



PRISMA ODS
REVISTA MULTIDISCIPLINARIA
SOBRE DESARROLLO SOSTENIBLE
ISSN: 3072-8452

TURBINA DE GAS Y TURBINA DE VAPOR

*GAS TURBINE
AND STEAM
TURBINE*

AUTOR

JOSÉ FRANCISCO
VIDAL GÓMEZ
ATLANTIC INTERNATIONAL
UNIVERSITY (AIU) -
UNIVERSIDAD POPULAR DE
LOS RÍOS (UPR)
MÉXICO

Turbina de Gas y Turbina de Vapor

Gas Turbine and Steam Turbine

José Francisco Vidal Gómez

Josevidal78gomez@gmail.com

<https://orcid.org/0009-0008-4313-3870>

Atlantic International University (AIU) - Universidad Popular de los Ríos (UPR)

Jonuta – México

Artículo recibido: 24/02/2026

Aceptado para publicación: 30/03/2026

Conflictos de Intereses: Ninguno que declarar

RESUMEN

El presente trabajo analiza el funcionamiento y el comportamiento termodinámico de las turbinas de gas y de vapor, las cuales forman parte de las turbomáquinas térmicas motoras y tienen una gran importancia en la generación de energía eléctrica y en sistemas de propulsión. La investigación se orienta a detallar los ciclos termodinámicos que representan su funcionamiento y a examinar los factores que determinan su eficiencia energética. En primer lugar, se estudian las turbinas de gas mediante el análisis del ciclo Brayton. Se describen sus procesos termodinámicos principales, así como la diferencia entre el ciclo ideal y el ciclo real al considerar las eficiencias isoentrópicas del compresor y de la turbina. También se analiza la regeneración como una alternativa para mejorar la eficiencia del ciclo mediante el aprovechamiento del calor de los gases de escape. Posteriormente, se estudian las turbinas de vapor a través del ciclo Rankine. Se examinan sus procesos termodinámicos y se distinguen las características del ciclo ideal y del ciclo real. Asimismo, se analizan diferentes modificaciones del ciclo, como el recalentamiento y la regeneración, que permiten mejorar el rendimiento térmico del sistema.

Palabras clave: turbinas de gas, turbina de vapor, ciclo Brayton, ciclo Rankine, eficiencia térmica

ABSTRACT

The current work analyzes the operation and thermodynamic behavior of gas and steam turbines, which belong to the group of thermal power turbomachines and play an important role in electricity generation and propulsion systems. This study focuses on describing the thermodynamic cycles that represent their operation and on examining the factors that determine their energy efficiency. First, gas turbines are studied through the analysis of the Brayton cycle. Their main thermodynamic processes are described, as well as the difference between the ideal cycle and the real cycle when the isentropic efficiencies of the compressor and the turbine are considered. Regeneration is also analyzed as an alternative for improving cycle efficiency by utilizing the heat from exhaust gases. Subsequently, steam turbines are studied through the Rankine cycle. Their thermodynamic processes are examined, and the characteristics of the ideal and real cycles are distinguished. In addition, different cycle modifications, such as reheating and regeneration, are analyzed, which allow improving the thermal performance of the system.

Keywords: gas turbines, steam turbine, Brayton cycle, Rankine cycle, thermal efficiency

INTRODUCCIÓN

La turbina de gas y la turbina de vapor pertenecen al grupo de las turbomáquinas, y se clasifican como turbomáquinas térmicas motoras porque convierten la energía de un fluido compresible en energía mecánica en el rotor. Los primeros antecedentes históricos que existen de estas máquinas se remontan al año 175 a. C., cuando Herón de Alejandría construyó la primera turbina de vapor. A partir de estos primeros inventos las turbinas han mejorado de gran manera hasta convertirse en uno de los principales dispositivos en la generación de energía mecánica y en energía eléctrica en la actualidad.

En la actualidad, estas máquinas cumplen un papel fundamental en la generación de energía eléctrica, debido a que pueden convertir la energía térmica en trabajo mecánico. Por esta razón, el estudio de sus principios de funcionamiento y de sus procesos termodinámicos es de gran importancia, porque permite comprender las causas que influyen en su rendimiento.

El presente trabajo tiene como objetivo general estudiar las turbinas de gas y las turbinas de vapor. Como objetivos específicos, analizar los procesos de sus ciclos termodinámicos, particularmente el ciclo Brayton para las turbinas de gas y el ciclo Rankine para las turbinas de vapor, y determinar los parámetros que mejoran la eficiencia térmica de estos ciclos. Logrando con esto ahorros energéticos.

METODOLOGÍA

Turbina de Gas

La turbina de gas es definida, según Polo (1984), como una turbomáquina motora capaz de convertir la energía termodinámica de un fluido compresible en trabajo útil en un eje y, según el ciclo de trabajo, puede ser de combustión interna o de combustión externa.

El desarrollo de la turbina de gas, según Bathie (1987), inicia con la primera patente obtenida por John Barber en 1791; sin embargo, esta no se construyó, pero sirvió como base para mejoras posteriores. En 1872, Franz Stolze patentó la primera turbina de gas que realmente funcionó, la cual se construyó hasta el año de 1900. Esta contaba con un compresor axial multietapas, una turbina de reacción multietapas sobre el mismo eje, un intercambiador de calor y una cámara de combustión; no obstante, los resultados fueron decepcionantes debido a la baja eficiencia de sus componentes.

En su esquema más sencillo, la turbina de gas que trabaja en un ciclo abierto está formada por un compresor, por una cámara de combustión y por una turbina de expansión; sin embargo, con la finalidad de mejorar la eficiencia de este ciclo sencillo, se han implementado otros más complejos, los cuales pueden contar con más de un compresor, más de una turbina o con

intercambiadores de calor. Cuando la turbina trabaja en un ciclo cerrado, está formada por un compresor, por una turbina de expansión y por intercambiadores de calor.

La turbina de gas, según Çengel y Boles (2011), tiene dos principales áreas de aplicación: la propulsión de aviones e impulsar generadores eléctricos. Sin embargo, también ha tenido gran auge en el accionamiento de hélices de barcos, locomotoras, bombas impulsoras de fluidos y compresores que impulsan gas en tuberías.

Clasificación de las Turbinas de Gas

Las turbinas de gas, según Muñoz y Rovira (2014), se catalogan como una turbomáquina térmica motora y pueden clasificarse considerando los siguientes parámetros: según el grado de reacción, por la dirección del flujo en el rodete y por el número de etapas. Sin embargo, también se puede considerar una clasificación por el número de ejes.

Las turbinas se clasifican según el grado de reacción en turbinas de acción y reacción. En una turbina de acción, la variación de entalpía se transforma en energía cinética en el estator, a diferencia de la turbina de reacción, en la que la transformación de la energía sucede en el estator y en el rotor. Según la dirección del flujo en el rodete, las turbinas se clasifican en axiales, radiales y mixtas; cuando la dirección del flujo en el rodete es paralela al eje de rotación, se dice que la turbina es de flujo axial; si la dirección del flujo es perpendicular al eje, es de tipo radial y, si el flujo se comporta de las dos maneras antes mencionadas, es de tipo mixto. Según el número de etapas, se pueden clasificar como turbina mono etapa, si solo cuentan con un juego de rotor y estator, o turbina multietapas, si cuentan con más de un juego. La clasificación por el número de ejes es propia de las turbinas de gas y estas son: turbinas mono eje y turbinas de eje compartido. Las turbinas mono eje son aquellas que cuentan con un solo eje, el cual une a la turbina de expansión con el compresor, a diferencia de las turbinas de eje compartido, en las que la expansión se divide en dos turbinas: una de alta presión que se une por medio de un eje al compresor y una de baja presión, que es la que transmite, en otro eje, el trabajo útil.

