

GUIA DE CICLOS DE POTENCIAS DE GAS ABIERTOS (CICLOS BRAYTON)

El ciclo Brayton abierto con combustión interna se emplea para analizar las turbinas de gas. La mayoría de las máquinas de Brayton estacionarias (terrestres) se diseñan para que la entrega de trabajo por la turbina sea máxima y, por ende, exceda al trabajo requerido por el compresor. El trabajo de eje excedente se emplea, por ejemplo, para impulsar un generador eléctrico o el compresor en una tubería. La energía total de los gases que salen de la turbina se minimiza para que la entrega de trabajo sea máxima. Es posible emplear la regeneración, el recalentamiento y el enfriamiento intermedio en las máquinas de Brayton de combustión interna estacionarias, como se estudiará a continuación. Esas técnicas para mejorar la eficiencia también pueden aplicarse a las turbinas de propulsión, pero el aumento en la complejidad y en el peso requiere de un cuidadoso análisis que asegure un beneficio neto.

1. CICLO BRAYTON

El ciclo Brayton es un ciclo simple de turbina de gas que es utilizado en diversas aplicaciones industriales como lo es: instalaciones combinadas de calderas con hornos a presión, puede aplicar a la obtención de energía eléctrica, y/o a la obtención de grandes cantidades de aire a presión necesario para diversas aplicaciones en las fábricas siderometalúrgicas. Otra de las aplicaciones de la turbina de gas es la propulsión de navíos, automóviles y aeronáutica.

Las **turbinas de combustión** funcionan según un ciclo Brayton. En estas máquinas rotativas el aire aspirado a la presión atmosférica se comprime en el compresor elevando su temperatura y es conducido a la cámara de combustión donde se inyecta el combustible que arde en forma continuada y suave; los productos calientes de la combustión se expansionan contra los álabes de la turbina desarrollando un trabajo útil y salen a la atmósfera a través del escape. A veces los gases expansionados en la turbina todavía caliente se pueden provechar para producir vapor de agua en una caldera y utilizarlo posteriormente en una turbina de vapor o para precalentar en un regenerador el aire de la combustión.

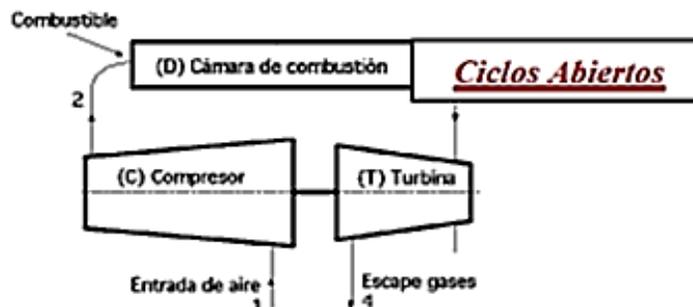
Se afirma que el ciclo Brayton difieren de los ciclos Otto y Diesel en que los procesos que componen el ciclo ocurren en sistemas abiertos o volúmenes de control. Por lo tanto, un sistema abierto, el análisis de flujo estable es usado para determinar la transferencia de calor y trabajo para el ciclo. Asumiremos que el fluido de trabajo es aire y que los calores específicos son constantes y consideraremos el ciclo estándar de aire frío.

1.1 Ciclo Brayton Abierto

Las turbinas de gas que operan bajo el ciclo Brayton abierto se compone de los siguientes procesos:

- (1-2). Inicialmente el aire se comprime adiabáticamente en un compresor axial o centrífugo.
- (2-3). Luego, el aire entra a una cámara de combustión donde se inyecta y quema combustible a una presión prácticamente constante.
- (3-4). Los productos de la combustión se expansionan después en una turbina hasta que alcanzan la presión ambiente del entorno.

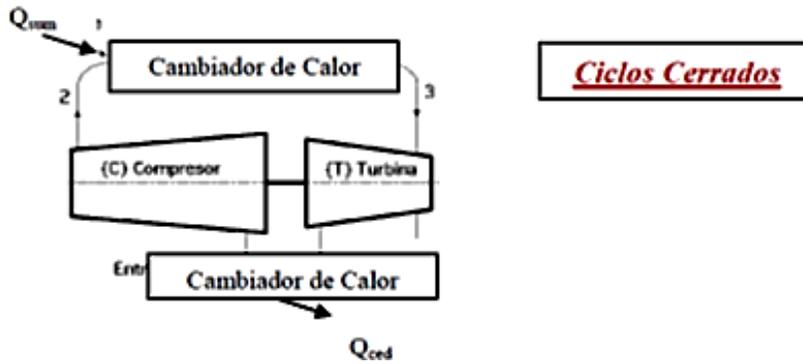
Los ciclos reales de turbinas de gas operan en ciclos abiertos.



