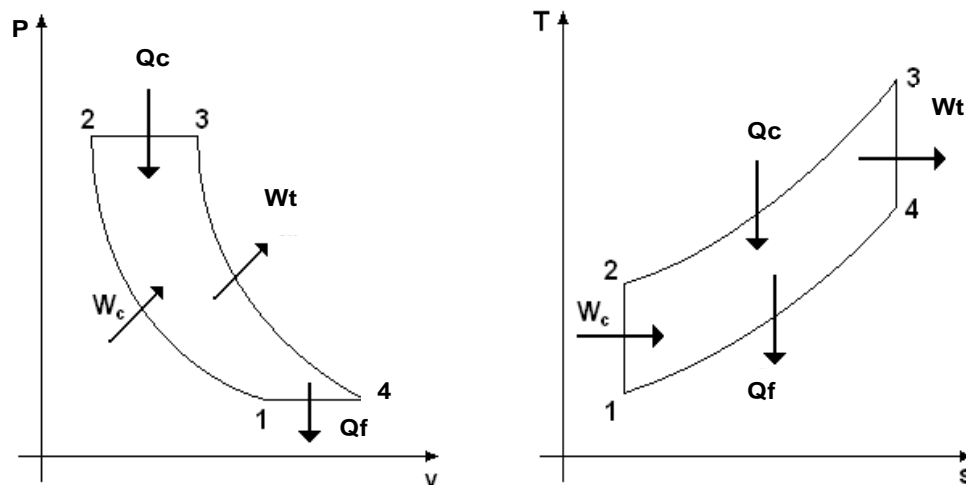


Fig. 11.5. Representación del Ciclo Brayton en los planos P-v y T-s.

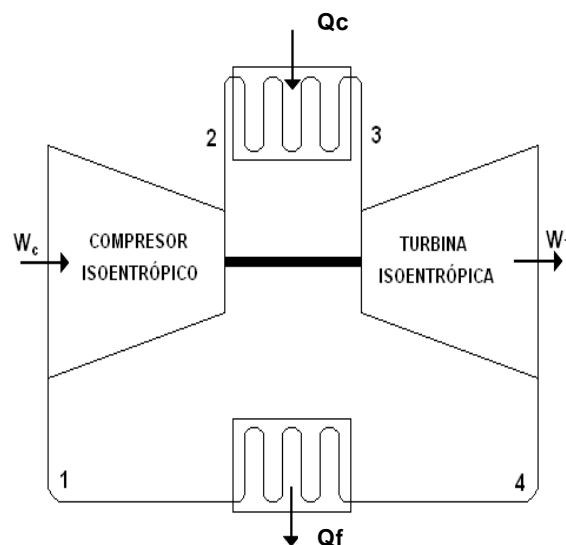


Fig. 11.6. Esquema instalación de un ciclo Brayton con la nomenclatura usada en Fig. 11.5

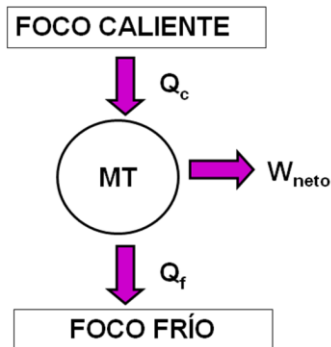
Dado que el ciclo está compuesto por transformaciones internamente reversibles, el área del ciclo en el diagrama P-v es equivalente al W_{neto} . Siendo $W_{\text{neto}} = W_T - |W_c|$

De igual forma, en el diagrama T-s, el área del ciclo es equivalente al Q_{neto} , siendo $Q_{\text{neto}} = Q_c - |Q_f|$

Por tratarse de un ciclo, se cumple que $W_{\text{neto}} = Q_{\text{neto}}$

11.4. Cálculo del rendimiento térmico del ciclo Brayton

Para cualquier máquina térmica se cumple que:



$$\eta = \frac{W_{neto}}{Q_c}$$

$$W_{neto} = Q_c - |Q_f|$$

$$\eta = 1 - \frac{|Q_f|}{Q_c}$$

Aplicando la expresión del Primer Principio para régimen estacionario a cada dispositivo del ciclo:

$$\Delta h + \Delta e_p + \Delta e_c = q - w$$

Despreciando las variaciones de energía cinética y potencial:

$$\Delta h = q - w$$

Tomando en cuenta los procesos adiabáticos e isoentrópicos 1-2 y 3-4 : $w_c = h_1 - h_2$

$$w_T = h_3 - h_4$$

Análogamente, para los intercambiadores de calor utilizados en los procesos 2-3 y 4-1

$$q_f = h_1 - h_4 \quad \text{y} \quad q_c = h_3 - h_2$$

Luego

$$\eta = 1 - \frac{|q_f|}{q_c} = 1 - \frac{h_4 - h_1}{h_3 - h_2} = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)}$$

Teniendo en cuenta que los procesos 1-2 y 3-4 son adiabáticos:

$$T_1 P_1^{\frac{(1-k)}{k}} = T_2 P_2^{\frac{(1-k)}{k}}, \text{ luego } \frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{(1-k)}{k}} \quad \text{siendo } k: \text{ exponente de las adiabáticas;} \\ k = c_p / c_v$$

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

Como $P_2 = P_3$ y $P_1 = P_4$, se cumple que $P_2/P_1 = P_3/P_4$, entonces: $\frac{T_1}{T_2} = \frac{T_4}{T_3}$ o sea: $\frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2}$

Se denomina relación de presiones r_p a: $r_p = \frac{P_2}{P_1}$

La expresión para el rendimiento queda entonces: $\eta = 1 - r_p^{\frac{(1-k)}{k}}$; o lo que es lo mismo:

$$\eta = 1 - \frac{1}{r_p^{\frac{(k-1)}{k}}}$$

Se llega finalmente a la importante conclusión que **el rendimiento del ciclo Brayton con aire estándar es función creciente de la relación de presiones** así como también crece cuando aumenta k , lo cual puede apreciarse en la Fig. 11-7.

