

UNITEC^{MR}

Universidad Tecnológica de México

piensa **actúa** avanza

PROCESOS DE TERMODINÁMICA (IM8601)

**CLASE 17: Ciclos termodinámicos ideales
en motores de combustión interna
CICLOS STIRLING Y ERICSSON**

CICLO ESCOLAR: 22-2

DOCENTE: M. en I. José Ulises Cedillo Rangel

Ciclos termodinámicos ideales

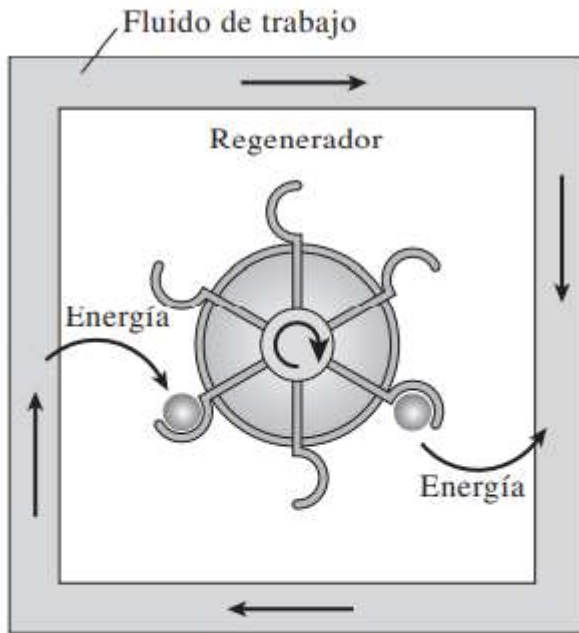
CICLOS STIRLING Y ERICSSON

Los ciclos ideales de Otto y Diésel ya analizados se componen por completo de procesos internamente reversibles, por lo que son ciclos internamente reversibles. Sin embargo, estos ciclos no son totalmente reversibles, dado que incluyen transferencia de calor debido a una diferencia finita de temperatura durante los procesos no isotérmicos de adición y rechazo de calor, los cuales son irreversibles. Por consiguiente, la eficiencia térmica de un motor de Otto o Diésel será menor que la de un motor de Carnot que opera entre los mismos límites de temperatura.

Existen otros dos ciclos que implican un proceso de adición de calor isotérmico a T_H y un proceso de rechazo de calor isotérmico a T_L : el ciclo Stirling y el ciclo Ericsson. Éstos difieren del ciclo de Carnot en que los dos procesos isoentrópicos son sustituidos por dos de regeneración a volumen constante en el ciclo Stirling, y por dos de regeneración a presión constante en el ciclo Ericsson. Ambos ciclos utilizan regeneración, un proceso en el que se transfiere calor hacia un dispositivo de almacenamiento de energía térmica (llamado regenerador) durante una parte del ciclo y se transfiere de nuevo hacia el fluido de trabajo durante otra.

Ciclos termodinámicos ideales

CICLOS STIRLING Y ERICSSON



El regenerador es un dispositivo que pide prestada la energía al fluido de trabajo durante una parte del ciclo y que se la paga (sin intereses) durante otra parte.

<https://youtu.be/-alxX68rJ4o> FUNCIONAMIENTO DEL MOTOR STIRLING 4:39

https://youtu.be/D0bMkg_QtZ8 MOTOR STIRLING: UN INVENTO INGENIOSO 5:56

<https://youtu.be/GqlapDKtvzc> STIRLING CYCLE PART 1 12:13

<https://youtu.be/GFfMruoRMGo> STIRLING CYCLE PART 2 10:16

<https://youtu.be/j3WkZHUVk9E>
MECHANICAL ENGINEERING THERMODYNAMICS: STIRLING CYCLE INTRODUCTION 7:14

Ciclos termodinámicos ideales

CICLOS STIRLING Y ERICSSON

En la figuras se muestran los diagramas T-s y P-v del ciclo Stirling, el cual está integrado por cuatro procesos totalmente reversibles:

1-2 expansión a $T = \text{constante}$ (adición de calor de una fuente externa)

2-3 regeneración a $V = \text{constante}$ (transferencia de calor interna desde el fluido de trabajo hacia el regenerador)

3-4 compresión a $T = \text{constante}$ (rechazo de calor a un sumidero externo)