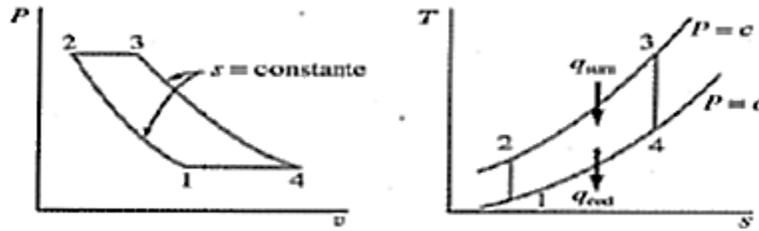
1.2 Ciclo Brayton Cerrado

Las turbinas de gas que operan bajo el ciclo Brayton cerrado está compuesto de los siguientes procesos:

- (1-2). Inicialmente el aire se comprime adiabáticamente en un compresor axial o centrífugo.
- (2-3). Suministro de calor a presión constante.
- (3-4). Expansión adiabática en una turbina.
- (4-1). Cesión de calor a presión constante.



Los diagramas P-V y T-S:



Aplicando la ecuación general de la primera ley a través de los balances de energía en cada dispositivo, podemos conseguir la energía presente en cada uno de ellos, bien sea calor o trabajo, ya que la energía cinética y potencial es despreciable en este tipo de dispositivos:

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

$$w = \Delta h$$

$$q = \Delta h$$

Rendimiento de un ciclo Brayton Simple

Para un ciclo Brayton de aire estándar frío con valores constante de las capacidades térmicas específicas. La ecuación se plantea como:

$$\eta_{t, \text{Brayton}} = 1 - \frac{q_{ced}}{q_{sum}} = 1 - \frac{h_{4s} - h_1}{h_3 - h_{2s}}$$

$$\eta_{t, \text{Brayton}} = 1 - \frac{q_{ced}}{q_{sum}} = 1 - \frac{C_p (T_4 - T_1)}{C_p (T_3 - T_2)}$$

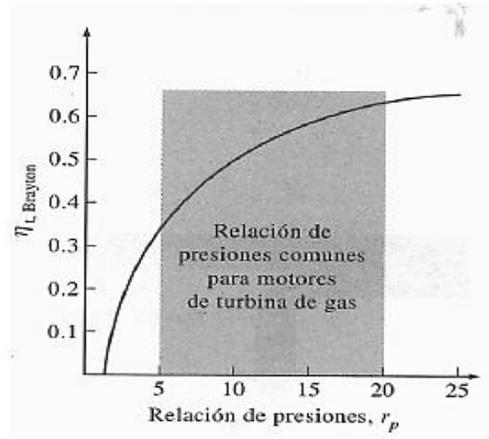
Donde el subíndice s indica el estado de salida isoentrópico, los procesos 1-2 y 3-4, son isoentrópicos, es decir se puede aplicar **Las Relaciones Isoentropica:**

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

Sustituyendo estas ecuaciones el rendimiento se simplifica a:

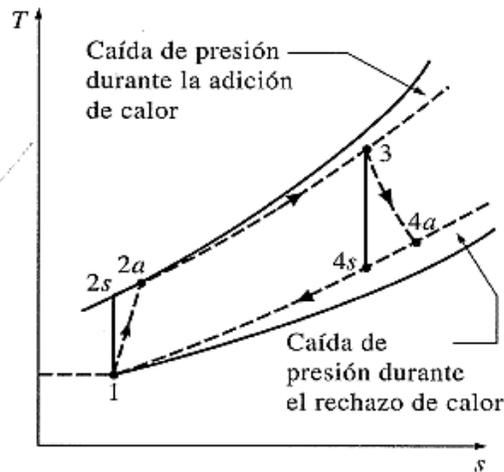
$$\eta_{t, \text{Brayton}} = 1 - \frac{T_2}{T_1} = 1 - \frac{1}{r^{(k-1)/k}}$$

La eficiencia de este ciclo varía con la relación de presiones es directamente proporcional, el cambio es más significativo para relaciones de presión de 5 a 15, a medida que esta relación aumenta el cambio es menos brusco, se puede apreciar en la figura lateral.



2. Irreversibilidad entre un Ciclo Real e Ideal

Este ciclo difiere del ciclo Ideal de gas, en ciertos aspectos como lo son las irreversibilidades en los dispositivos mecánicos, ya que en los ciclos reales, los procesos de suministro de calor no son completamente isobáricos, y los de expansión y compresión tampoco son completamente a entropía constante, como se puede apreciar en el siguiente diagrama T-s



Estas desviaciones se miden a través de las eficiencias Isoentrópicas del compresor y la turbina:

$$\eta_c \equiv \frac{w_i}{w_r} = \frac{W_i^*}{W_r^*}$$

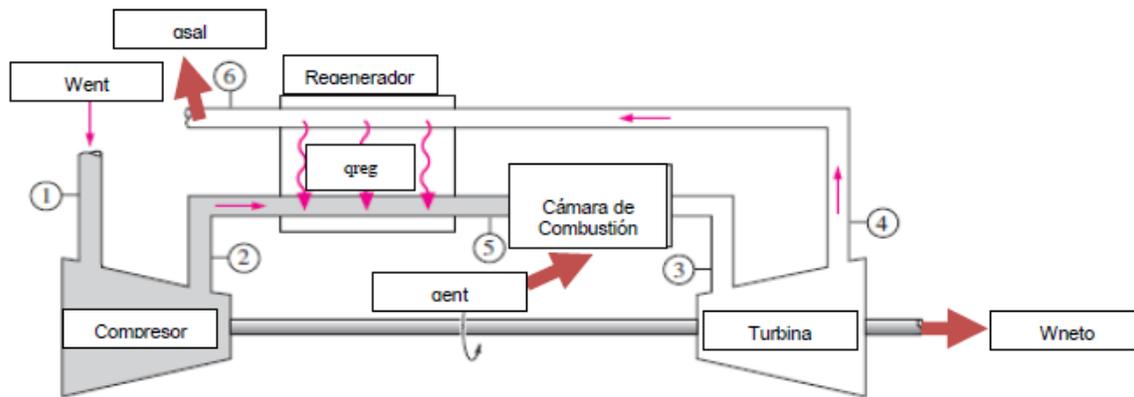
$$\eta_c = \frac{h_{2i} - h_1}{h_{2r} - h_1}$$