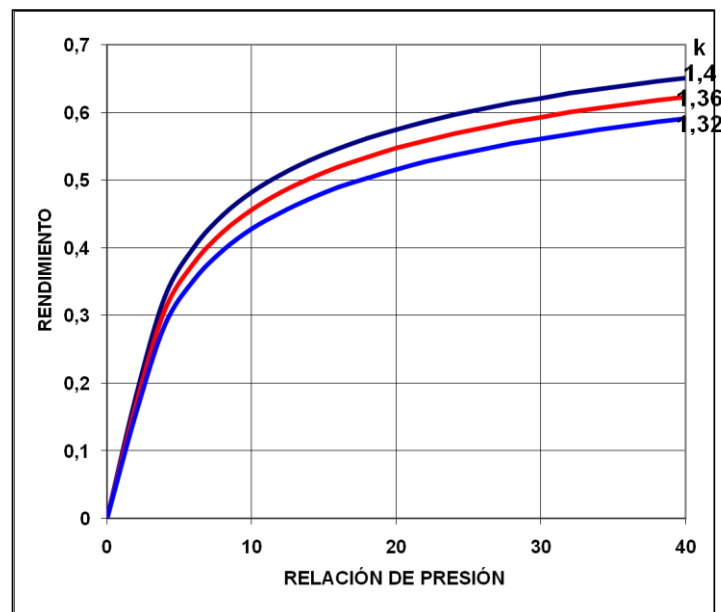


Fig. 11.7- Rendimiento térmico vs relación de presiones y “k” para un ciclo Brayton

Para el Ciclo Brayton con aire frío estándar, k es constante e igual a 1,4.

El intervalo característico de variación de r_p , en motores reales de turbina de gas, va de 5 a 20, siendo el más común entre 11 y 16.

Se denomina **relación de acoplamiento**⁴ entre turbina y compresor, Γ_{AC} , al cociente entre los trabajos de ambos equipos, es decir:

$$\Gamma_{AC} = \frac{|\text{Trabajo compresor}|}{\text{Trabajo turbina}} = \frac{h_2 - h_1}{h_3 - h_4}$$

Este valor resulta, en general, superior a 0,5, lo que significa que aún en el caso del ciclo ideal, más del 50% del trabajo proporcionado por la turbina es demandado por el compresor. Si tomamos en cuenta el ciclo Rankine de turbinas de vapor, la relación de acoplamiento es sólo un pequeño porcentaje. Esto es coherente con el hecho que en un ciclo Rankine se bombea un líquido mientras que en el Brayton se comprime un gas y el trabajo de circulación es proporcional al volumen específico del fluido de trabajo.

11.5. Relaciones de trabajo máximo.

La temperatura más alta del ciclo se produce al final del proceso de combustión y hay un límite impuesto para la misma de alrededor de 1700 K por razones metalúrgicas, para evitar daños en los álabes de la turbina. Esto también limita las relaciones de presión que pueden utilizarse en el ciclo.

Para una temperatura T_3 máxima admisible fija, la salida de trabajo neto aumenta con la relación de presiones, alcanza un máximo y después empieza a disminuir, según se observa en la Fig. 11.8 para los ciclos con r_{p4} hasta r_{p1} . Luego, habrá un valor de r_p que maximice el trabajo neto por unidad de masa. Con un mayor trabajo neto por unidad de masa se necesita un flujo másico menor para satisfacer una demanda dada de trabajo y por lo tanto un tamaño de los equipos también menor.

⁴ En la bibliografía también se denomina “relación de trabajo de retroceso”.

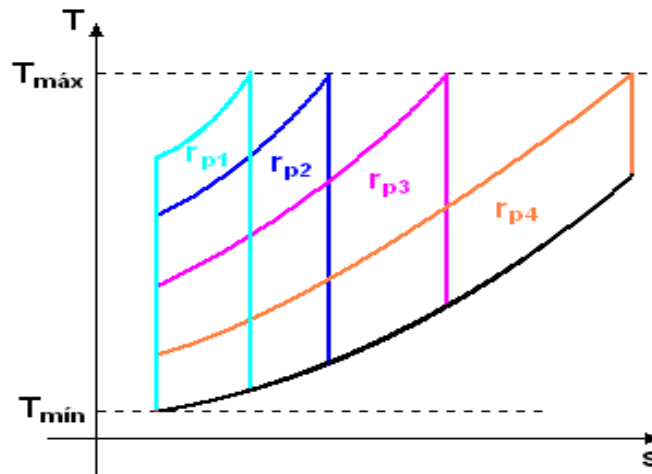


Fig. 11.8. Variación del w_{neto} con r_p , para una $T_3=T_{\text{máx}}$.