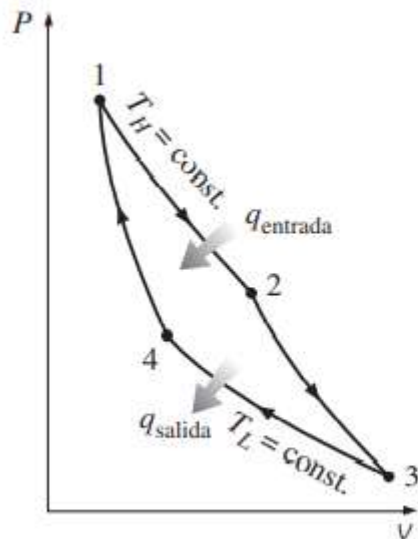
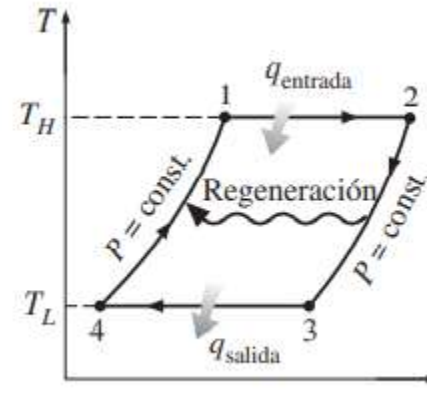
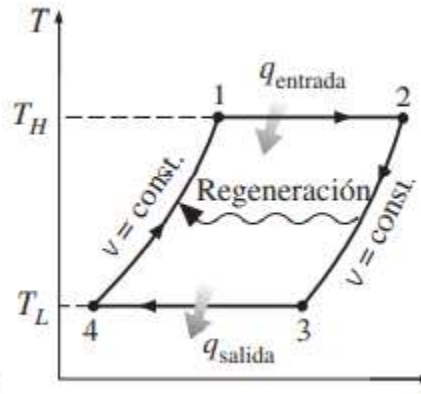
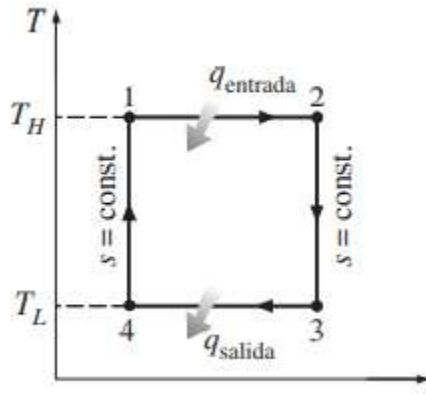
4-1 regeneración a $V = \text{constante}$ (nuevamente, transferencia de calor interna desde un regenerador hacia el fluido de trabajo)

La ejecución del ciclo Stirling requiere equipos de tecnología avanzada. Los motores Stirling reales, incluso el patentado originalmente por Robert Stirling, son muy pesados y complicados.

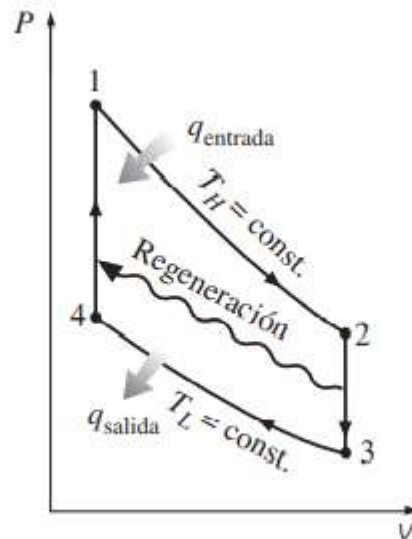
Este sistema se compone de un cilindro con dos émbolos a los lados y un regenerador en medio. El regenerador puede ser una malla de alambre o cerámica o cualquier tipo de tapón poroso con una alta masa térmica (masa por calor específico), que se emplea para el almacenamiento temporal de energía térmica. La masa del fluido de trabajo contenida dentro del regenerador en cualquier instante se considera insignificante.