$$\eta_T = \frac{w_r}{w_i} = \frac{W_r^*}{W_i^*}$$

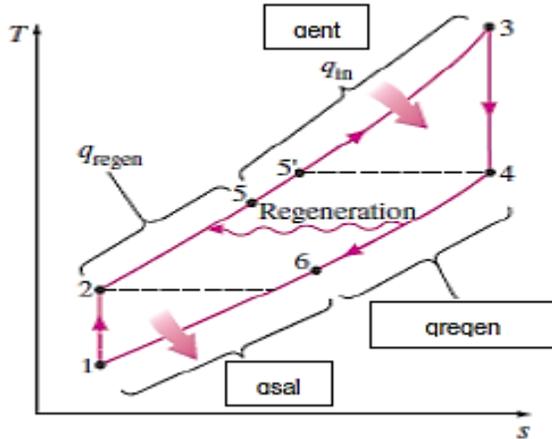
$$\eta_T = \frac{h_3 - h_{4r}}{h_3 - h_{4i}}$$

3. Ciclo Brayton con Regeneración

Es una modificación del ciclo básico Brayton con el fin de aumentar el rendimiento del ciclo el uso de regeneración, es decir precalentamiento del aire que sale del compresor e ingresa a la cámara de combustión, La regeneración conviene solo cuando la relación de presión en la expansión es baja, ya que de esta manera se puede asegurar que el calor máximo estará dado por la corriente que en un ciclo simple se desprende hacia el ambiente y para el caso contrario, es decir, relación de presiones altas, este calor será muy bajo, pues saldrá a temperatura muy baja, producto de la expansión excesiva, perdiéndose este calor al ambiente, sin poder aprovecharlo. Sus procesos en un ciclo ideal se cumplen de la siguiente manera: (1-2). Se comprime el aire isentrópicamente. (2-5). Se precalienta el aire que sale del compresor, en un intercambiador del calor (Regenerador o recuperador), a presión constante. (5-3). Quema combustible a una presión prácticamente constante. (3-4). Expansión isentrópica (4-6). Cesión de calor a presión constante hasta el regenerador.(6-1). Cesión de calor a presión constante hacia el ambiente.



El diagrama P-V de un ciclo regenerativo de la turbina de gas.



OBSERVE:

En muchos casos la temperatura de salida de la turbina (4) es mayor que la salida del compresor (2) "Esta diferencia de temperaturas disminuye según aumenta la relación de presiones"

La efectividad del regenerador ϵ_{reg} como el índice del calor transferido a los gases del compresor en el regenerador, a la transferencia de calor máximo posible a los gases del compresor, esto es:

$$\epsilon_{regen} \equiv \frac{q_{regen,real}}{q_{regen,max}} = \frac{h_5 - h_2}{h_4 - h_6}$$

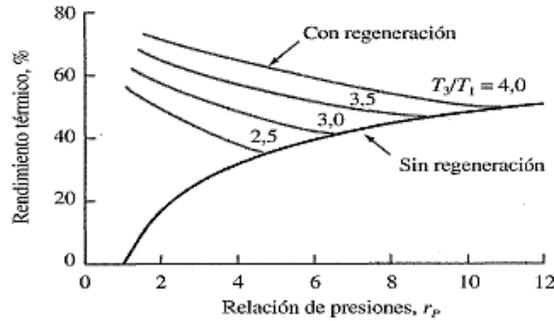
Usando un análisis de ciclo cerrado y tratando la adición de calor y rechazo de calor como procesos de flujo estable, la eficiencia térmica del ciclo regenerativo es

$$\eta_T = 1 - \frac{q_{sal}}{q_{ent}} = 1 - \frac{h_6 - h_1}{h_3 - h_5}$$

Para ciclos ideales que funcione con la hipótesis de ciclos de aire estándar frío, la ecuación de rendimiento queda:

$$\epsilon_{regen} \equiv \frac{q_{regen,real}}{q_{regen,max}} = \frac{T_5 - T_2}{T_4 - T_6}$$

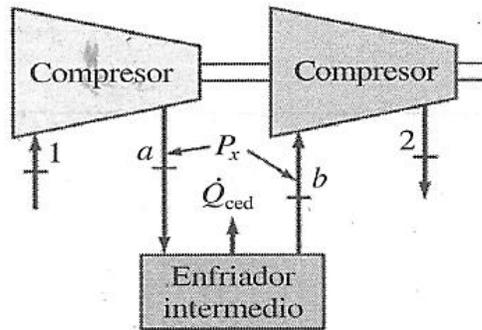
Asumiendo un regenerador ideal $\epsilon_{regen} = 1$ y calores específicos constantes, se pueden decir que todo el calor de la corriente superior se transfiere hacia la corriente inferior, pero esto nunca ocurrirá en la realidad, son aproximaciones que se asumen cuando no contamos con datos suficientes para resolver el problema, esto más que todo se hace cuando no nos suministran el valor de la eficiencia del regenerador. En la figura siguiente se observa el rendimiento térmico del ciclo de turbina de gas en función de la relación de presión, con $\gamma = 1.4$, con y sin regeneración ideal.