Principio de Funcionamiento

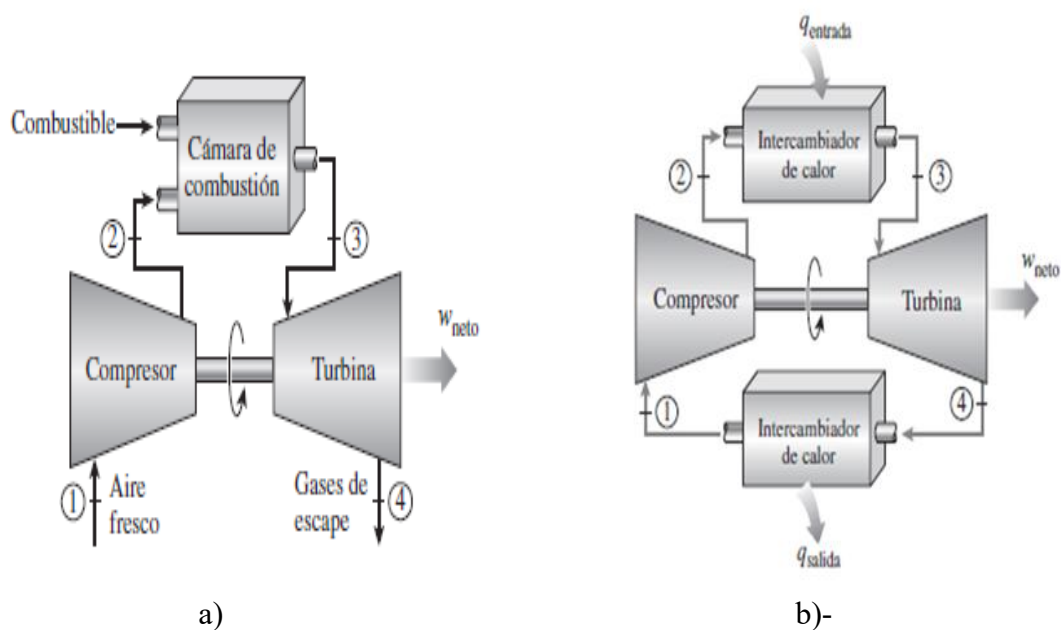
La turbina de gas, según Álvarez y Callejón (2002), puede operar en un ciclo abierto como un motor de combustión interna o en un ciclo cerrado como un motor de combustión externa, como se ilustra en la Figura 1.

Las turbinas de gas que trabajan en un ciclo abierto (inciso a), en su esquema más sencillo, están formadas por un compresor, por una cámara de combustión y por una turbina; el

compresor toma aire del medio ambiente, lo comprime y, por ende, se eleva su presión y su temperatura. Posteriormente, el aire circula a la cámara de combustión, donde por medio de una combustión se le adiciona calor y, por último, el aire mezclado con los gases de combustión entra a la turbina, donde se expande generando cierta cantidad de potencia, de la cual una parte se ocupa para accionar el compresor, que está unido a la turbina por un eje, y la parte restante es potencia útil. Si la turbina se utiliza como un turborreactor, toda la potencia de la turbina es absorbida por el compresor y la potencia útil sería la potencia propulsiva desarrollada por el chorro.

Para las turbinas de gas que trabajan en un ciclo cerrado (inciso b), los procesos de compresión y expansión son iguales a los del ciclo abierto, solo que el fluido de trabajo puede ser: helio, nitrógeno, helio con anhídrido carbónico o anhídrido carbónico. Otra diferencia, aparte del fluido de trabajo, es que la adición de calor y el rechazo de calor se realizan por medio de intercambiadores de calor.

Figura 1. Esquema de turbinas de gas de ciclo abierto y de ciclo cerrado



Fuente: Elaboración propia.

Nota: Reproducida de Termodinámica (p. 512), por Y. A. Çengel y M. A. Boles, 2011, McGraw-Hill Educación.

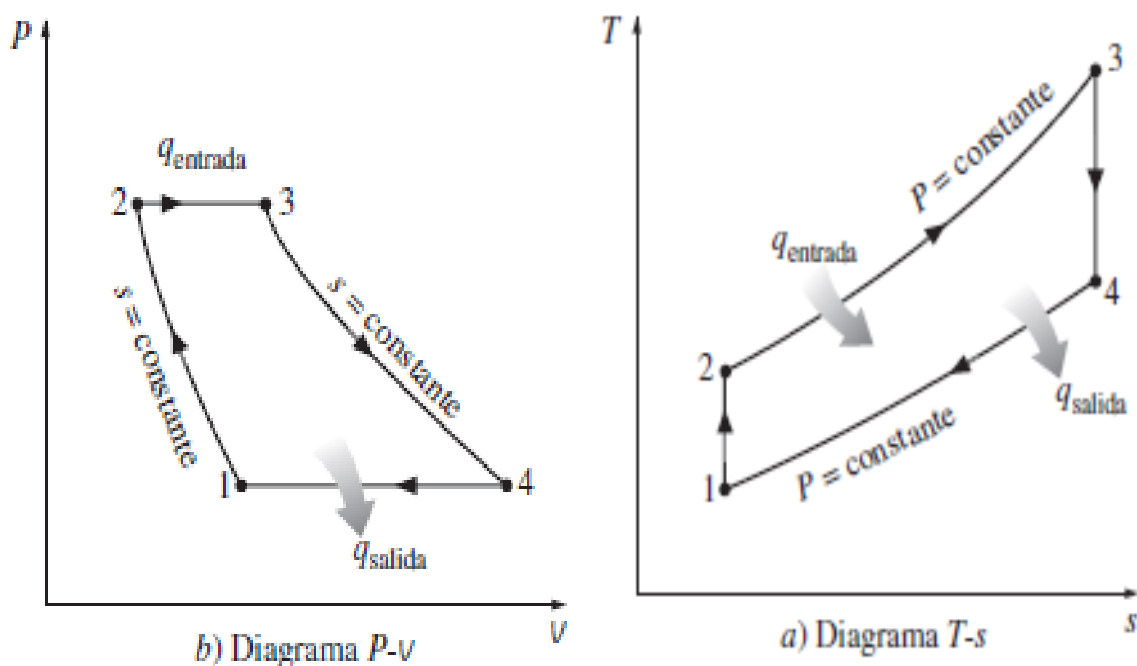
Ciclo Brayton Ideal

Este es el ciclo más sencillo en el que se modela termodinámicamente a las turbinas de gas; también se conoce como ciclo Joule. Çengel y Boles (2011) mencionan que el ciclo Brayton está formado por cuatro procesos internamente reversibles:

- 1-2 Compresión adiabática reversible.
- 2-3 Adición de calor a presión constante.
- 3-4 Expansión adiabática reversible.
- 4-1 Rechazo de calor a presión constante.

Durante los cuatro procesos descritos anteriormente, el fluido de trabajo se debe considerar como aire estándar y los procesos como de flujo estacionario, los cuales se pueden observar en los diagramas de $P - v$ y $T - s$ de la Figura 2.

Figura 2. Diagrama $P - v$ y $T - s$ del ciclo Brayton ideal



Fuente: Elaboración propia.

Nota: Reproducida de Termodinámica (p. 512), por Y. A. Çengel y M. A. Boles, 2011, McGraw-Hill Educación.

Para iniciar con el análisis termodinámico debemos partir de que la eficiencia para una máquina térmica está definida por la ecuación:

$$\eta_T = \frac{\text{salida}}{\text{entrada}} = \frac{w_I}{q_E} \quad (2)$$

Donde la entrada es lo que se le suministra al ciclo, en este caso es el calor suministrado (q_E) y la salida es el trabajo ideal del ciclo (w_I); si observamos el diagrama $P - v$, el trabajo neto es la diferencia entre el trabajo de la turbina (w_T) y el trabajo del compresor (w_C), como se muestra en la ecuación (2.1).

$$w_I = w_T - w_C \quad (2.1)$$

Al sustituir la ecuación (2.1) en la ecuación de la eficiencia (2), esta se puede reescribir de la forma.

$$\eta_T = \frac{w_T - w_C}{q_E} \quad (2.2)$$

Çengel y Boles (2011) expresan que el calor suministrado al ciclo (q_E), el trabajo de expansión (w_T) y el trabajo de compresión (w_C) serán iguales a la diferencia de las entalpías de entrada y de salida en cada proceso o, lo que es igual, los calores específicos a presión constante por la diferencia de las temperaturas de entrada y de salida de cada proceso, como se indica en las ecuaciones (2.3), (2.4) y (2.5).

$$q_E = h_3 - h_2 = C_p(T_3 - T_2) \quad (2.3)$$

$$w_T = h_3 - h_4 = C_p(T_3 - T_4) \quad (2.4)$$

$$w_C = h_2 - h_1 = C_p(T_2 - T_1) \quad (2.5)$$

Al sustituir las ecuaciones (2.3), (2.4) y (2.5) en la ecuación (2.2), se puede reescribir de la forma (2.6); al dividir por C_p y al reagrupar, las temperaturas obtenemos la ecuación (2.8).

$$\eta_T = \frac{C_p(T_3 - T_4) - C_p(T_2 - T_1)}{C_p(T_3 - T_2)} \quad (2.6)$$

$$\eta_T = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)} \quad (2.7)$$

$$\eta_T = 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)} \quad (2.8)$$

Los procesos de compresión (1-2) y expansión (3-4) son procesos adiabáticos reversibles, los cuales se conocen también como procesos isoentrópicos y, observando el diagrama $P - v$, donde $P_2 = P_3$ y $P_4 = P_1$ podemos concluir la igualdad mostrada en (2.10).