Ciclos termodinámicos ideales

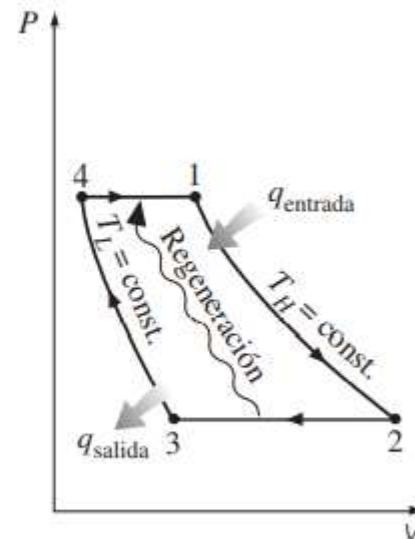
CICLOS STIRLING Y ERICSSON



a) Ciclo de Carnot



b) Ciclo Stirling



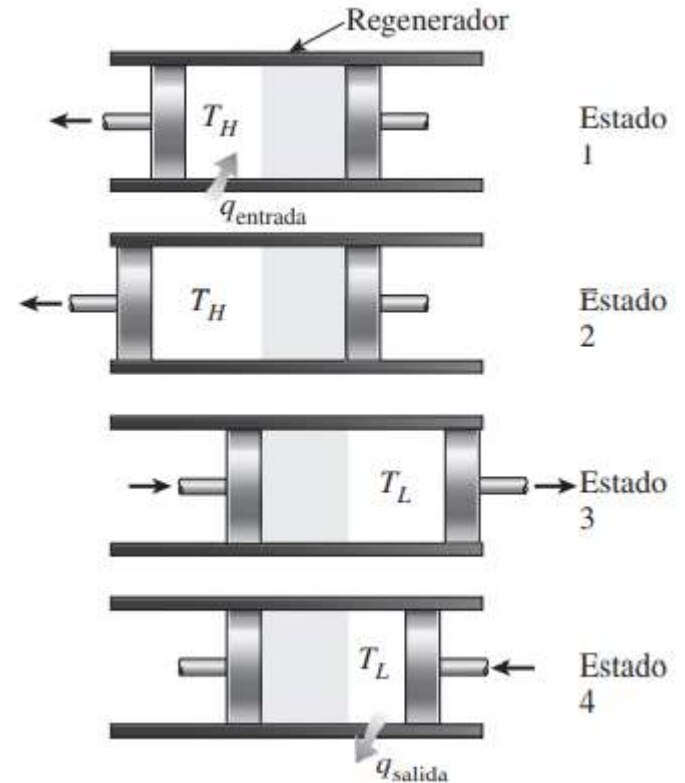
c) Ciclo Ericsson

Ciclos termodinámicos ideales

CICLOS STIRLING Y ERICSSON

Inicialmente, la cámara izquierda alberga todo el fluido de trabajo (un gas) que se encuentra a alta temperatura y presión. Durante el proceso 1-2 se añade calor al gas a T_H desde una fuente a T_H . Cuando el gas se expande isotérmicamente, el émbolo de la izquierda se mueve hacia fuera, efectúa trabajo y la presión del gas disminuye.

Durante el proceso 2-3 los dos émbolos se mueven hacia la derecha a la misma velocidad (para mantener el volumen constante) hasta que todo el gas es introducido en la cámara derecha. Cuando el gas pasa por el regenerador se transfiere calor al regenerador y la temperatura del gas disminuye de T_H a T_L .