Los valores habituales de rendimiento están comprendidos entre **0.6 y 0.8** para plantas de potencia de turbinas de gas fijas. Incrementar por encima de este intervalo conduce a costos mayores de los equipos lo que anula cualquier ventaja de un rendimiento térmico mayor, por ende, requeriría mayor área de transferencia de calor. Sin embargo esto lleva a una caída de presión mayor en el regenerador, lo que representa una pérdida en el rendimiento del ciclo. Las caídas de presión debidas al regenerador son un factor importante al momento de decidir si se añade ó no un regenerador.

4. Ciclo Brayton con Interenfriamiento

Aunque el enfriamiento del gas según pasa a través del compresor **tiene sus ventajas teóricas**, en muchos casos el flujo de calor a través de la camisa del compresor no es suficiente para bajar significativamente la temperatura a la salida. En la figura siguiente se muestra para dos etapas de compresión el fluido se comprime previamente hasta una presión intermedia P_x , en el estado **a**, que está situada entre P_1 y P_2 , luego el fluido pasa por cambiador de calor llamado refrigerador intermedio, en el cual se enfría el fluido transfiriendo calor a presión constante hasta una temperatura más baja en **b**. En algunos casos esta temperatura más baja puede alcanzar el valor de la temperatura inicial T_1 . Luego el fluido pasa por una segunda etapa de compresión donde la presión se eleva hasta P_2 .



Hay que resaltar que el fluido puede pasar por otro refrigerador intermedio y después por otra etapa de compresión, hasta que alcance la presión final. El resultado final es una disminución del trabajo neto necesario para una relación de presiones dada.

Compresión Adiabática y Compresión Isotérmica

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

Trabajo en régimen estacionario a volumen constante:

$$w_{est,rev} = \int_1^2 v dP = \int_1^2 c^{1/k} P^{-(1/k)} dP \Rightarrow = \frac{k c^{1/k} (P_2^{(k-1)/k} - P_1^{(k-1)/k})}{k-1}$$

Tomando: $c = P_1 v_1^k = P_2 v_2^k$ Nos queda:

$$w_{est,rev} = \frac{k [P_2^{1/k} v_2 (P_2^{(k-1)/k}) - P_1^{1/k} v_1 (P_1^{(k-1)/k})]}{k-1} = \frac{k (P_2 v_2 - P_1 v_1)}{k-1}$$

Finalmente para el caso de gas ideal: $Pv = RT$

$$w_{est,rev} = \frac{kR (T_2 - T_1)}{k-1} = \frac{k R T_1}{k-1} \left(\frac{T_2}{T_1} - 1\right)$$

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

Al sustituir la relación isoentropica se obtiene la ecuación para determinar el trabajo isoentrópico ideal del compresor.

$$w_{est, rev} = \frac{k R T_1}{k-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k} - 1 \right]$$

Cabe destacar que si existe más etapas de compresión, esta ecuación es aplicable en cada etapa, si r_p y temperatura de entrada se mantienen constantes en cada etapa, se calcula una vez y se multiplica por el número de etapas; esto solo ocurre en condiciones ideales. Para dos etapas de compresión, queda

$$W = \frac{k \cdot R T_1 \left[(P_X / P_1)^{(k-1)/k} - 1 \right]}{k-1} + \frac{k \cdot R T_1 \left[(P_2 / P_X)^{(k-1)/k} - 1 \right]}{k-1}$$

Otro método de compresión consiste en ceder una cantidad de calor tal que el proceso sea lo más próximo a un isoterma. La expresión para el trabajo estacionario de un proceso sin fricción

$$w_{est} = \int v dP = \int \frac{RT}{P} dP = RT \ln \frac{P_2}{P_1}$$

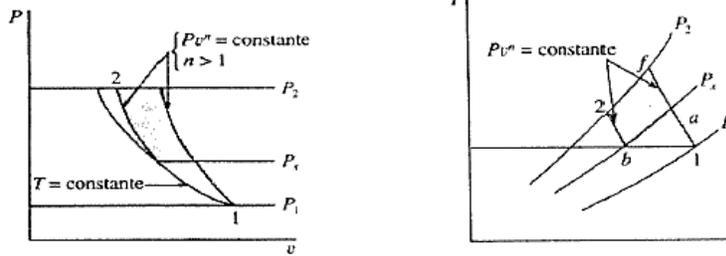
En condición ideal siempre se busca minimizar el trabajo de compresión, para esto se debe cumplir que

$$\frac{P_X}{P_1} = \frac{P_2}{P_X} \quad P_X = (P_1 P_2)^{1/2}$$

Y si las temperaturas de entradas alcanzadas son iguales, entonces, los trabajos se igualan