Con objeto de obtener la relación de trabajo máximo, se considerará el ciclo Brayton ideal de la Fig. 11.9

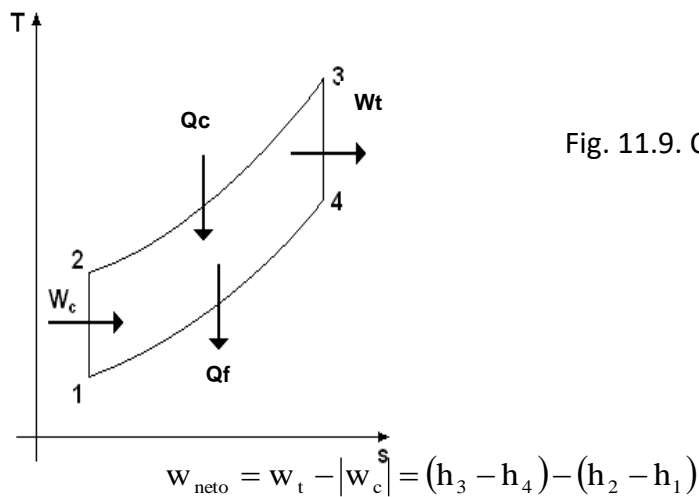


Fig. 11.9. Ciclo Brayton en diagrama T-s

Como c_p se considera constante

$$w_{\text{neto}} = c_p [(T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)]$$

Reordenando

$$w_{\text{neto}} = c_p T_1 \left[\left(\frac{T_3}{T_1} - \frac{T_4}{T_3} \frac{T_3}{T_1} \right) - \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right) \right]$$

Recordando que:

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

Resulta

$$w_{\text{neto}} = c_p T_1 \left[\frac{T_3}{T_1} - \frac{T_3}{T_1} \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{(k-1)}{k}} - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{(k-1)}{k}} + 1 \right]$$

O sea

$$w_{\text{neto}} = c_p T_1 \left[\frac{T_3}{T_1} - \frac{T_3}{T_1} \left(\frac{1}{r_p} \right)^{\frac{(k-1)}{k}} - (r_p)^{\frac{(k-1)}{k}} + 1 \right]$$

De esta expresión se concluye que para valores constantes de T_1 , T_3 , k y c_p , el valor del trabajo neto por unidad de masa depende sólo de r_p .

Para determinar el r_p que maximiza el trabajo neto por unidad de masa, deberá calcularse la derivada $\frac{\partial w_{\text{neto}}}{\partial r_p}$, igualarla a cero y despejar el r_p , obteniéndose:

$$r_{p_{\text{optimo}}} = \left(\frac{T_3}{T_1} \right)^{\frac{k}{(2k-2)}}$$

Además, teniendo en cuenta la compresión isentrópica:

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

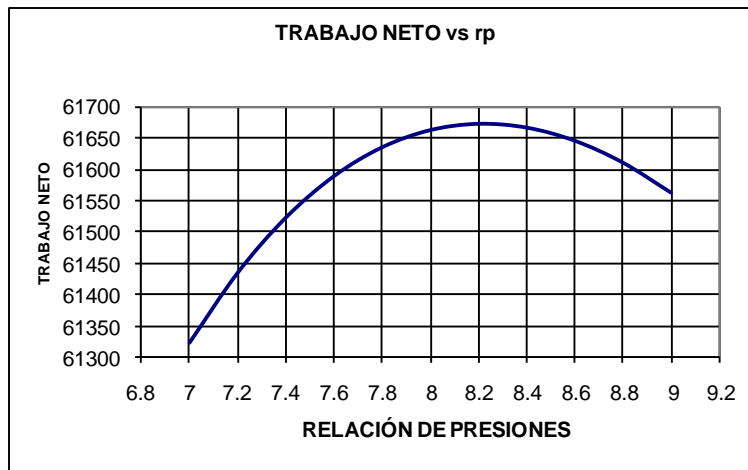
Es decir

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

Si $r_p = r_{p_{\text{optimo}}}$;

$$T_{2_{\text{optimo}}} = \sqrt{T_1 T_3}$$

Por lo tanto, el trabajo máximo por unidad de masa se obtiene cuando la temperatura de salida del compresor es la media geométrica entre las temperaturas mínima y máxima del ciclo.



Ejemplo: Para $T_1 = 300 \text{ K}$; $T_3 = 1000 \text{ K}$ y $k = 1,4$ $r_{\text{optimo}} = 8,2$ y $T_{2\text{optimo}} = 548 \text{ K}$

11.6. Diferencias entre el ciclo Brayton real e ideal

Los ciclos reales de turbina de gas difieren del ciclo Brayton ideal por varias razones, a saber:

- La compresión no es isentrópica debido a la fricción interna en el compresor
- La expansión no es isentrópica debido a la fricción interna en la turbina
- En todo el resto del sistema también se producen pérdidas de presión por fricción
- El proceso de la combustión es incompleto, por lo cual no toda la energía química contenida en el combustible es liberada en ella como calor
- Existen pérdidas por radiación y convección a través de todo el cuerpo de la máquina

Un ciclo real esquemático se muestra en la Fig. 11.10 en línea de trazos.