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \frac{T_3}{T_4} \quad (2.9)$$

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{T_4}{T_1} \quad (2.10)$$

Al sustituir la ecuación (2.10) en la ecuación (2.8) y realizar las operaciones correspondientes, obtenemos la ecuación (2.12) donde k es la relación de calores específicos.

$$\eta_T = 1 - \frac{T_1}{T_2} \quad (2.11)$$

$$\eta_T = 1 - \frac{1}{\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}} \quad (2.12)$$

Si a $\left(P_2/P_1\right)$ le llamamos relación de compresión (r_p), la ecuación (2.12) puede reescribirse de la siguiente forma.

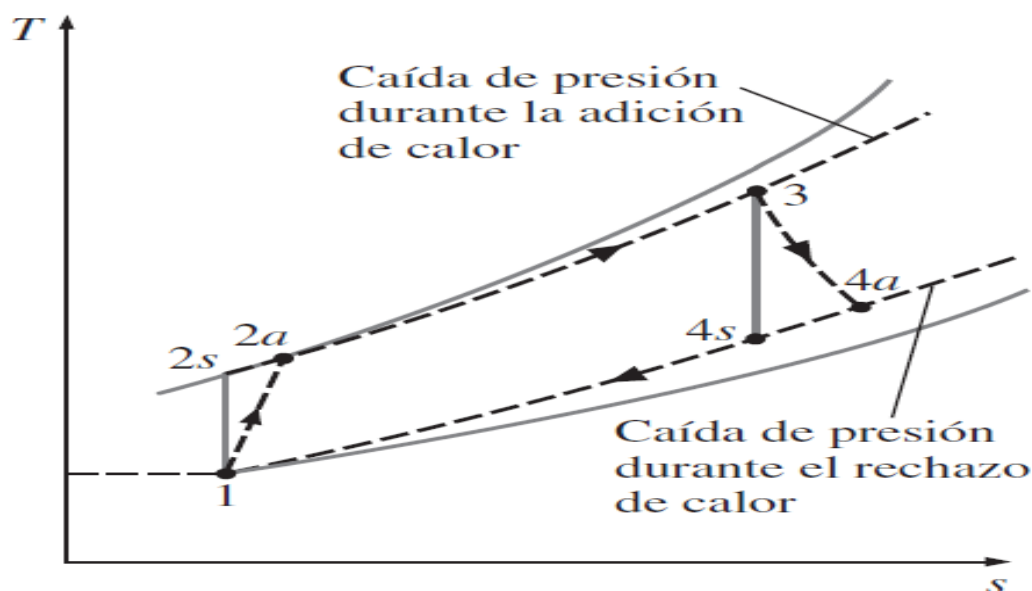
$$\eta_T = 1 - \frac{1}{(r_p)^{\frac{k-1}{k}}} \quad (2.13)$$

Polo (1984) menciona que la eficiencia del ciclo Brayton ideal depende de que la temperatura de entrada al compresor (T_1) disminuya o que la temperatura de salida del compresor (T_2) aumente, como se puede observar en la ecuación (2.11); sin embargo, al analizar la ecuación (2.12), podemos concluir que también la eficiencia del ciclo depende del aumento o disminución de la relación de compresión (r_p).

Ciclo Brayton Real

En el ciclo real de las turbinas de gas, según Bathie (1987), se puede suponer que los procesos de compresión y expansión siguen siendo adiabáticos, pero no reversibles y, por ende, ya no son procesos isoentrópicos. De igual manera, los procesos de adición y rechazo de calor no son isobáricos, porque durante la adición de calor se produce una caída de presión en la cámara de combustión. Por esta razón, la presión a la salida de la turbina será mayor que la presión que entra al compresor. Estos procesos se pueden observar en el diagrama $T - s$ de la Figura 3.

Figura 3. Diagrama $T - s$ del ciclo Brayton real



Fuente: Elaboración propia.

Nota: Reproducida de Termodinámica (p. 517), por Y. A. Çengel y M. A. Boles, 2011, McGraw-Hill Educación.

Las irreversibilidades mencionadas anteriormente provocan una disminución del trabajo en el ciclo real (w_R) con respecto al trabajo del ciclo ideal (w_I), debido a que el proceso de compresión consume mayor trabajo y el proceso de expansión genera menor trabajo, con respecto a los procesos isentrópicos descritos en el apartado anterior.

Çengel y Boles (2011) expresan que la desviación de los procesos reales del compresor y de la turbina con respecto a los procesos isentrópicos idealizados puede calcularse con precisión si se utilizan las eficiencias isentrópicas del compresor (η_C) y de la turbina (η_{TR}). Estas eficiencias se definen en las ecuaciones (2.14) y (2.15).

$$\eta_C = \frac{w_s}{w_a} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1} \quad (2.14)$$

$$\eta_{TR} = \frac{w_a}{w_s} = \frac{h_3 - h_{4a}}{h_3 - h_{4s}} \quad (2.15)$$

Donde h_{2s} y h_{4s} son las entalpías de salida del compresor y de la turbina en el proceso ideal; h_{2a} y h_{4a} son las entalpías de salida del compresor y de la turbina en los procesos reales. Por lo tanto, la eficiencia del ciclo real queda expresada matemáticamente en la ecuación (2.16).

$$\eta_T = \frac{w_T - w_C}{q_E} \quad (2.2)$$

$$\eta_T = \frac{(h_3 - h_{4a}) - (h_{2a} - h_1)}{h_3 - h_2} \quad (2.16)$$

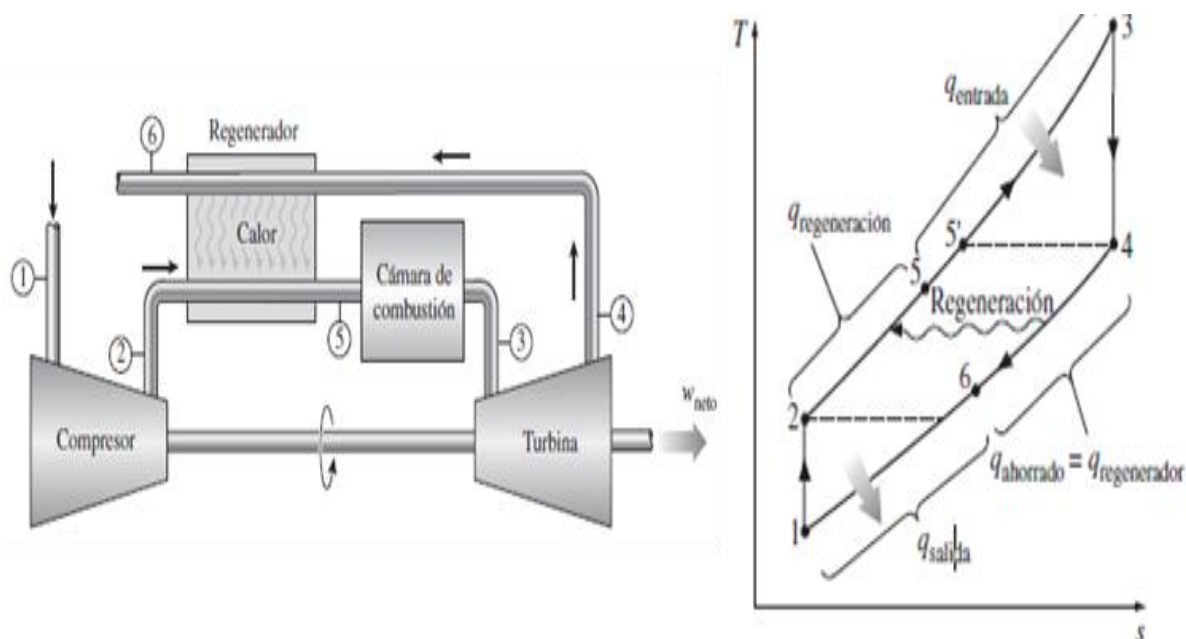
Ciclo Brayton con Regeneración

En la turbina de gas, los gases de escape que salen de la turbina de expansión tienen mayor temperatura que el aire que sale del compresor; esto se puede observar en el diagrama $T - s$ de la Figura 2. Según Mataix y Arenas (1997), estos gases de combustión se aprovechan antes de salir a la atmósfera a través de un intercambiador de calor a contraflujo, llamado regenerador o recuperador.