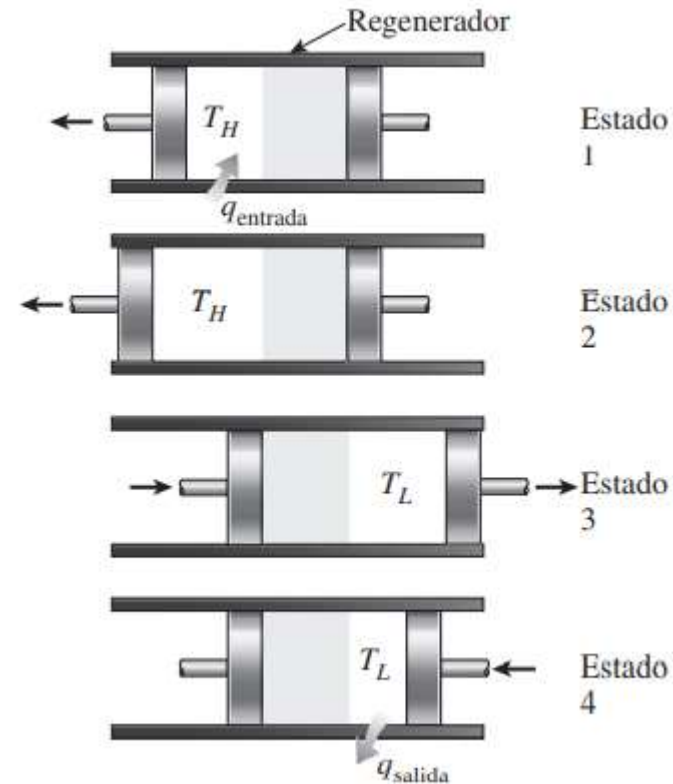
Ciclos termodinámicos ideales

CICLOS STIRLING Y ERICSSON

Para que este proceso de transferencia de calor sea reversible, la diferencia de temperatura entre el gas y el regenerador no debe exceder una cantidad diferencial dT en cualquier punto. Así, la temperatura del regenerador será T_H en el extremo izquierdo del mismo y T_L en el derecho cuando se alcanza el estado 3.

Durante el proceso 3-4 el émbolo de la derecha se mueve hacia dentro y comprime el gas, se transfiere calor del gas al sumidero a temperatura T_L , por lo que la temperatura del gas permanece constante en T_L mientras aumenta la presión.

Por último, durante el proceso 4-1, ambos émbolos se mueven hacia la izquierda a la misma velocidad (para mantener el volumen constante) y empujan a todo el gas hacia la cámara izquierda. La temperatura del gas aumenta de T_L a T_H cuando pasa por el regenerador y toma la energía térmica almacenada ahí durante el proceso 2-3. Esto completa el ciclo.

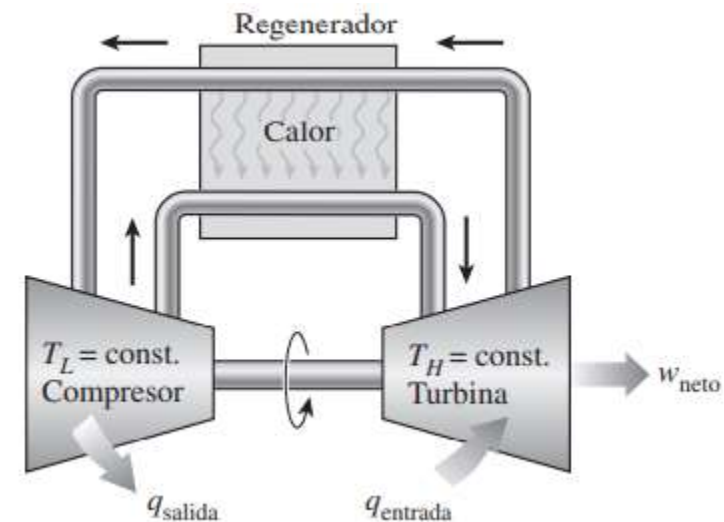


Ciclos termodinámicos ideales

CICLOS STIRLING Y ERICSSON

El ciclo Ericsson es muy similar al Stirling, salvo en que los dos procesos a volumen constante se sustituyen por otros dos a presión constante.

En la figura se muestra un sistema de flujo estacionario que opera en un ciclo Ericsson. Aquí los procesos de expansión y compresión isotérmicos se ejecutan en un compresor y en una turbina, respectivamente, y un intercambiador de calor de contraflujo sirve como un regenerador. Los flujos de fluidos caliente y frío entran al intercambiador de calor desde extremos opuestos, entonces la transferencia de calor sucede entre los dos flujos. En el caso ideal, la diferencia de temperatura entre los dos fluidos no excede de una cantidad diferencial en cualquier punto, y el fluido frío sale del intercambiador de calor a la temperatura de entrada del fluido caliente.