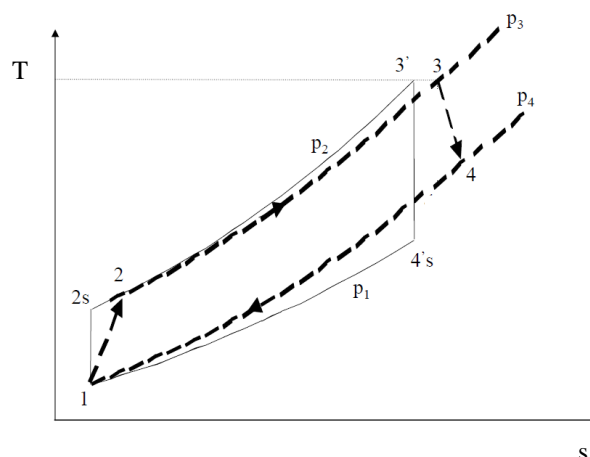
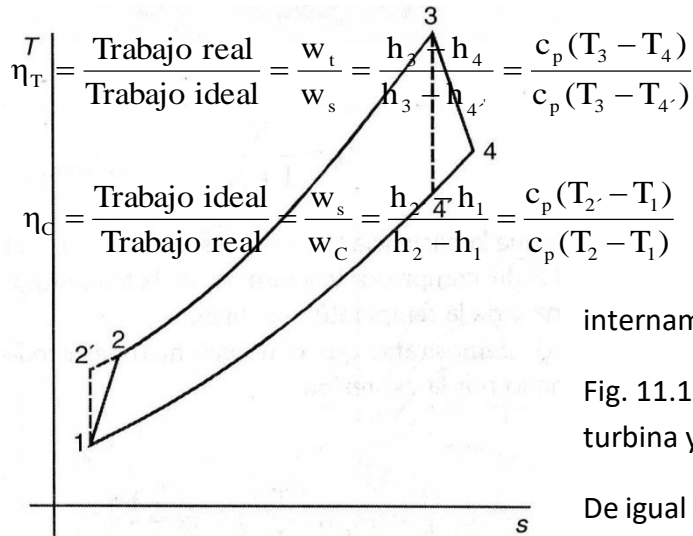


Fig. 11.10. Ciclo de una turbina de gas real. Ciclo cerrado.

Como consecuencia de las irreversibilidades en la turbina y el compresor, la entrada real de trabajo al compresor será mayor y la salida de trabajo real de la turbina será menor, disminuyendo el trabajo neto aprovechable en el eje y el rendimiento del ciclo.

Si se considera el ciclo real de la Fig. 11.11, con irreversibilidades sólo en 1-2 y 3-4, se definen los **rendimientos isentrópicos** de la turbina (η_T) y del compresor (η_c) del modo siguiente:



$$\eta_T = \frac{\text{Trabajo real}}{\text{Trabajo ideal}} = \frac{w_t}{w_s} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4'}} = \frac{c_p(T_3 - T_4)}{c_p(T_3 - T_{4'})}$$

$$\eta_c = \frac{\text{Trabajo ideal}}{\text{Trabajo real}} = \frac{w_s}{w_c} = \frac{h_2' - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{c_p(T_2' - T_1)}{c_p(T_2 - T_1)}$$

Cuanto mayores sean las irreversibilidades que se producen al comprimirse el aire en el compresor real, requerirá un trabajo externo mayor que el ideal (correspondiente al proceso internamente reversible).

Fig. 11.11 Ciclo real con irreversibilidades en turbina y compresor

De igual forma, a mayores efectos disipativos cuando se expanden los gases en la turbina real, menor será el trabajo cedido con respecto al ideal o internamente reversible.

Los rendimientos isentrópicos η_T y η_c dependen del diseño fluidodinámico interno de la turbina y el compresor y además de afectar el rendimiento del motor en su conjunto influyen negativamente en la relación de acoplamiento, según se ejemplifica a continuación.

$$\text{Si } \Gamma_{ACideal} = \frac{\text{Trabajo ideal compresor}}{\text{Trabajo ideal turbina}} = \frac{h_{2'} - h_1}{h_3 - h_{4'}} \cong 50\%$$

Cuando se producen las irreversibilidades en turbina y compresor, siendo η_T y η_c iguales a 0,85:

$$\Gamma_{ACreal} = \frac{\text{Trabajo real compresor}}{\text{Trabajo real turbina}} = \frac{h_2 - h_1}{h_3 - h_4} = \frac{\Gamma_{ACideal}}{\eta_T * \eta_c} = \frac{0,5}{0,85 * 0,85} = 69\%$$

11.7. Motor de turbina de gas regenerativo

El gas que abandona la turbina tiene una temperatura bastante mayor que la temperatura ambiente. Consecuentemente, este gas caliente tiene una utilidad potencial que se pierde. 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 la cámara de combustión con lo que se reduce la cantidad de combustible que se necesita quemar.

La Fig. 11.11 muestra la instalación de una turbina de gas regenerativa.