En el regenerador, los gases de escape transfieren calor al aire que sale del compresor, precalentándolo antes de entrar a la cámara de combustión, como se observa en la Figura 4. Esto, a su vez, reduce los requerimientos de calor suministrado (q_E) para la misma salida de trabajo, logrando una mayor eficiencia en el ciclo. Esta eficiencia puede calcularse con la ecuación (2.17) para un proceso ideal y como en (2.18) para un proceso real.

$$\eta_T = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_5} \quad (2.17)$$

$$\eta_T = \frac{(h_3 - h_{4a}) - (h_{2a} - h_1)}{h_3 - h_5} \quad (2.18)$$

Figura 4. Esquema de una turbina de gas con regenerador y su diagrama T – s

Fuente: Elaboración propia.

Nota: Adaptado de Termodinámica (p. 519), por Y. A. Çengel y M. A. Boles, 2011, McGraw-Hill Educación.

En el regenerador, la máxima temperatura a la que se puede precalentar el aire que sale del compresor es la temperatura de los gases que salen de la turbina. Si esto sucediera el regenerador sería ideal; sin embargo, la temperatura de precalentamiento del aire es menor que la temperatura de los gases de escape. Según Çengel y Boles (2011), esto se debe a que el regenerador no es ideal, sino que cuenta con una eficacia o efectividad (ϵ), la cual está definida por el calor real (q_{RR}) que se transfiere en el regenerador entre el calor ideal (q_{RI}), como se expresa en la ecuación (2.19).

$$\epsilon = \frac{q_{RR}}{q_{RI}} = \frac{h_5 - h_2}{h_4 - h_2} \quad (2.19)$$

Combustión en la Turbina de Gas

La combustión consiste en oxidar un combustible en presencia de oxígeno, lo que provoca que se libere la energía almacenada en el combustible. Por la complejidad del uso del oxígeno como oxidante, se usa el aire, que es una mezcla de muchos gases. Para el proceso de combustión, se toma la suposición de que el aire está compuesto por 21% de oxígeno y 79% de nitrógeno.

En las turbinas de gas, según Álvarez y Callejón (2002), el aire que se usa para oxidar el combustible se toma de la atmósfera y, después de ser comprimido en el compresor, se

introduce en la cámara de combustión, donde se mezcla con el combustible inyectado y, por medio de una chispa eléctrica que produce una bujía se inicia la combustión, la cual, una vez iniciada, es continua, debido a que el frente de llama enciende la mezcla permanentemente.

La combustión en la turbina de gas se realiza con exceso de aire, debido a que se requiere una combustión completa; los productos de combustión son los habituales, dióxido de carbono, monóxido de carbono, nitrógeno y oxígeno.

Cámara de combustión

La cámara de combustión está ubicada entre el compresor y la turbina de expansión; es el lugar donde se lleva a cabo el proceso de adición de calor al ciclo. Debido a esto, según Mataix y Arenas (1997), estas deben satisfacer ciertas exigencias, como son: un elevado rendimiento en la combustión, pérdidas de presión mínimas, montaje fácil, peso y dimensiones reducidas y un encendido rápido, seguro y estable. Las cámaras de combustión se clasifican en individuales, anulares y de tipo silo.

Combustible

Polo (1984) menciona que los combustibles usados en las turbinas de gas son hidrocarburos y su fórmula es de la forma C_xH_y . Estos combustibles pueden ser de forma gaseosa o líquida; sin embargo, en las turbinas de gas de ciclo cerrado puede usarse combustible sólido, como el carbón.

El gas natural es un combustible gaseoso ideal para la operación de turbinas de gas de ciclo abierto debido a que facilita la combustión, tiene alto poder calorífico, es de fácil manejo, es limpio y no contiene impurezas que provoquen erosión, corrosión o depósitos en los álabes de la turbina. Otros combustibles gaseosos de excelente calidad son el propano y el butano; sus características son casi iguales que las del gas natural, con la ventaja de que tienen mayor poder calorífico.

Los combustibles líquidos se usan principalmente en turbinas de gas móviles, como barcos, aviones o turbinas de gas estacionarias donde no llegan tuberías de gas. Los combustibles que se han usado con éxito son: alcohol, gasolina, petróleo diáfano, aceites ligeros y aceites pesados residuales.

Turbina de Vapor

La turbina de vapor es definida, según Polo (1984), como una turbomáquina capaz de convertir la energía termodinámica del vapor de agua en energía mecánica en un eje; a partir de esta definición, podemos decir que es un motor térmico rotativo de combustión externa.

El primer antecedente de una turbina de vapor, según Mataix y Arenas (1997), se remonta al año 175 a.C., en el que Herón de Alejandría hace la descripción de la primera turbina de vapor, conocida como eolípila, la cual consistía en una esfera hueca que podía girar libremente sobre un eje, esto debido al efecto del impulso del vapor que salía de dos tubos curvos unidos a la esfera.

Sin embargo, se consideran como los creadores de la turbina de vapor, al sueco Carl Gustaf de Laval, quien en 1878 patentó una máquina centrífuga desnatadora impulsada por una turbina de vapor de acción de un solo escalonamiento, y al inglés Charles Algernon Parsons, quien en 1884, en busca de un motor marítimo, construyó la primera turbina de vapor de reacción de varios escalonamientos.

La principal área de aplicación de la turbina de vapor es impulsar generadores eléctricos; según Çengel y Boles (2011), las centrales eléctricas de vapor son las encargadas de producir la mayor cantidad de energía en el mundo; por ello, existe la necesidad de incrementar la eficiencia térmica de este ciclo, con la finalidad de lograr un ahorro en el consumo de combustibles.

Clasificación de la Turbina de Vapor

Las turbinas de vapor también son turbomáquinas térmicas motoras; por lo tanto, se clasifican según el grado de reacción, por la dirección del flujo en el rodete y por el número de etapas. Estas ya fueron definidas en la clasificación de turbinas de gas; sin embargo, según Renovetec (2011), se pueden considerar otros parámetros para su clasificación, como la presión de salida del vapor y si existe extracción de vapor antes de llegar al escape.

Según la presión de salida, las turbinas de vapor se pueden clasificar en: turbinas de condensación, cuando la presión de salida es menor que la presión atmosférica; turbinas de contrapresión, si la presión de salida es mayor que la presión atmosférica y turbinas de escape libre, cuando la presión de salida y la presión atmosférica son iguales.

Las turbinas con extracción de vapor son aquellas donde una fracción del vapor se extrae de la turbina de alta presión y es enviado de vuelta a la caldera para sobrecalentarlo y ser usado en la turbina de baja presión.

Principio de Funcionamiento

La turbina de vapor opera en un ciclo cerrado y en su esquema más sencillo está formada por una bomba, una caldera, una turbina y un condensador, como se puede observar en la figura 5. El agua entra a la bomba como líquido saturado (estado 1), donde se comprime y es impulsada a la caldera como líquido comprimido (estado 2). En la caldera se le añade calor de forma

indirecta hasta convertir el líquido comprimido en vapor sobrecalentado para que posteriormente entre en la turbina (estado 3), donde se expande y genera trabajo en un eje. En la turbina el vapor de agua pierde presión y temperatura; esto provoca que a su salida se encuentre un vapor húmedo, el cual entra al condensador (estado 4), donde pierde calor y se condensa hasta alcanzar las propiedades del estado 1.