Ciclos termodinámicos ideales

CICLOS STIRLING Y ERICSSON

Los ciclos Stirling y Ericsson son totalmente reversibles, como el de Carnot; por lo tanto, de acuerdo con el principio de Carnot, los tres ciclos tendrán la misma eficiencia térmica cuando operen entre los mismos límites de temperatura:

$$\eta_{\text{tér,Stirling}} = \eta_{\text{tér,Ericsson}} = \eta_{\text{tér,Carnot}} = 1 - \frac{T_L}{T_H}$$

Los ciclos Stirling y Ericsson son difíciles de llevar a cabo en la práctica porque incluyen transferencia de calor debida a una diferencia diferencial de temperatura en todos los componentes, incluyendo el regenerador. Esto requeriría proporcionar áreas superficiales demasiado grandes para la transferencia de calor o permitir un tiempo infinitamente largo para el proceso. Ninguno de los dos aspectos es práctico. En realidad, todos los procesos de transferencia de calor suceden debido a una diferencia finita de temperatura, el regenerador no tendrá una eficiencia de 100 por ciento y las pérdidas de presión en el regenerador serán considerables. Debido a estas limitaciones los ciclos Stirling y Ericsson han sido durante mucho tiempo sólo de interés teórico.

<https://youtu.be/jV8HfbnQZzo> CICLO TERMODINÁMICO: MOTOR ERICSSON 4:28

<https://youtu.be/7oCTE91rxso> CICLO ERICSSON 6:41

PROCESOS DE TERMODINÁMICA (IM8601)

**CLASE 17: Ciclos termodinámicos ideales
de aire y turbinas**

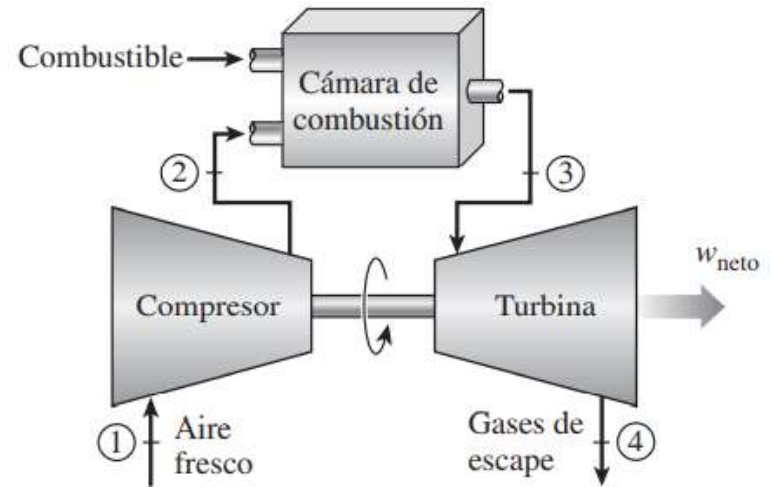
CICLO ESCOLAR: 21-3

DOCENTE: M. en I. José Ulises Cedillo Rangel

Ciclos termodinámicos ideales de aire – turbinas

CICLO BRAYTON: EL CICLO IDEAL PARA LOS MOTORES DE TURBINA DE GAS

El ciclo Brayton fue propuesto por George Brayton por vez primera para usarlo en el motor recíprocante que quemaba aceite desarrollado por él alrededor de 1870. Actualmente se utiliza en turbinas de gas donde los procesos tanto de compresión como de expansión suceden en maquinaria rotatoria. Las turbinas de gas generalmente operan en un ciclo abierto. Se introduce aire fresco en condiciones ambiente dentro del compresor, donde su temperatura y presión se elevan.



Un motor de turbina de gas de ciclo abierto.

El aire de alta presión sigue hacia la cámara de combustión, donde el combustible se quema a presión constante. Los gases de alta temperatura que resultan entran a la turbina, donde se expanden hasta la presión atmosférica, produciendo potencia. Los gases de escape que salen de la turbina se expulsan hacia fuera (no se recirculan), causando que el ciclo se clasifique como un ciclo abierto.