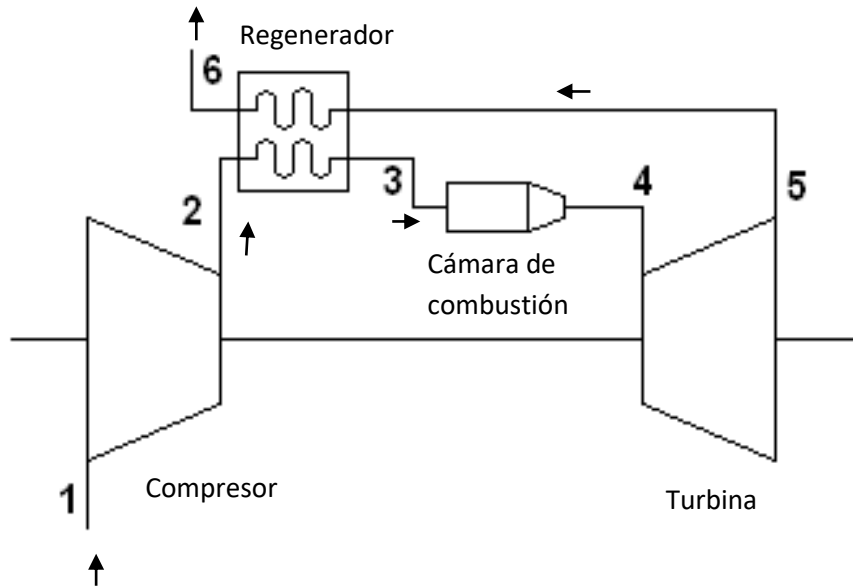


Fig. 11.11. Turbina de gas regenerativa

En la Fig. 11.13 se muestra el ciclo regenerativo ideal correspondiente a la instalación de la Fig. 11.11. Para su interpretación merecen aclararse los siguientes aspectos:

- Se trata de un ciclo cerrado con aire como fluido de trabajo.
- El calor Q_{rs} que entrega la corriente de aire que abandona la turbina en el regenerador es igual al calor Q_{re} que recibe el aire comprimido que sale del compresor. Esto implica que se ha asumido que no hay pérdidas de calor en el equipo de intercambio.
- La temperatura que alcanza el aire comprimido a la salida del regenerador, T_3 , es coincidente con la de salida de la turbina T_5 . Como c_p se considera constante, esto implica que la temperatura de salida del aire que se enfría, T_6 , alcanza el mismo valor que el de la corriente de aire a la salida del compresor, T_2 . Como se describirá posteriormente esto es imposible en la realidad y los valores de Q_{rs} y Q_{re} calculados con esta hipótesis son el máximo teórico.

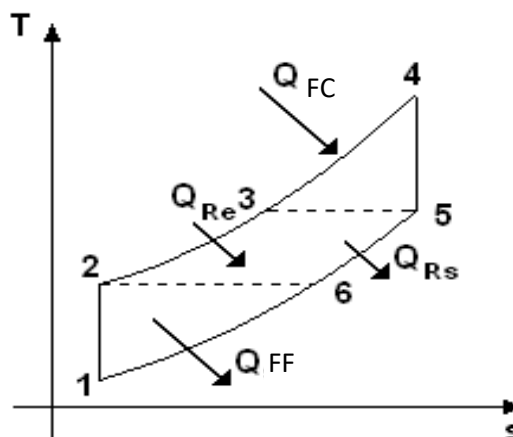


Fig. 11.13. Ciclo regenerativo ideal

Como el trabajo neto por unidad de masa no se altera al incorporar un regenerador y el calor Q_c suministrado por la fuente caliente ha disminuido, el η del ciclo aumenta.

Es decir:

$$\eta = \frac{W_{\text{neto}}}{Q_c} \approx \left. \begin{array}{l} \downarrow \\ \uparrow \end{array} \right\} \uparrow$$

El regenerador, cuyo esquema se muestra en la Fig. 11.14, es un intercambiador de calor en contracorriente, a través del cual el gas caliente del escape de la turbina y el aire frío que deja el compresor circulan opuestos. El gas se enfría desde el estado 6, mientras el aire se calienta desde el estado 2 hasta el estado 3.

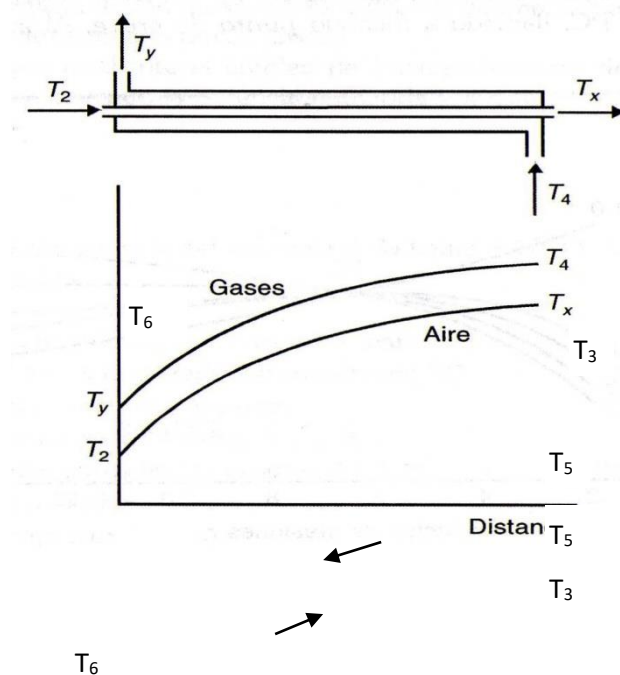
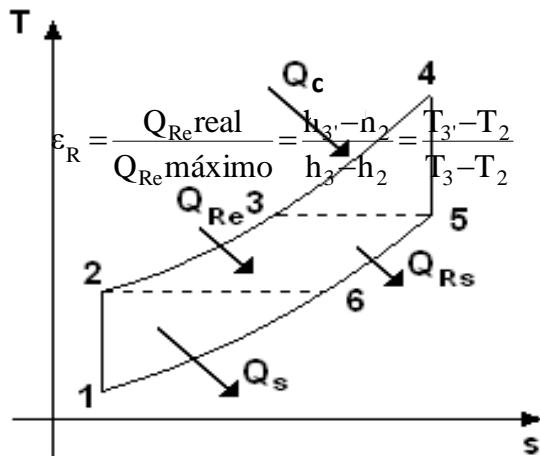


Fig. 11.14. Regenerador

Para que ocurra el intercambio de calor entre las dos corrientes se necesita una diferencia finita de temperatura, por lo tanto en la realidad se cumple que $T_3 < T_5$ y $T_6 > T_2$.