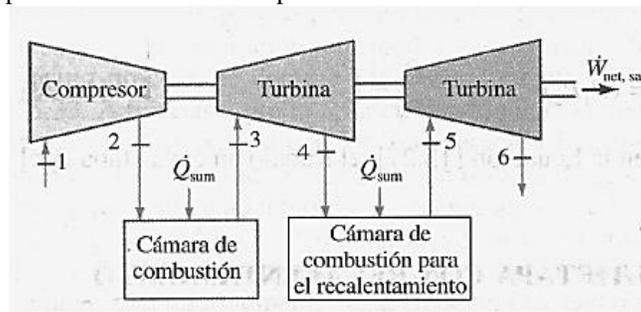
$$w_{1-X} = w_{X-2}$$

Diagramas P-V y T-S que ilustran la compresión politrópica en ciclo Interenfriamiento.



5. Ciclo Brayton con Recalentamiento Intermedio

A menudo es efectivo utilizar junto al ciclo de Interenfriamiento una turbina multietapa, ya que permite que los gases se expandan solo parcialmente antes de que vuelvan a otra cámara de combustión, designada como cámara de combustión para el recalentamiento. En la cámara de recalentamiento el calor se transfiere idealmente a presión constante hasta que se alcanza la temperatura límite en el estado 5. Después tiene lugar otra expansión hasta alcanzar la presión ambiente en el estado 6.

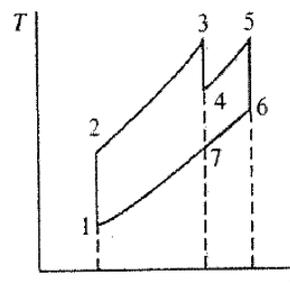


A continuación se muestra el diagrama T-S para una turbina de gas de aire estándar con recalentamiento.

La presión intermedia óptima para el recalentamiento es aquella que maximiza el trabajo de una turbina, entonces:

$$\frac{P_3}{P_4} = \frac{P_5}{P_6}$$

Además bajo condiciones de recalentamiento ideal

$$T_3 = T_5$$


Bajo estas condiciones óptimas se logra obtener el máximo trabajo del ciclo, y se puede aplicar la siguiente ecuación:

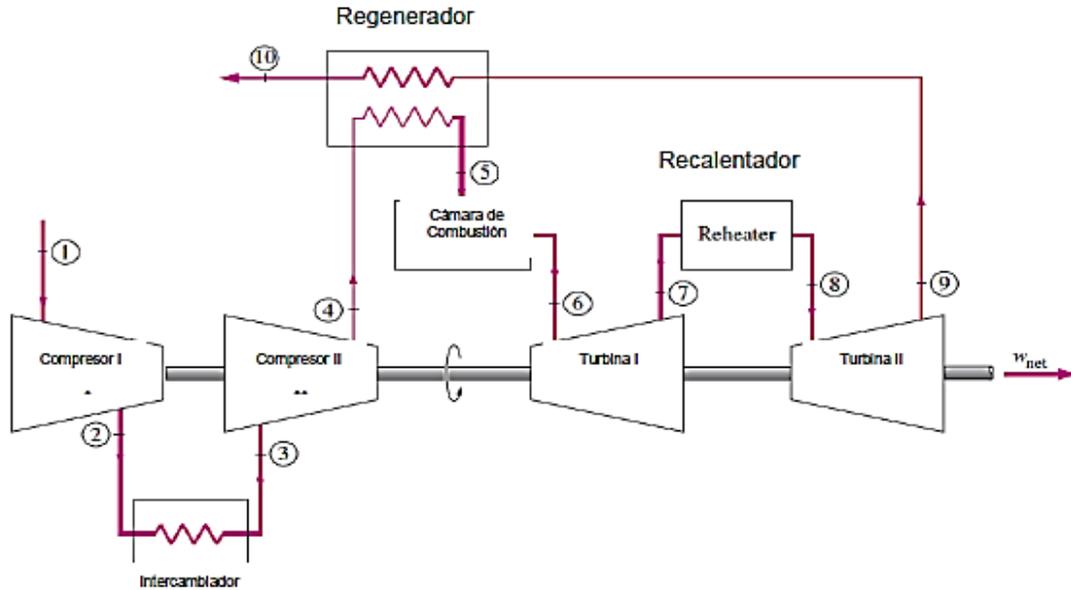
$$w = \frac{kRT_3 \left[\left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{k-1} + \frac{kRT_5 \left[\left(\frac{P_5}{P_6} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{k-1}$$

Para $T_3=T_5$ y r_p iguales

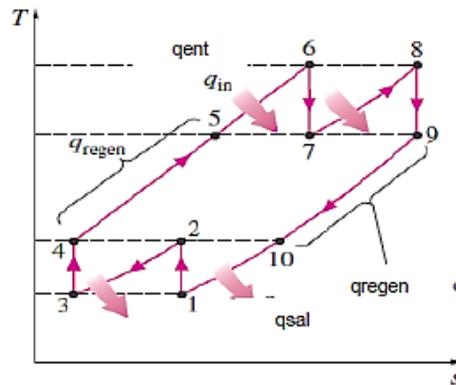
$$w = \left[\frac{kRT_3 \left[\left(r_p \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{k-1} \right] \times 2$$

6. Ciclos de turbina de gas con Refrigeración Intermedia y Recalentamiento

La regeneración es más efectiva a bajas relaciones de presiones. Para mejorar aun más el ciclo es necesario analizar métodos que reduzcan el trabajo suministrado por el compresor y aumente el trabajo realizado por las turbinas. Estos métodos incluyen la refrigeración intermedia en los compresores y el recalentamiento en las turbinas como se observa a continuación en el diagrama de instalación.