<https://youtu.be/rC1efGWBrcQ>

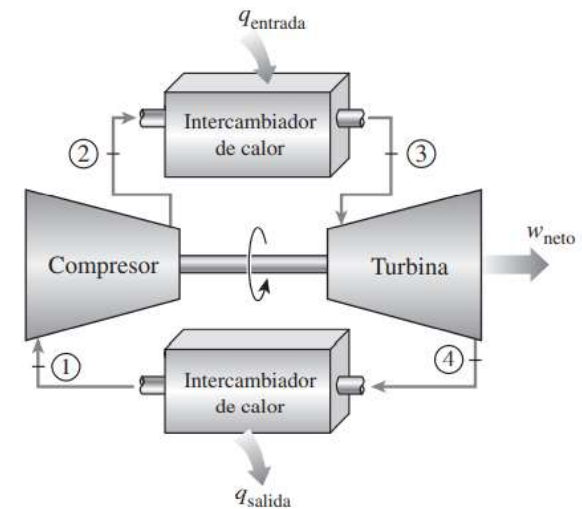
https://youtu.be/SYnK_XLIi0

Ciclos termodinámicos ideales de aire – turbinas

CICLO BRAYTON: EL CICLO IDEAL PARA LOS MOTORES DE TURBINA DE GAS

El ciclo de turbina de gas abierto descrito anteriormente puede modelarse como un ciclo cerrado, empleando las suposiciones de aire estándar. En este caso los procesos de compresión y expansión permanecen iguales, pero el proceso de combustión se sustituye por uno de adición de calor a presión constante desde una fuente externa, mientras que el proceso de escape se reemplaza por otro de rechazo de calor a presión constante hacia el aire ambiente. El ciclo ideal que el fluido de trabajo experimenta en este ciclo cerrado es el ciclo Brayton, el cual está integrado por cuatro procesos internamente reversibles:

- 1-2 Compresión isentrópica (en un compresor)
- 2-3 Adición de calor a presión constante
- 3-4 Expansión isentrópica (en una turbina)
- 4-1 Rechazo de calor a presión constante



Un motor de turbina de gas de ciclo cerrado.

Ciclos termodinámicos ideales de aire – turbinas

CICLO BRAYTON: EL CICLO IDEAL PARA LOS MOTORES DE TURBINA DE GAS

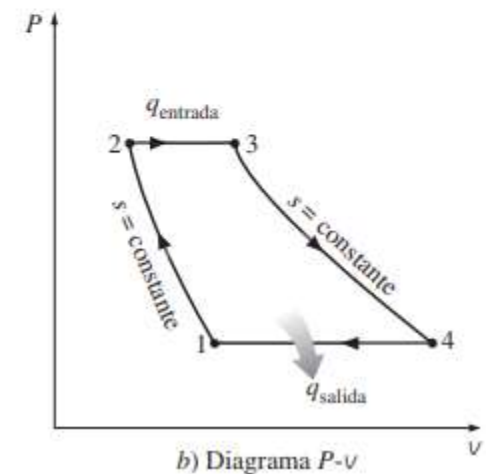
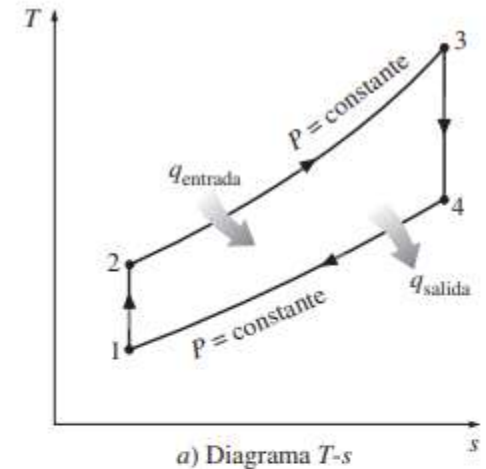
Los cuatro procesos del ciclo Brayton se ejecutan en dispositivos de flujo estacionario, por lo tanto deben analizarse como procesos de flujo estacionario. Cuando los cambios en las energías cinética y potencial son insignificantes, el balance de energía para un proceso de flujo estacionario puede expresarse, por unidad de masa, como:

$$(q_{\text{entrada}} - q_{\text{salida}}) + (w_{\text{entrada}} - w_{\text{salida}}) = h_{\text{salida}} - h_{\text{entrada}}$$

Por lo tanto, la transferencia de calor hacia y desde el fluido de trabajo es

$$q_{\text{entrada}} = h_3 - h_2 = c_p(T_3 - T_2)$$

$$q_{\text{salida}} = h_4 - h_1 = c_p(T_4 - T_1)$$



Ciclos termodinámicos ideales de aire – turbinas

CICLO BRAYTON: EL CICLO IDEAL PARA LOS MOTORES DE TURBINA DE GAS

Entonces, la eficiencia térmica del ciclo Brayton ideal bajo las suposiciones de aire estándar frío se convierte en:

$$\eta_{\text{tér, Brayton}} = \frac{w_{\text{neto}}}{q_{\text{entrada}}} = 1 - \frac{q_{\text{salida}}}{q_{\text{entrada}}} = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{T_2(T_3/T_2 - 1)}$$

Los procesos 1-2 y 3-4 son isoentrópicos, por lo que $P_2 = P_3$ y $P_4 = P_1$. Por lo tanto:

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

Al sustituir estas ecuaciones en la relación de eficiencia térmica y al simplificar, se obtiene

$$\eta_{\text{tér, Brayton}} = 1 - \frac{1}{r_p^{(k-1)/k}}$$

donde: $r_p = \frac{P_2}{P_1}$

es la relación de presión y k la relación de calores específicos.