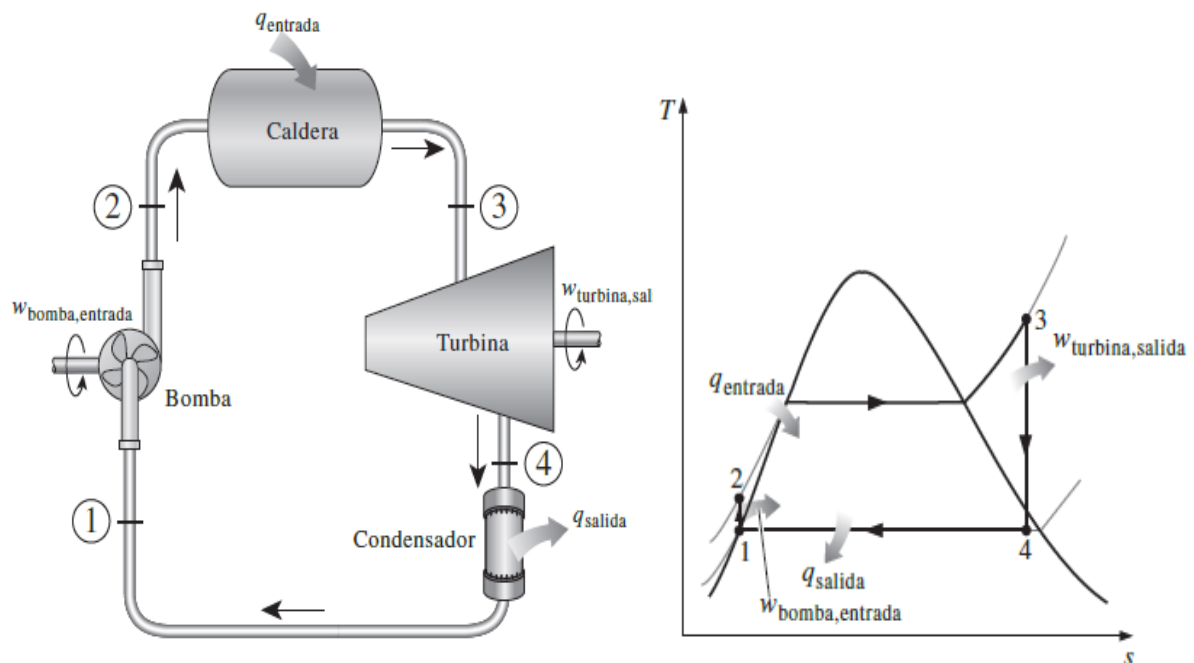
Ciclo Rankine Ideal

Es el ciclo más sencillo en el que se modela termodinámicamente a las turbinas de vapor. Çengel y Boles (2011), mencionan que el ciclo Rankine está formado por cuatro procesos internamente reversibles:

- 1-2 Compresión adiabática reversible en una bomba.
- 2-3 Adición de calor a presión constante en una caldera.
- 3-4 Expansión adiabática reversible en la turbina.
- 4-1 Rechazo de calor a presión constante en un condensador.

Durante los cuatro procesos descritos anteriormente, el fluido de trabajo es el agua en sus diferentes fases y estos deben considerarse como procesos de flujo estacionario, los cuales se pueden observar en los diagramas de $T - s$ de la Figura 5.

Figura 5. Esquema de una turbina de vapor y su diagrama $T - s$



Fuente: Elaboración propia.

Nota: Reproducida de Termodinámica (p. 561), por Y. A. Çengel y M. A. Boles, 2011, McGraw-Hill Educación.

El análisis termodinámico de esta máquina térmica parte de la ecuación de eficiencia (2), presentada en el apartado anterior.

$$\eta_T = \frac{\text{salida}}{\text{entrada}} = \frac{w_I}{q_E} \quad (2)$$

Donde la entrada es lo que se le suministra al ciclo, en este caso es el calor suministrado (q_E), y la salida es el trabajo neto ideal del ciclo (w_I); el trabajo neto ideal es la diferencia entre el trabajo de la turbina (w_T) y el trabajo de la bomba (w_B), como se muestra en la ecuación (3).

$$w_I = w_T - w_B \quad (3)$$

Al sustituir la ecuación (3) en la ecuación de la eficiencia (2), esta se puede reescribir de la siguiente forma.

$$\eta_T = \frac{w_T - w_B}{q_E} \quad (3.1)$$

Çengel y Boles (2011) mencionan que la caldera y el condensador no incluyen ningún trabajo, solo transferencia de calor hacia el fluido en la caldera y del fluido al medio ambiente en el condensador. Si se supone que el trabajo en la bomba y la turbina son adiabáticos reversibles, entonces la relación de conservación de la energía para cada dispositivo puede expresarse como:

$$q_E = h_3 - h_2 \quad (3.2)$$

$$q_S = h_4 - h_1 \quad (3.3)$$

$$w_T = h_3 - h_4 \quad (3.4)$$

$$w_B = h_2 - h_1 \quad (3.5)$$

Donde q_E es el calor suministrado al sistema, q_S es el calor rechazado por el sistema, w_T es el trabajo de la turbina, w_B es el trabajo de la bomba y h_1, h_2, h_3, h_4 son las entalpías del fluido de trabajo en sus respectivos puntos, y sus valores son tomados de las tablas de agua saturada o de vapor de agua sobrecalentado, según sea el caso.

Al sustituir las ecuaciones (3.2), (3.4) y (3.5) en la ecuación (3.1) y realizar las operaciones correspondientes, esta se puede reescribir en función de las entalpías como se muestra en la ecuación (3.8).

$$\eta_T = \frac{h_3 - h_4 - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_2} \quad (3.6)$$

$$\eta_T = \frac{(h_3 - h_2) - (h_4 - h_1)}{h_3 - h_2} \quad (3.7)$$

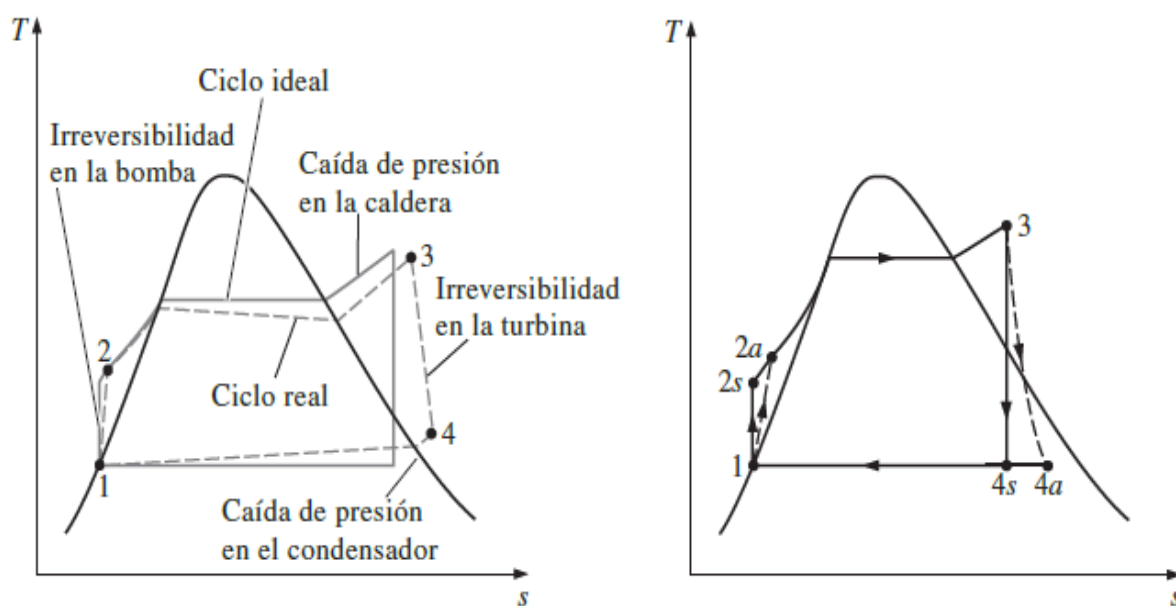
$$\eta_T = 1 - \frac{(h_4 - h_1)}{h_3 - h_2} \quad (3.8)$$

Ciclo Rankine Real

Este ciclo difiere del ciclo Rankine ideal, según Çengel y Boles (2011) debido a que en la realidad los procesos son irreversibles, a causa de las pérdidas generadas: por la fricción del fluido, por la transferencia de calor del vapor hacia los alrededores; otras pérdidas son las que existen en la bomba y la turbina, ya que estos dispositivos no son adiabáticos reversibles.