A continuación se muestra el diagrama T-s de Ciclos de potencia de turbinas de gas con Refrigeración Intermedia y Recalentamiento.



El gas entra en la primera etapa del compresor en el estado 1, se comprime de modo isentrópico hasta una presión intermedia P_2 ; se enfría hasta una presión constante hasta el estado 3 ($T_3=T_1$) y se comprime en la segunda etapa isentrópicamente hasta la presión P_4 . En el estado 4 el gas entra en el regenerador, donde se calienta hasta T_5 a una presión constante. En un **regenerador ideal**, el gas saldrá del regenerador a la temperatura de escape de la turbina, es decir, $T_5=T_9$. El proceso de adición de calor o combustión primario toma lugar entre los estados 5 y 6. El gas entra a la primera etapa de la turbina en el estado 6 y se expande isentrópicamente hasta el estado 7, donde entra al recalentador. Se recalienta a presión constante hasta el estado 8 ($T_8=T_6$), donde entra a la segunda etapa de la turbina. El gas sale de la turbina en el estado 9 y entra al regenerador, donde se enfría hasta el estado 1 a presión constante. El ciclo se completa cuando el gas se enfría hasta el estado inicial. También se puede asumir que la $T_4=T_{10}$.

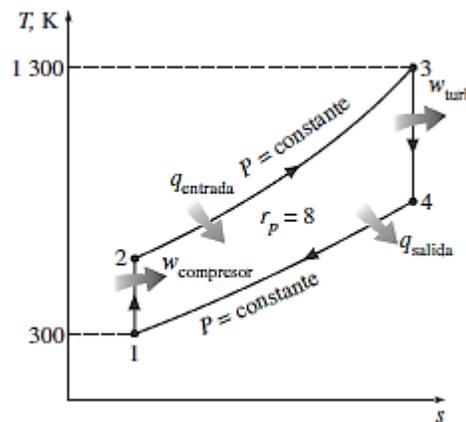
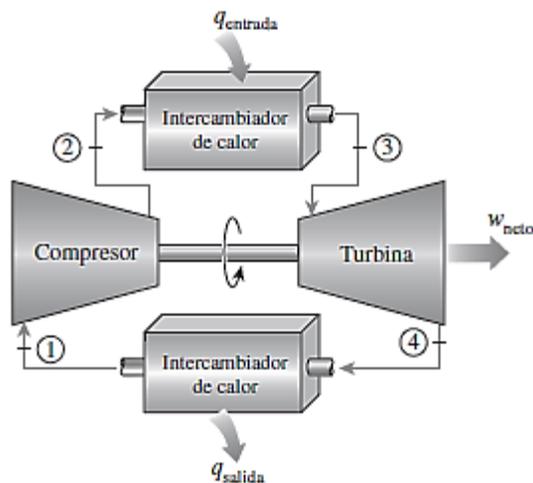
Parámetros a considerar para el ciclo real con Interenfriamiento, Recalentamiento y Regeneración:

1. Se requieren datos de eficiencias isentrópicas de compresores y turbinas, y eficacia del regenerador. Además normalmente cuando el ciclo se trabaja en forma real, se suministran mayor cantidad de datos en cuanto a caídas de presión y variaciones de temperaturas a lo largo de las tuberías.

2. A la salida de los compresores y turbina debe considerarse una temperatura real, luego de buscarse la temperatura ideal, con ayuda de las ecuaciones de eficiencias isoentrópica, podemos determinar los valores reales.
3. Se puede aproximar la $T_4 = T_{10}$.
4. Como la Eficacia del regenerador es menor al 100%, entonces la $T_5 \neq T_9$.
5. Las relaciones de presión en cada etapa tanto de compresión o expansión pueden variar
6. Deben determinarse trabajos reales tanto de compresión y expansión.
7. Se pueden utilizar las ecuaciones de procesos isoentrópicos pero luego se procede a determinar la desviación.
8. Las temperaturas de entrada a cada etapa de compresión y expansión puede ser distinta, ya que la transferencia de calor no es completamente efectiva.

EJERCICIO RESUELTO

1. Una central eléctrica de turbina de gas que opera en un ciclo Brayton ideal simple tiene una relación de presión de 8. La temperatura del gas es de 300K en la entrada del compresor y de 1300K en la entrada de la turbina en la entrada de la turbina. Utilice las suposiciones de aire estándar y determine a) la temperatura del gas a la salida del compresor y de la turbina, b) la relación del trabajo de retroceso y c) la eficiencia térmica.



Se tiene una planta de energía que opera en un ciclo Brayton ideal. Se determina la temperatura del gas a la salida del compresor y de la turbina, la relación del trabajo de retroceso y la eficiencia térmica.