Ciclos termodinámicos ideales de aire – turbinas

CICLO BRAYTON: EL CICLO IDEAL PARA LOS MOTORES DE TURBINA DE GAS

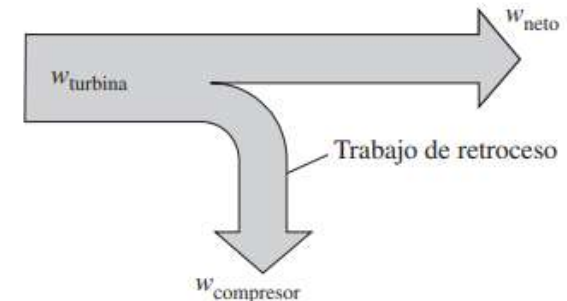
Las dos principales áreas de aplicación de las turbinas de gas son la propulsión de aviones y la generación de energía eléctrica. Cuando se emplean en propulsión de aviones, la turbina de gas produce la potencia suficiente para accionar tanto al compresor como a un pequeño generador que a su vez acciona al equipo auxiliar. Los gases de escape de alta velocidad son los responsables de producir el empuje necesario para impulsar la aeronave. Las turbinas de gas también se utilizan como centrales eléctricas estacionarias que producen energía eléctrica como unidades independientes o en conjunto con las centrales eléctricas de vapor en el lado de alta temperatura. En estas centrales los gases de escape de las turbinas de gas sirven como fuente de calor para el vapor. El ciclo de turbina de gas también puede ejecutarse como un ciclo cerrado para su utilización en centrales nucleares, en las que el fluido de trabajo no se limita al aire y puede emplearse un gas con características más convenientes (como el helio).

Ciclos termodinámicos ideales de aire – turbinas

CICLO BRAYTON: EL CICLO IDEAL PARA LOS MOTORES DE TURBINA DE GAS

En las centrales eléctricas de turbina de gas, la relación entre el trabajo del compresor y el trabajo de la turbina, denominada relación del trabajo de retroceso, es muy alta. Usualmente más de la mitad de la salida de trabajo de la turbina se utiliza para activar el compresor. La situación es aún peor cuando las eficiencias isoentrópicas del compresor y de la turbina son bajas. Esto contrasta considerablemente con las centrales eléctricas de vapor, donde la relación de trabajo de retroceso es solamente un pequeño porcentaje.

Sin embargo, esto no sorprende dado que un líquido se comprime en las centrales de energía de vapor en lugar de un gas, y el trabajo de flujo estacionario reversible es proporcional al volumen específico del fluido de trabajo. Una central eléctrica con una alta relación del trabajo de retroceso requiere una turbina más grande para suministrar los requerimientos de energía adicionales del compresor. En consecuencia, las turbinas utilizadas en las centrales de turbina de gas son más grandes que las que se utilizan en las de vapor que para la misma salida de potencia neta.

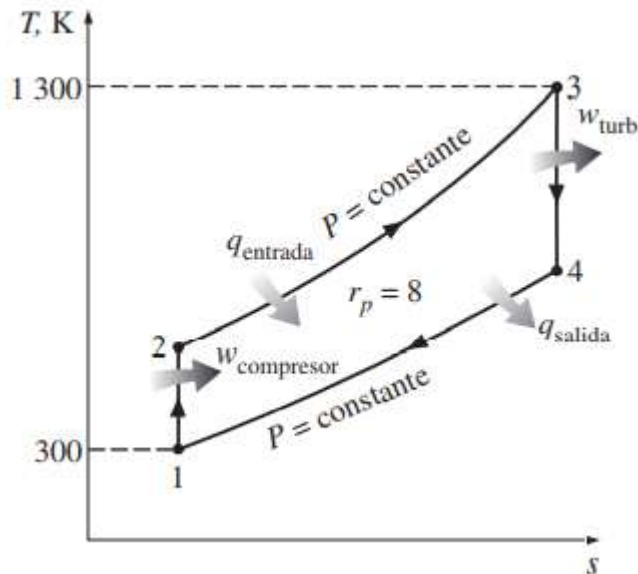


La fracción de trabajo de la turbina que se emplea para accionar el compresor se denomina relación del trabajo de retroceso.