Se define como eficiencia del regenerador ϵ_R como sigue (Ver Fig. 11.15):

En la práctica, los valores típicos para la eficiencia del regenerador están en el rango **del 60 hasta el 80 %**. El incremento de la eficiencia por encima de este rango se consigue con equipos tan costosos que anulan la ventaja debida al ahorro de combustible.

Fig. 11.15. Ciclo para regenerador real

Rendimiento térmico del ciclo regenerativo ideal ($T_3=T_5$ y $T_6=T_2$):

$$\eta_{\text{treg}} = 1 - \frac{|q_f|}{q_c} = 1 - \frac{h_6 - h_1}{h_4 - h_3} = 1 - \frac{c_p(T_2 - T_1)}{c_p(T_4 - T_5)} = 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right)}{T_4 \left(1 - \frac{T_5}{T_4} \right)}$$

Teniendo en cuenta que los procesos 1-2 y 4-5 son adiabáticos:

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

$$T_4 P_4^{\frac{(1-k)}{k}} = T_5 P_5^{\frac{(1-k)}{k}} \quad T_5 = \left(\frac{P_5}{P_4} \right)^{\frac{(k-1)}{k}} = \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{(k-1)}{k}} = \frac{1}{r_p^{\frac{(k-1)}{k}}}$$

Reemplazando las expresiones obtenidas para T_2/T_1 y T_5/T_4 en la expresión de η_{treg} , y operando, se llega a :

$$\eta_{\text{treg}} = 1 - \frac{T_1}{T_4} r_p^{\frac{k-1}{k}}$$

Según se observa en la Fig.11.16, si T_1/T_4 aumenta, el η_{treg} disminuye; y también si r_p aumenta, el η_{treg} disminuye.

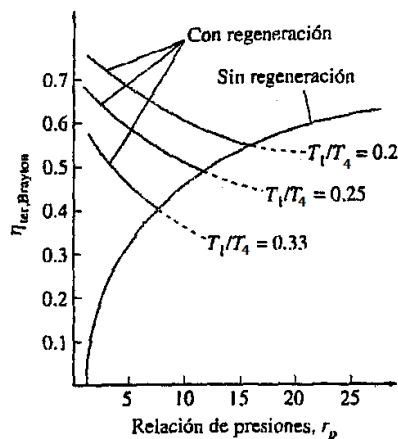


Fig. 11.16. Rendimiento del ciclo regenerativo en función de la relación de presiones

11.8. Compresión multietapa con refrigeración intermedia

El trabajo neto obtenido en un motor de turbina de gas también se puede aumentar reduciendo el trabajo consumido por el compresor.

Según se desarrolló oportunamente, la expresión utilizada para obtener el trabajo de compresión por unidad de masa en un proceso internamente reversible en régimen permanente es

$w_c = - \int v dP$. Para transformaciones ideales de gases ideales, la relación funcional entre v y P es:

$$Pv^n = \text{cte} \quad , \text{ cumpliéndose que } \begin{cases} \text{Si } n = 1 \text{ , Transformación isotérmica} \\ \text{Si } 1 < n < k \text{ , Transformación politrópica} \\ \text{Si } n = k \text{ , Transformación adiabática} \end{cases}$$

En la Fig. 11.17 se grafican los tres procesos de compresión. El área sombreada representa el trabajo de compresión, en régimen permanente, por unidad de masa para el caso de la politrópica.

El menor trabajo de compresión corresponde a la transformación isotérmica, el mayor para la adiabática y para la politrópica es intermedio. Esto significa que refrigerar el gas durante la compresión es ventajoso en términos de trabajo necesario para ello.

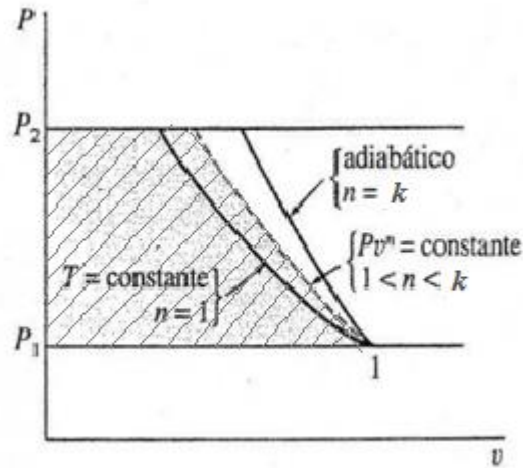


Fig. 11.17. Trabajo de compresión –régimen permanente- para la politrópica

Desde el punto de vista práctico es más conveniente separar la compresión y el enfriamiento en procesos independientes, realizando una compresión en etapas con refrigeración intermedia, a presión constante, según se muestra en las Fig. 11.18 a) y b).