El diagrama T-s del ciclo Brayton ideal descrito se muestra en la figura, en la que se observa que los componentes involucrados en el ciclo Brayton son dispositivos de flujo estacionario.

a) la temperatura del gas a la salida del compresor y de la turbina se determinan de las relaciones isentrópicas:

Proceso 1-2 (Compresión isentrópica de un gas ideal) tabla A-17 Propiedades de gases ideales del aire

$$T_1 = 300K \Rightarrow \begin{cases} h_1 = 300.19 \text{ kJ/kg} \\ P_{r1} = 1.386 \end{cases}$$

$$P_{r2} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right) P_{r1} = 8 \times 1.386 = 11.09 \Rightarrow \begin{cases} T_2 = 540K \text{ (A la Salida del compresor)} \\ h_2 = 544.35 \text{ kJ/kg} \end{cases}$$

Proceso 3-4 (Expansión isentrópica de un gas ideal) tabla A-17 Propiedades de gases ideales del aire

$$T_3 = 1300K \Rightarrow \begin{cases} h_3 = 1395.97 \text{ kJ/kg} \\ P_{r3} = 330.9 \end{cases}$$

$$P_{r4} = \left(\frac{P_4}{P_3}\right) P_{r3} = \left(\frac{1}{8}\right) \times 330.9 = 41.36 \Rightarrow \begin{cases} T_4 = 770K \text{ (A la Salida de la turbina)} \\ h_4 = 789.37 \text{ kJ/kg} \end{cases}$$

b) la relación del trabajo de retroceso, se necesita encontrar la entrada de trabajo del compresor y la salida de trabajo de la turbina:

$$W_{comp,entrada} = h_2 - h_1 = 344.35 - 300.19 \text{ kJ/kg} = 244.16 \text{ kJ/kg}$$

$$W_{turb,salida} = h_3 - h_4 = 395.97 - 789.37 \text{ kJ/kg} = 606.60 \text{ kJ/kg}$$

Por lo tanto,

$$r_{bw} = \frac{W_{comp,entrada}}{W_{turb,salida}} = \frac{244.16 \text{ kJ/kg}}{606.60 \text{ kJ/kg}} \Rightarrow r_{bw} = 0.403 (40.3\%)$$

Es decir 40.3% de la salida del trabajo de la turbina se emplea únicamente para activar el compresor

c) la eficiencia térmica del ciclo es la relación entre la salida de potencia neta y la entrada de calor total.

$$q_{entrada} = h_3 - h_2 = 395.97 - 544.35 \text{ kJ/kg} = 851.62 \text{ kJ/kg}$$

$$W_{neto} = W_{turb,salida} - W_{comp,entrada} = 606.60 - 244.16 \text{ kJ/kg} = 362.4 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_t = \frac{W_{neto}}{q_{entrada}} = \frac{362.4 \text{ kJ/kg}}{851.62 \text{ kJ/kg}} = 0.426 (42.6\%)$$

La eficiencia térmica también podría determinarse de:

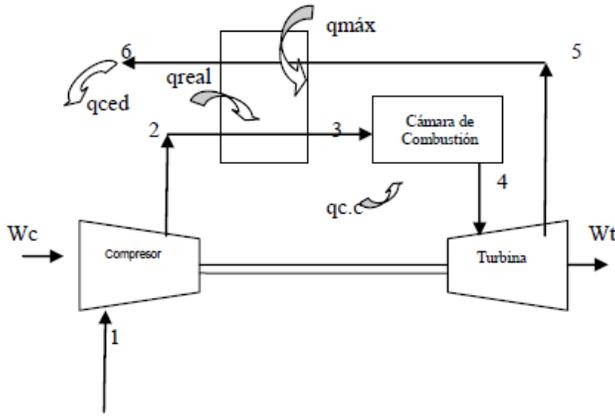
$$q_{salida} = h_4 - h_1 = 789.37 - 300.19 \text{ kJ/kg} = 489.2 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_t = 1 - \frac{q_{salida}}{q_{entrada}} = 1 - \frac{489.2 \text{ kJ/kg}}{851.62 \text{ kJ/kg}} = 0.426 (42.6\%)$$

Bajo las suposiciones de aire estándar frío (calores específicos constantes, valores a temperatura ambiente), la eficiencia térmica sería, de acuerdo con la ecuación de Brayton la siguiente

$$\eta_{t,Brayton} = 1 - \frac{1}{\left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{\frac{k-1}{k}}} = 1 - \frac{1}{8^{\frac{1.4-1}{1.4}}} = 0.448 (44.8\%)$$

2. Un ciclo de turbina de gas de aire estándar con regeneración funciona bajo las siguientes condiciones: en el proceso de compresión la relación de presión es de **3:1** y el aire entra al compresor a **14.5 Psia y 80°F**. El aire entra a la turbina a **2560 °F**. Los rendimientos térmicos del compresor y la turbina son **0.78 y 0.80** respectivamente, mientras que el rendimiento del regenerador es de **0.75**. El ciclo no posee refrigerador ni cámara de recalentamiento intermedio. Además la relación de presión en el proceso de expansión adiabática es de **2:1** proporcionando el mínimo trabajo de entrada y el máximo de salida, respectivamente. Determine: **a)** El trabajo en el compresor, en **Btu/lbm**. **b)** El trabajo en la turbina, en **Btu/lbm**. **c)** Temperatura de salida del proceso de compresión. **d)** Rendimiento térmico.