Ciclos termodinámicos ideales de aire – turbinas

Ejemplo. El ciclo Brayton ideal simple

Una central eléctrica de turbina de gas que opera en un ciclo Brayton ideal tiene una relación de presión de 8. La temperatura del gas es de 300 K en la entrada del compresor y de 1 300 K 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



Ciclos termodinámicos ideales de aire – turbinas

Ejemplo. El ciclo Brayton ideal simple

Ciclo Brayton ideal simple

- Existen condiciones estacionarias de operación
- Son aplicables las suposiciones de aire estándar
- Los cambios de energía cinética y potencial son despreciables
- Se considera la variación de los calores específicos con la temperatura.

1. Las temperaturas del aire en la salida del compresor y la turbina se determinan de las relaciones isentrópicas:

Proceso 1-2, compresión isentrópica de un gas ideal

$$T_1 = 300 \text{ K} \rightarrow \begin{cases} h_1 = 300.19 \text{ kJ/kg} \\ P_{r1} = 1.3860 \end{cases}$$

$$P_{r2} = \frac{P_2}{P_1} P_{r1} = (8)(1.3860) = 11.088 \rightarrow \begin{cases} T_2 = 540 \text{ K salida del compresor} \\ h_2 = 544.35 \text{ kJ/kg} \end{cases}$$

Proceso 3-4, expansión isentrópica de un gas ideal:

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

$$P_{r4} = \frac{P_4}{P_3} P_{r3} = \left(\frac{1}{8}\right)(330.9) = 41.36 \rightarrow \begin{cases} T_4 = 770 \text{ K} \\ h_4 = 789.37 \text{ kJ/kg} \end{cases}$$

Ciclos termodinámicos ideales de aire – turbinas

Ejemplo. El ciclo Brayton ideal simple

2. Para determinar la relación del trabajo de retroceso, se requiere determinar la entrada de trabajo al compresor y la salida de trabajo de la turbina:

$$W_{\text{comp, entrada}} = h_2 - h_1 = 544.35 - 300.19 = 244.16 \text{ kJ/kg}$$

$$W_{\text{turb, salida}} = h_3 - h_4 = 1395.97 - 789.37 = 606.60 \text{ kJ/kg}$$

Por lo tanto:

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

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

3. La eficiencia térmica del ciclo es la relación entre la salida de potencia neta y la entrada de calor total:

$$q_{\text{entrada}} = h_3 - h_2 = 1395.97 - 544.35 = 851.62 \text{ kJ/kg}$$

$$\begin{aligned} W_{\text{neto}} &= W_{\text{salida}} - W_{\text{entrada}} \\ &= 606.60 - 244.16 = 362.4 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Ciclos termodinámicos ideales de aire – turbinas

Ejemplo. El ciclo Brayton ideal simple

Por lo tanto:

$$\eta_{\text{tér}} = \frac{W_{\text{neto}}}{q_{\text{entrada}}} = \frac{362.4 \text{ kJ/kg}}{851.62 \text{ kJ/kg}} = 0.426 \rightarrow 42.6\%$$

O bien se puede determinar de la siguiente forma:

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

$$\eta_{\text{tér}} = 1 - \frac{q_{\text{salida}}}{q_{\text{entrada}}} = 1 - \frac{489.2 \text{ kJ/kg}}{851.62 \text{ kJ/kg}}$$

$$= 1 - \frac{489.2 \text{ kJ/kg}}{851.62 \text{ kJ/kg}} = 0.4255 \rightarrow 42.6\%$$

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

$$\eta_{\text{tér, Brayton}} = 1 - \frac{1}{r_p^{(k-1)/k}} \quad K=1.4$$

$$= 1 - \frac{1}{8^{(1.4-1)/1.4}}$$

$$= 0.4479 \rightarrow 44.8\%$$

UNITEC^{MR}

Universidad Tecnológica de México

piensa **actúa** avanza