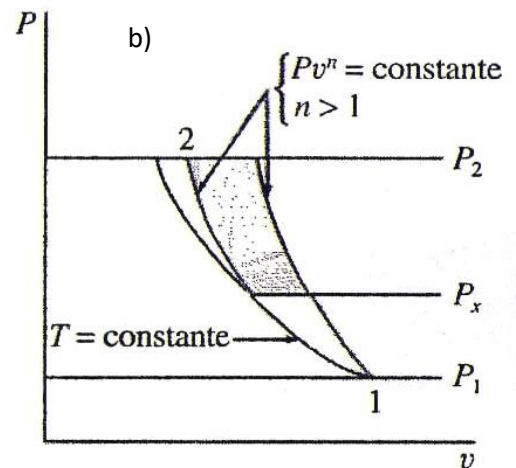
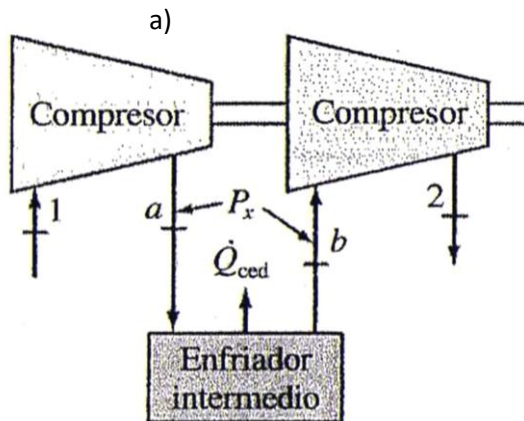


Fig. 11.18- Compresión en dos etapas y enfriamiento intermedio. a) Instalación. b) Transformaciones.

En la Fig. 11.18 b) se ha considerado el caso más ajustado a la realidad en que la compresión es politrópica con $1 < n < k$, y se ha sombreado el área representativa del trabajo ahorrado.

Con objeto de minimizar el trabajo de compresión resultante de las dos etapas puede demostrarse⁵ que debe seleccionarse un valor de la presión intermedia P_x tal que se cumpla que:

$$P_x = (P_1 P_2)^{1/2}$$

Con respecto al rendimiento térmico del ciclo con dos etapas de compresión y refrigeración intermedia, dado que se disminuye la temperatura media del proceso de ingreso de calor en la fuente caliente, será menor.

La decisión de cuántas etapas de compresión con refrigeración intermedia realizar responde a un análisis económico.

11.9. Expansión multietapa con recalentamiento intermedio

Con objeto de incrementar el trabajo proporcionado por la turbina es efectivo utilizar una expansión multietapa con recalentamiento intermedio. En vez expandir directamente en una sola turbina, se hace que los gases realicen una expansión parcial en una primera turbina, ingresen luego a una segunda cámara de combustión denominada “cámara de combustión para el recalentamiento” en la que se calientan a presión constante y, finalmente, continúen la expansión en una segunda turbina.

En la Fig. 11.19 se muestra el esquema de una instalación de este tipo y del ciclo en un diagrama T-s.

Con este diseño se incrementa el área del ciclo, y por lo tanto el trabajo por unidad de masa, sin superar la máxima temperatura que admiten los álabes de cada turbina. Además, la combustión inicial se realiza con gran exceso de aire (relación aire-combustible ≥ 50), no sólo para garantizar combustión completa sino también a efectos de servir de refrigerante para mantener la temperatura dentro de los límites permisibles. Por lo tanto, los gases de escape son ricos en oxígeno y el recalentamiento puede lograrse sencillamente rociando combustible adicional en los gases de escape entre las etapas de expansión.

⁵ Esto resulta de plantear la expresión del trabajo total, derivarla con respecto a P_x e igualarla a cero para despejar la P_x óptima que es la que minimiza el trabajo.

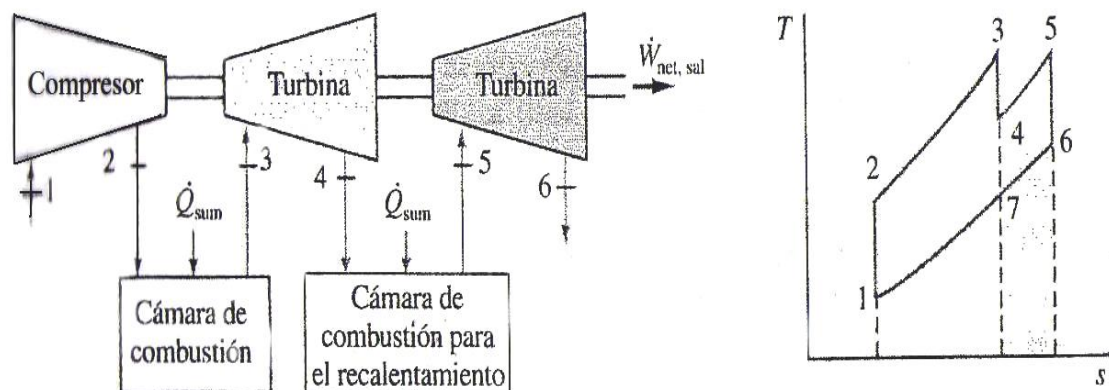


Fig. 11.19- Esquema y ciclo de una instalación con doble expansión y recalentamiento intermedio.

Con respecto al rendimiento térmico del ciclo, dado que se incrementa la temperatura media del proceso de salida de calor hacia la fuente fría, será menor.

Al igual que en el caso anterior, la decisión de cuántas etapas de compresión con refrigeración intermedia realizar responde a un análisis económico.