Las pérdidas generadas por la fricción del fluido provocan caídas de presión que tienen como consecuencia que los procesos de adición de calor en la caldera y el rechazo de calor en el condensador no sean procesos isobáricos; la transferencia de calor del vapor hacia los alrededores cuando circula por los diferentes componentes genera la necesidad de suministrar en la caldera más calor, provocando una disminución de la eficiencia. La bomba y la turbina, al no ser dispositivos adiabáticos reversibles, provocan que la bomba requiera una entrada mayor de trabajo y que la turbina genere una salida menor de trabajo. Las desviaciones generadas por las pérdidas antes mencionadas se pueden observar en el diagrama $T - s$ de la Figura 6.

Figura 6. Desviación del ciclo Rankine real respecto del ciclo ideal



Fuente: Elaboración propia.

Nota: Reproducida de Termodinámica (p. 566), por Y. A. Çengel y M. A. Boles, 2011, McGraw-Hill Educación.

Çengel y Boles (2011) expresan que la desviación del proceso real de la bomba y la turbina con respecto al proceso isoentrópico idealizado puede tomarse en cuenta con precisión si se utilizan las eficiencias isoentrópicas de la bomba y de la turbina, como se expresa en las ecuaciones (3.9) y (3.10).

$$\eta_B = \frac{w_s}{w_a} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1} \quad (3.9)$$

$$\eta_{TR} = \frac{w_a}{w_s} = \frac{h_3 - h_{4a}}{h_3 - h_{4s}} \quad (3.10)$$

Donde η_B es la eficiencia isoentrópica de la bomba, η_{TR} es la eficiencia isoentrópica de la turbina, h_{2s} y h_{4s} son las entalpías de salida de la bomba y de la turbina en el proceso ideal; h_{2a} y h_{4a} son las entalpías de salida de la bomba y de la turbina en los procesos reales. Por lo tanto, la eficiencia del ciclo real queda expresada matemáticamente en la ecuación (3.11).

$$\eta_T = \frac{w_T - w_B}{q_E} \quad (3.1)$$

$$\eta_T = \frac{(h_3 - h_{4a}) - (h_{2a} - h_1)}{h_3 - h_2} \quad (3.11)$$

Parámetros que Mejoran la Eficiencia Térmica

Como ya se mencionó anteriormente, las turbinas de vapor son de gran importancia en el impulso de generadores eléctricos; debido a ello, cualquier incremento en la eficiencia del ciclo se reflejaría en un ahorro significativo de combustible. Çengel y Boles (2011) mencionan que el incremento de la eficiencia del ciclo depende principalmente de aumentar la temperatura del fluido en la caldera o disminuir la temperatura del fluido en el condensador; sin embargo, existen límites para dicho aumento o disminución de la temperatura del fluido.

Incremento de la temperatura máxima

El incremento de la temperatura a la misma presión, con la finalidad de sobrecalentar más el fluido a la entrada de la turbina, aumenta la eficiencia del ciclo. Otro efecto positivo es que disminuye la humedad del vapor a la salida de la turbina; esto se puede observar en el inciso a) de la Figura 7, donde el área sombreada es el incremento del trabajo útil. Sin embargo, Mataix y Arenas (1997) mencionan que el incremento de la temperatura máxima que se le puede agregar al fluido está limitado por la metalurgia de la turbina.

Reducción de la presión en el condensador

Agüera (1999) menciona que, al reducir la presión del condensador, por ende, disminuye la temperatura de saturación del fluido, generando un incremento en el trabajo neto del ciclo, el cual se puede observar en el inciso b) de la Figura 7; sin embargo, la reducción de la presión del condensador está limitada por la presión de saturación correspondiente a la temperatura del agua de enfriamiento, para que pueda existir una transferencia de calor del vapor de agua al agua de enfriamiento. La reducción de la presión del condensador conlleva el riesgo de tener

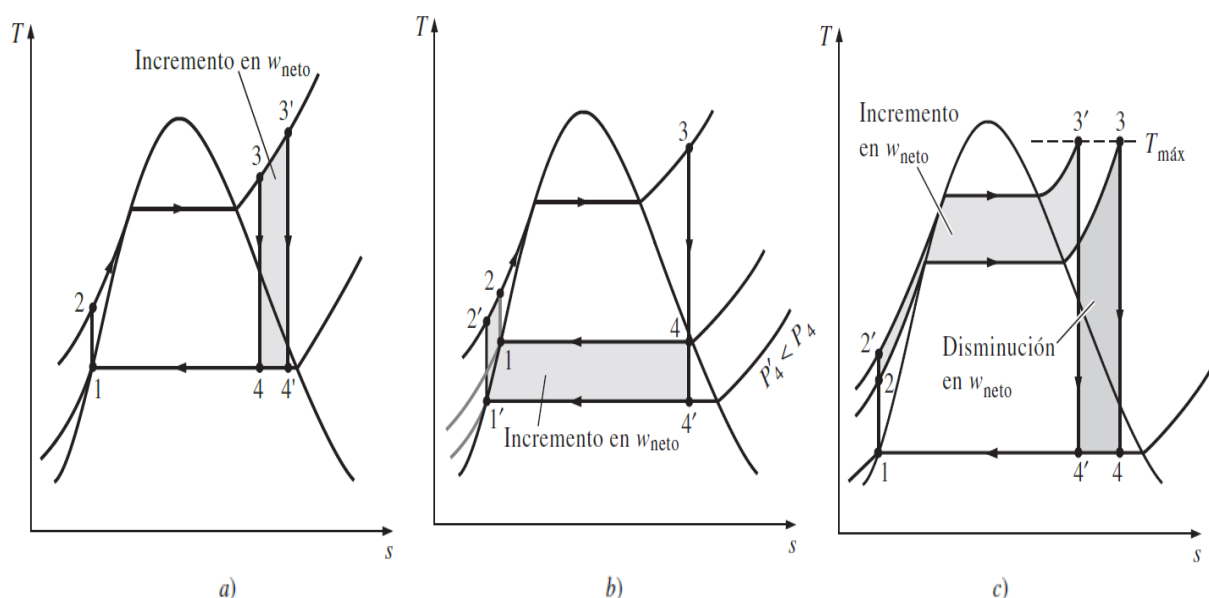
filtraciones de aire en el condensador y un incremento de la humedad en el vapor a la salida de la turbina, lo cual erosiona los álabes.

Elevar la presión de la caldera

Agüera (1999) menciona que, al elevar la presión de la caldera, por ende, se eleva la temperatura de saturación del fluido, generando un incremento en el trabajo neto del ciclo, como se ilustra en el inciso c) de la Figura 7.

Un efecto indeseable de elevar la presión es que la temperatura máxima de entrada a la turbina se fija debido a sus limitaciones metalúrgicas; debido a esto, se genera una menor entropía y el ciclo se mueve hacia la izquierda, provocando que a la salida de la turbina el vapor de agua contenga mayor humedad. Sin embargo, esto puede ser corregido con un sobrecalentamiento.

Figura 7. Diagrama T – s del incremento del trabajo neto



Fuente: Elaboración propia.

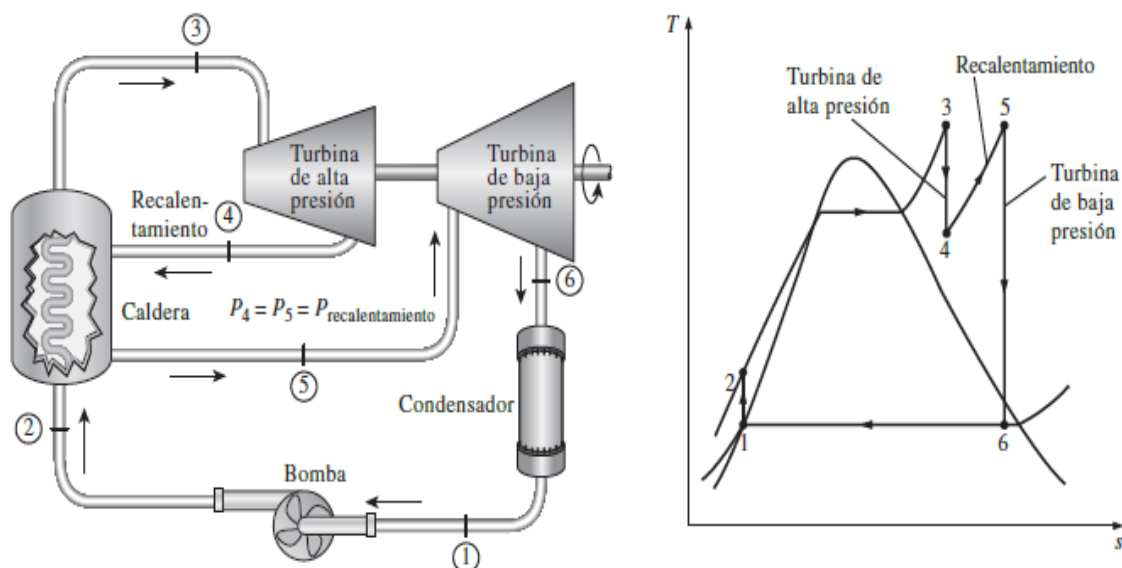
Nota: Adaptado de Termodinámica (pp. 568-569), por Y. A. Çengel y M. A. Boles, 2011, McGraw-Hill Educación.

