

PLANTAS TERMOELÉCTRICAS CONVENCIONALES

El ciclo de potencia de vapor real difiere del ciclo de Rankine ideal, como se ilustra en la Figura 1a, como resultado de irreversibilidades en varios componentes. La fricción del fluido y la pérdida de calor al entorno son las dos fuentes comunes de irreversibilidades. La fricción del fluido provoca caídas de presión en la caldera, el condensador y las tuberías entre varios componentes.

Como resultado, el vapor sale de la caldera a una presión algo menor. Además, la presión en la entrada de la turbina es algo menor que en la salida de la caldera debido a la caída de presión en las tuberías de conexión. La caída de presión en el condensador suele ser muy pequeña. Para compensar estas caídas de presión, el agua debe bombearse a una presión suficientemente más alta que la que requiere el ciclo ideal. Esto requiere una bomba más grande y una mayor entrada de trabajo a la bomba. La otra fuente importante de irreversibilidad es la pérdida de calor del vapor al entorno a medida que el vapor fluye a través de varios componentes. Para mantener el mismo nivel de producción neta de trabajo, es necesario transferir más calor al vapor en la caldera para compensar estas pérdidas de calor no deseadas. Como resultado, la eficiencia del ciclo disminuye.

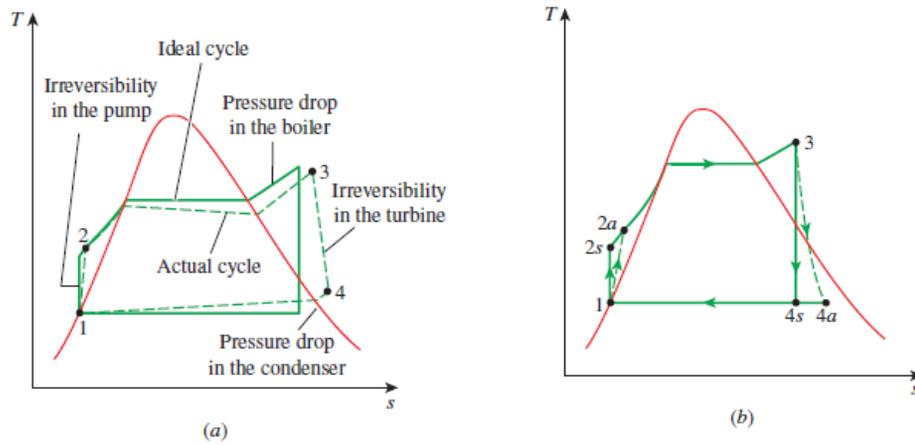


Figura 1. (a) Desviación del ciclo de potencia de vapor real del ciclo de Rankine ideal. (b) El efecto de las irreversibilidades de la bomba y la turbina en el ciclo ideal de Rankine.

De particular importancia son las irreversibilidades que ocurren dentro de la bomba y la turbina. Una bomba requiere una mayor cantidad de trabajo y una turbina produce una menor producción de trabajo como resultado de irreversibilidades. En condiciones ideales, el flujo a través de estos dispositivos es isentrópico. La desviación de las bombas y turbinas reales de las isentrópicas se puede explicar mediante la utilización de eficiencias isentrópicas, definidas como:

$$\eta_P = \frac{w_s}{w_a} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1} \quad (1)$$

$$\eta_T = \frac{w_a}{w_s} = \frac{h_3 - h_{4a}}{h_3 - h_{4s}} \quad (2)$$

Donde los estados 2a y 4a son los estados de salida reales de la bomba y la turbina, respectivamente, y 2s y 4s son los estados correspondientes para el caso isentrópico (Figura 1b).

También es necesario considerar otros factores en el análisis de los ciclos reales de potencia de vapor. En los condensadores reales, por ejemplo, el líquido generalmente se subenfía para evitar la aparición de cavitación, la rápida vaporización y condensación del líquido en el lado de baja presión del impulsor de la bomba, lo que puede dañarlo. Se producen pérdidas adicionales en los cojinetes entre las partes

móviles como resultado de la fricción. El vapor que se filtra durante el ciclo y el aire que ingresa al condensador representan otras dos fuentes de pérdida. Finalmente, la energía consumida por los equipos auxiliares, como los ventiladores que suministran aire al horno, también debe considerarse al evaluar el rendimiento general de las centrales eléctricas. El efecto de las irreversibilidades sobre la eficiencia térmica de un ciclo de energía de vapor se ilustra a continuación con un ejemplo:

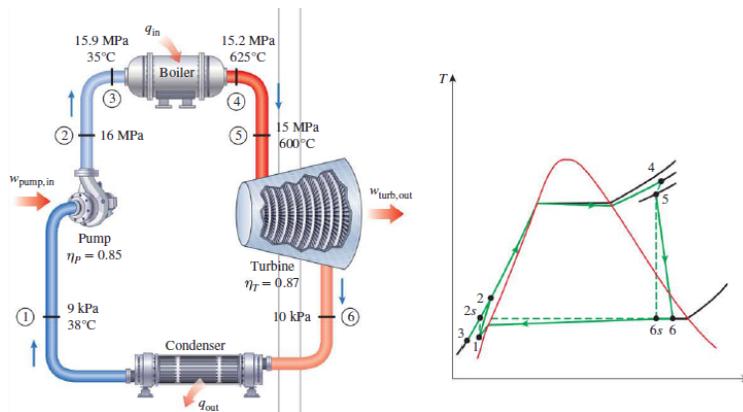


Figura 2. Esquema y diagrama T-s para el ejemplo 1.

Ejemplo de Ciclo Rankine en Planta Termodinámica Convencional Simple

Una planta de energía de vapor opera en el ciclo que se muestra en la Figura 2. Si la eficiencia isentrópica de la turbina es 87% y la eficiencia isentrópica de la bomba es 85 por ciento, determine (a) la eficiencia térmica del ciclo y (b) la potencia neta de salida de la planta para un caudal másico de 15 kg/s.

Solución:

Se considera un ciclo de potencia de vapor con eficiencias específicas de turbina y bomba. Se determinarán la eficiencia térmica y la potencia neta de salida.

Supuestos:

1. Existen condiciones de funcionamiento estables.
2. Los cambios de energía cinética y potencial son insignificantes.

Análisis:

El esquema de la planta de energía y el diagrama T-s del ciclo se muestran en la Figura 2. Las temperaturas y presiones del vapor en varios puntos también se indican en la figura. Observamos que la planta de energía involucra componentes de flujo constante y opera en el ciclo de Rankine, pero se tienen en cuenta las imperfecciones en varios componentes. (a) La eficiencia térmica de un ciclo es la relación entre la producción neta de trabajo y la entrada de calor, y se determina de la siguiente manera:

Entrada de trabajo de la bomba:

$$\begin{aligned}w_{pump, in} &= \frac{w_{s, pump, in}}{\eta_P} = \frac{V_1(P_2 - P_1)}{\eta_P} \\ &= \frac{\left(0.001009 \frac{m^3}{kg}\right) (16,000 - 9) kPa}{0.85} \left(1 \frac{kJ}{1 kPa \cdot m^3}\right) = 19.0 \frac{kJ}{kg}\end{aligned}$$

Salida de trabajo de la turbina:

$$\begin{aligned}w_{turb, out} &= \eta_T W_{s, turb, out} = \eta_T (h_5 - h_{6s}) = 0.87(3583.1 - 2115.3) \frac{kJ}{kg} \\ &= 1277.0 kJ/kg\end{aligned}$$

Entrada de calor de la caldera:

$$q_{in} = h_4 - h_3 = (3647.6 - 160.1) \frac{kJ}{kg} = 3487.5 \frac{kJ}{kg}$$

Por lo tanto:

$$w_{net} = w_{turb,out} - w_{pump,in} = (1277.0 - 19.0) \frac{kJ}{kg} = 1258.0 \frac{kJ}{kg} \eta_{th} = \frac{w_{net}}{q_{in}}$$
$$= \frac{1258.0 \frac{kJ}{kg}}{3487.5 \frac{kJ}{kg}} = 0.361 \text{ o } 36.1\%$$

b) La energía producida por esta central eléctrica es:

$$\dot{W}_{net} = \dot{m}w_{net} = \left(15 \frac{kg}{s}\right) \left(1258.0 \frac{kJ}{kg}\right) = 18900 \text{ kW} = 18.9 \text{ MW}$$

Referencias:

- Çengel, Y. A., & Boles, M. A. (2009). *Termodinámica* (M. Á. T. Castellanos (ed.); Sexta). McGraw-Hill.
- Chung, D. D. L. (2001). *Applied materials science: Applications of engineering materials in structural, electronics, thermal, and other industries*. In *Applied Materials Science: Applications of Engineering Materials in Structural, Electronics, Thermal, and Other Industries (First)*. CRC Pr I Llc.