11.10. Ciclo con interenfriamiento, recalentamiento y regeneración.

Dado que tanto el interenfriamiento como el recalentamiento disminuyen el rendimiento térmico, las centrales de turbina de gas lo utilizan siempre en conjunción con la regeneración, como se esquematiza en la Fig. 11.20.

No obstante, el desarrollo de nuevos materiales ha permitido incrementar la temperatura de entrada de los gases a la turbina hasta más de 1400°C , lográndose entonces eficiencias en el ciclo sencillo cercanas al 40%, lo cual, junto con bajas en el costo de combustibles, ha disminuido la conveniencia de afrontar costos elevados de instalación y mantenimiento asociados a los ciclos con interenfriamiento, recalentamiento y regeneración.

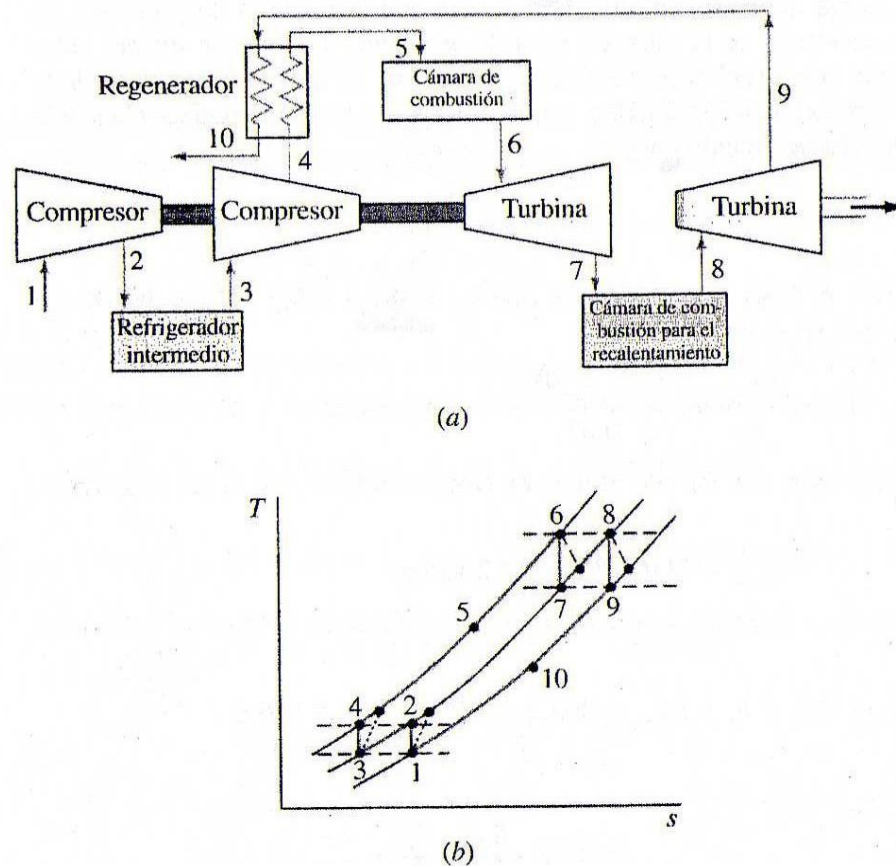


Fig.11.20. Interenfriamiento, recalentamiento y regeneración. a) Instalación. b) Ciclo en diagrama T-s

11.11. Aplicaciones

Según se mencionó al comienzo de esta unidad, las aplicaciones más frecuentes de la turbina de gas son la generación eléctrica, la propulsión aérea y el transporte marítimo.

Si bien George Brayton propuso el ciclo hacia 1873, fue recién a mediados del siglo XX, cuando se logró fabricar compresores de alto rendimiento y se realizaron avances metalúrgicos en cuanto a la resistencia a la temperatura, cuando la turbina de gas comienza a ser utilizada en diversas aplicaciones.

La primera turbina de gas para una central generadora de energía eléctrica fue instalada en 1949, en Oklahoma, en un ciclo combinado turbina de gas-turbina de vapor. Sin embargo, hasta 1970 sufrían de baja eficiencia y confiabilidad. A partir de entonces, debido al logro de mayores eficiencias en turbina y compresor, menores costos de capital, bajos tiempos de instalación, mayor disponibilidad de gas natural y mejor comportamiento en cuanto a emisiones

contaminantes, han comenzado a utilizarse ampliamente para la generación de energía eléctrica, tanto para carga base como para carga pico.

Cuando son utilizadas en el denominado ciclo combinado turbina de gas – ciclo de vapor, los gases de escape calientes de las turbinas de gas sirven como fuente calor para la generación del vapor que describe un ciclo Rankine. Un ciclo combinado puede tener un rendimiento térmico mayor que los ciclos individuales.

Comparadas con la turbina de vapor y los sistemas de propulsión Diesel, la turbina de gas presenta mayor potencia para determinado tamaño y peso. Este último aspecto las hace particularmente favorables para la propulsión aérea.

En la propulsión aérea, la turbina de gas produce sólo la potencia requerida para accionar el compresor y equipos auxiliares de la aeronave. Luego los gases a alta presión dejan la turbina y son acelerados en toberas adquiriendo una gran velocidad que se aprovecha para generar el empuje necesario para la impulsión del avión.

En cuanto al transporte marítimo, el uso de turbinas de gas se está extendiendo ampliamente, tanto para la propulsión como para la generación de energía eléctrica.-