Ciclo Rankine Ideal con Recalentamiento

Çengel y Boles (2011) mencionan que, para poder aprovechar al máximo el incremento de la eficiencia del ciclo al elevar la presión de la caldera sin tener como consecuencia que a la salida de la turbina se presente mayor humedad en el vapor, el fluido debe expandirse en dos etapas. En la primera, el vapor de agua sale de la caldera a la máxima presión (estado 3) y se expande en una turbina de alta presión hasta (estado 4); durante este proceso, el vapor sobrecalentado disminuye su presión y su temperatura.

Posteriormente, el vapor es llevado nuevamente a la caldera para ser recalentado a presión constante ($P_4 = P_5$) hasta alcanzar nuevamente la temperatura de salida de la caldera (estado 5). Finalmente, el vapor se expande isoentrópicamente en la turbina de baja presión, donde alcanza la presión y temperatura del condensador (estado 6), como se ilustra en la Figura 8.

Figura 8. Esquema del ciclo Rankine ideal con recalentamiento y su diagrama T – s



Fuente: Elaboración propia.

Nota: Reproducida de Termodinámica (p. 573), por Y. A. Çengel y M. A. Boles, 2011, McGraw-Hill Educación.

La entrada de calor para este ciclo es la suma del calor suministrado en la caldera antes de entrar a la turbina de alta presión y el calor suministrado durante el recalentamiento, como se expresa en la ecuación (3.12).

$$q_E = (h_3 - h_2) + (h_5 - h_4) \quad (3.12)$$

El trabajo total de la turbina para este ciclo es la suma del trabajo de la turbina de alta presión y de la turbina de baja presión, como se expresa en la ecuación (3.13). A diferencia del trabajo de la turbina, el trabajo de la bomba no sufre ninguna alteración y queda expresado de la misma manera que en (3.5).

$$w_T = (h_3 - h_4) + (h_5 - h_6) \quad (3.13)$$

$$w_B = h_2 - h_1 \quad (3.5)$$

La eficiencia térmica para este ciclo se calcula al sustituir las ecuaciones (3.12), (3.13) y (3.5) en la ecuación (3.1), como se muestra en la ecuación (3.14)

$$\eta_T = \frac{(h_3 - h_4) + (h_5 - h_6) - (h_2 - h_1)}{(h_3 - h_2) + (h_5 - h_4)} \quad (3.14)$$

Ciclo Rankine Regenerativo

Este ciclo regenerativo consiste, según Agüera (1999), en precalentar el agua antes de entrar a la caldera con vapor extraído de la turbina en puntos convenientes, con la finalidad de disminuir el calor suministrado al ciclo e incrementar su eficiencia. Otra ventaja que proporciona la regeneración es que se puede purgar el aire que se filtra en el condensador. El dispositivo donde el agua de alimentación se precalienta se llama regenerador; estos son de tipo abierto si el agua de alimentación se mezcla con el vapor que se extrae de la turbina, o tipo cerrado si ambos fluidos no se mezclan.

Çengel y Boles (2011) mencionan que los regeneradores de tipo abierto son simples, económicos y cuentan con una buena transferencia de calor para lograr llevar el agua de alimentación al estado de saturación. Sin embargo, como desventaja podemos mencionar que se necesita una bomba por cada regenerador. En los regeneradores de tipo cerrado, la transferencia de calor es menos efectiva, debido a que el vapor que se extrae de la turbina no se mezcla con el agua de alimentación. No obstante, la ventaja de estos regeneradores es que no requieren bombas independientes, porque el vapor extraído y el agua de alimentación pueden estar a presiones diferentes.

La eficiencia del ciclo Rankine regenerativo, ya sea de tipo abierto o de tipo cerrado, se calcula al sustituir las ecuaciones que se obtendrán en el apartado 3.7.1 y 3.7.2 del trabajo de la turbina (w_T), del trabajo de la bomba (w_B) y del calor suministrado (q_E) en la ecuación (3.1).

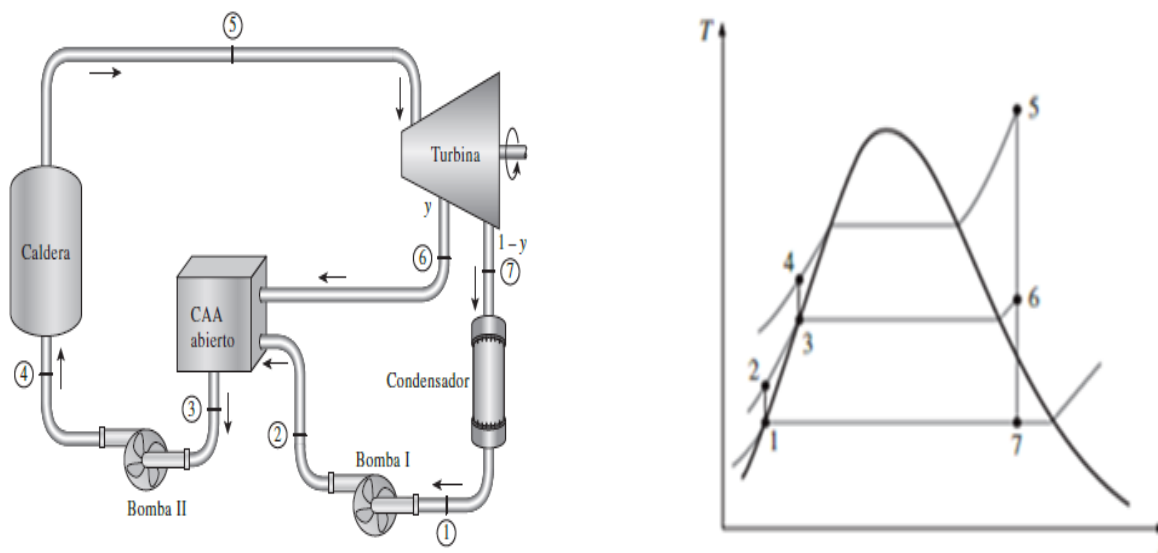
$$\eta_T = \frac{w_T - w_B}{q_E} \quad (3.1)$$

Ciclo Rankine con regenerador de tipo abierto

En este ciclo, el agua de alimentación que sale de la primera bomba entra al regenerador (estado 2), donde se mezcla con el vapor que se extrae de la turbina (estado 6). Durante este proceso, el agua de alimentación se convierte en líquido saturado a la presión del regenerador (estado 3) y es comprimida una vez más por una segunda bomba hasta la presión de la caldera (estado 4). El vapor que sale de la caldera (estado 5) se expande en la turbina y, cuando alcanza la presión del regenerador, se extrae una fracción (y), la cual es la que entra al regenerador (estado 6). El resto del vapor ($1 - y$) sigue expandiéndose en la turbina hasta la presión del condensador (estado 7).

En la Figura 9 se muestra un esquema de una turbina de vapor con regeneración y su diagrama $T - s$.

Figura 9. Esquema de Ciclo Rankine ideal con regeneración y su diagrama $T - s$



Fuente: Elaboración propia.

Nota: Reproducida de Termodinámica (p. 577), por Y. A. Çengel y M. A. Boles, 2011, McGraw-Hill Educación.