DATOS:

$r_{pcom} = 3:1$
 $T_1 = 80^\circ\text{F} + 460 = 540\text{ R}$
 $P_1 = 14.5\text{ Psia}$
 $T_4 = 2560^\circ\text{F} + 460 = 3020\text{ R}$
 $\eta_{TURBINA} = 0.80$
 $\eta_{COMPRESOR} = 0.78$
 $\eta_{REGENERADOR} = 0.75$
 $r_{pexp.} = 2:1$

INCOGNITAS

- a) $W_{COMPRESOR} = ?$ Btu/lbm
 b) $W_{TURBINA} = ?$ Btu/lbm
 c) $q_{ced} = ?$
 d) $\eta_t = ?$

- a) Para determinar el trabajo del compresor se utiliza la ecuación para procesos isentrópicos ya que se trabaja con aire frío estándar con $k = 1.4$:**

$$W_{est,rev} = \frac{kRT_1}{k-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

$$W_{compTotal} = \frac{1.4 \times 1.986 \text{ Btu/lbmol.R} \times 540\text{ R}}{28.97 \text{ lbm/lbmol} (1.4-1)} \left[3^{0.285} - 1 \right]$$

$$W_{compTotal} = 47.63 \text{ Btu/lbm}$$

Como el trabajo determinado es un trabajo basado en condiciones ideales hay que determinar el trabajo real por medio de la eficiencia del compresor dada (0.78):

$$\eta_c = \frac{W_{ideal}}{W_{real}} = \frac{\dot{W}_{ideal}}{\dot{W}_{real}} \Rightarrow W_{real} = \frac{W_{ideal}}{\eta_c}$$

$$W_{real} = \frac{47.63 \text{ Btu/lbm}}{0.78} = 61.66 \text{ Btu/lbm}$$

- b) Para determinar el trabajo de la turbina, se aplica la ecuación de trabajo en régimen estacionario.**

$$W_{est,rev} = \frac{kRT_4}{k-1} \left[\left(\frac{P_4}{P_5} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

$$W_{expTotal} = \frac{1.4 \times 1.986 \text{ Btu/lbmol.R} \times 3020\text{ R}}{28.97 \text{ lbm/lbmol} (1.4-1)} \left[2^{0.285} - 1 \right]$$

$$W_{expTotal} = 158.26 \text{ Btu/lbm}$$

Se calcula el trabajo real de las turbinas conociendo la eficiencia (0.80):

$$\eta_T = \frac{W_{real}}{W_{ideal}} = \frac{\dot{W}_{real}}{\dot{W}_{ideal}} \Rightarrow W_{real} = \eta_T \times W_{ideal}$$

$$W_{real} = 0.80 \times 158.26 \text{ Btu/lbm} = 126.61 \text{ Btu/lbm}$$

c) Para determinar la temperatura de salida del proceso de compresión

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

$$T_2 = 540R \times \left(\frac{1.4-1}{1.4}\right) = 738.53R$$

d) Se determina la eficiencia del ciclo por medio del trabajo neto y el calor suministrado total:

$$\eta_t = \frac{W_{neto,sal}}{q_{sum}} = \frac{W_{turbina} - W_{compresor}}{q_{sum}}$$

El calor suministrado sólo se absorbe a través de la cámara de combustión

$$q_{sumTotal} = q_{sum3-4} = C_p \times (T_4 - T_3)$$

Para determinar los calores correspondientes se necesita ubicar la Temperatura 3, utilizando la ecuación del regenerador con su respectiva eficiencia de 0,75:

$$\epsilon_{regen,frio} = \frac{T_3 - T_2}{T_5 - T_2} \Rightarrow T_3 = \epsilon_{regen,frio} \times (T_5 - T_2) + T_2$$

Primero se debe ubicar la temperatura de salida del proceso de expansión adiabático reversible, se utiliza la relación isoentrópica:

$$\left(\frac{T_4}{T_5}\right) = \left(\frac{P_4}{P_5}\right)^{\frac{k-1}{k}} \Rightarrow T_5 = T_4 \times \left(\frac{P_4}{P_5}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$T_5 = 3020R \times \left(\frac{1.4-1}{1.4}\right) = 2478.63R$$

Luego se ubica a T₃.

$$T_3 = 0.75 \times (2478.63 - 738.53R) + 738.53R = 2043.61R$$

Buscando el calor suministrado total tenemos que:

$$q_{sumTotal} = q_{sum3-4} = C_p \times (T_4 - T_3)$$

$$q_{sumTotal} = q_{sum3-4} = 0.240 \text{ Btu/lbm.R} \times (3020R - 2043.61R) = 234.33 \text{ Btu/lbm}$$

Sustituyendo en la ecuación de rendimiento térmico:

$$\eta_t = \frac{W_{turbina} - W_{compresor}}{q_{sumTotal}} = \frac{126.61 \text{ Btu/lbm} - 61.66 \text{ Btu/lbm}}{234.33 \text{ Btu/lbm}} = 0.27716 = 27.716\%$$