Para este ciclo Rankine con un regenerador abierto, los procesos de transferencia de calor pueden expresarse mediante las ecuaciones (3.15) y (3.16).

$$q_E = h_5 - h_4 \quad (3.15)$$

$$q_S = (1 - y)(h_7 - h_1) \quad (3.16)$$

El trabajo de la turbina y los trabajos de las bombas se expresan en las ecuaciones (3.17) y (3.18), respectivamente, donde w_T es el trabajo total de la turbina, w_{TB} es el trabajo total de las bombas, w_{BI} es el trabajo de la bomba del condensador y w_{BII} es el trabajo de la segunda bomba del sistema.

$$w_T = (h_5 - h_6) + (1 - y)(h_6 - h_7) \quad (3.17)$$

$$w_{TB} = w_{BI} + w_{BII}$$

$$w_B = (1 - y)(h_2 - h_1) + (h_4 - h_3) \quad (3.18)$$

Ciclo Rankine con Regenerador de tipo cerrado

En este ciclo, el agua de alimentación que sale de la primera bomba (estado 2) y la fracción de vapor (y) que se extrae de la turbina (estado 7) entran al regenerador y no se mezclan, debido a que funciona como un intercambiador de calor. Ambos fluidos se encuentran a presiones y a

temperaturas diferentes para que pueda existir una transferencia de calor. Sin embargo, no alcanzan un equilibrio térmico.

Posteriormente, la fracción de vapor (y) extraído de la turbina sale del regenerador como líquido saturado debido al intercambio de calor (estado 3). Este líquido se comprime en una segunda bomba con la finalidad de elevar su presión (estado 4), con la que entrará a la cámara de mezclado, donde se mezcla con el agua de alimentación (estado 9).

La mezcla resultante entra a la caldera (estado 5), donde se le adiciona calor hasta convertirse en vapor sobrecalentado. Este vapor entra a la turbina (estado 6), iniciando el proceso de expansión. Durante la expansión, se extrae la fracción del vapor (y) que se utiliza en la regeneración (estado 7). El vapor restante ($1 - y$) continúa expandiéndose hasta la presión y temperatura del condensador (estado 8). Esto se puede observar en la figura 10.

Para este ciclo Rankine con un regenerador cerrado, los procesos de calor se expresan en las ecuaciones (3.19) y (3.20).

$$q_E = h_6 - h_5 \quad (3.19)$$

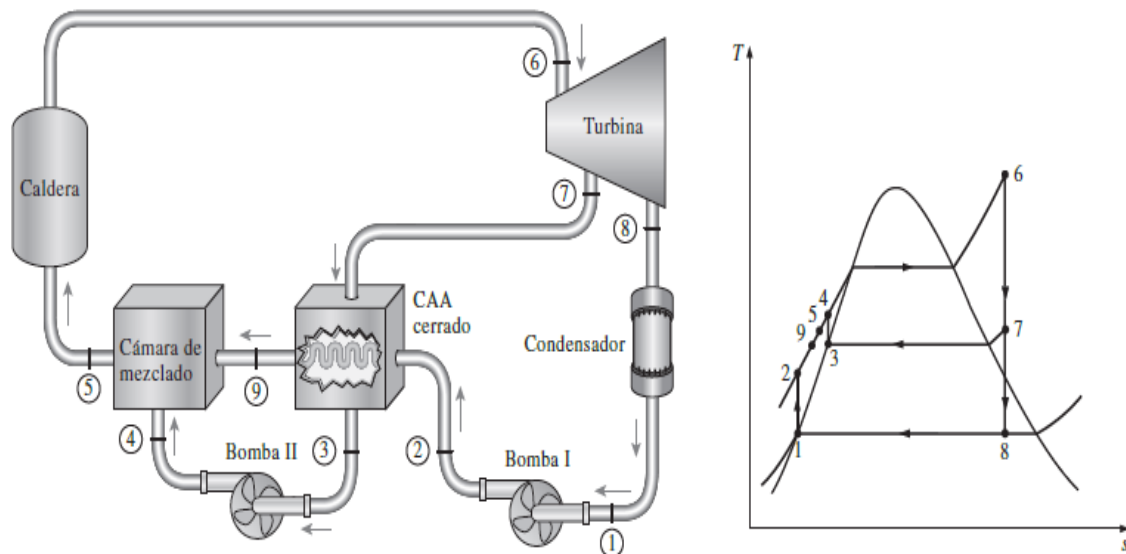
$$q_S = (1 - y)(h_8 - h_1) \quad (3.20)$$

El trabajo de la turbina y los trabajos de las bombas se expresan en las ecuaciones (3.21) y (3.22), respectivamente, donde w_T es el trabajo total de la turbina, w_{TB} es el trabajo total de las bombas, w_{BI} es el trabajo de la bomba del condensador y w_{BII} es el trabajo de la segunda bomba del sistema.

$$w_T = (h_6 - h_7) + (1 - y)(h_7 - h_8) \quad (3.21)$$

$$w_{TB} = w_{BI} + w_{BII}$$

$$w_B = (1 - y)(h_2 - h_1) + y(h_4 - h_3) \quad (3.22)$$

Figura 10. Esquema del ciclo Rankine con regenerador de tipo cerrado y su diagrama $T - s$ 

Fuente: Elaboración propia.

Nota: Reproducida de Termodinámica (p. 578), por Y. A. Çengel y M. A. Boles, 2011, McGraw-Hill Educación.

CONCLUSIÓN

Las turbomáquinas térmicas motoras, como las turbinas de gas y las turbinas de vapor, son las responsables de impulsar los generadores que producen la mayor parte de energía eléctrica en el mundo. Sin embargo, las turbinas de gas también se utilizan en la aviación como motores de reacción. El estudio termodinámico de estas turbomáquinas permite cuantificar con cierta precisión los procesos del ciclo, como el calor suministrado, el calor rechazado y el trabajo neto; esto es de gran importancia, debido a que la eficiencia térmica depende del calor suministrado y del trabajo neto.

Las turbinas de gas se analizan mediante el ciclo Brayton ideal o mediante un ciclo Brayton real cuando se toman en cuenta las eficiencias isoentrópicas del compresor y de la turbina de expansión. Ambos ciclos están formados por cuatro procesos termodinámicos y el fluido de trabajo es aire, el cual se considera como flujo estable. Una forma de incrementar la eficiencia de este ciclo es aprovechar los gases que salen de la combustión para precalentar el aire antes de entrar a la cámara de combustión, con lo cual se disminuye el calor suministrado.

Las turbinas de vapor operan en el ciclo Rankine ideal o en un ciclo Rankine real cuando se consideran las eficiencias isoentrópicas de la turbina de expansión y de la bomba. Estos ciclos también están formados por cuatro procesos termodinámicos y el fluido de trabajo es agua, la

cual se analiza como un flujo estable. La eficiencia de este ciclo puede incrementarse si se modifican ciertos parámetros, como el aumento de la temperatura máxima, la reducción de la presión del condensador o el incremento de la presión de la caldera. Estas mejoras pueden lograrse mediante la incorporación de recalentamiento o regeneración en el ciclo.

REFERENCIAS

- Agüera, S. J. (1999). *Termodinámica lógica y motores térmicos* (7.^a ed.). Ciencia.
- Álvarez, F. J., & Callejón, A. I. (2002). *Máquinas térmicas motoras* (2.^a ed.). Edicions UPC.
<https://www.edicionsupc.es>
- Bathie, W. W. (1987). *Fundamentos de turbinas de gas*. Limusa.
- Çengel, Y. A., & Boles, M. A. (2011). *Termodinámica* (7.^a ed.). McGraw-Hill.
- Mataix, C., & Arenas, A. (1997). *Turbomáquinas térmicas: turbinas de vapor, turbinas de gas, turbocompresores* (3.^a ed.). Dossat.
- Muñoz, D. M., & Rovira, A. (2014). *Máquinas térmicas*. UNED.
<https://www.uned.es/publicaciones>.
- Polo, E. M. (1984). *Turbomáquinas de fluido compresible*. Limusa.
- Renovetec. (2011, diciembre). *Turbinas de vapor y energías renovables: especial turbinas*.
<https://studylib.es/doc/9251662/especial-turbinas-de-vapor---energiza>

© Los autores. Este artículo se publica en Prisma ODS bajo la Licencia Creative Commons Atribución 4.0 Internacional (CC BY 4.0). Esto permite el uso, distribución y reproducción en cualquier medio, incluidos fines comerciales, siempre que se otorgue la atribución adecuada a los autores y a la fuente original.



 <https://doi.org/10.65011/prismaods.v5.i1.181>

Cómo citar este artículo (APA 7ª edición):

Vidal Gómez, J. F. . (2026). Turbina de Gas y Turbina de Vapor. *Prisma ODS: Revista Multidisciplinaria Sobre Desarrollo Sostenible*, 5(1), 583-606. <https://doi.org/10.65011/prismaods.v5.i1.181>