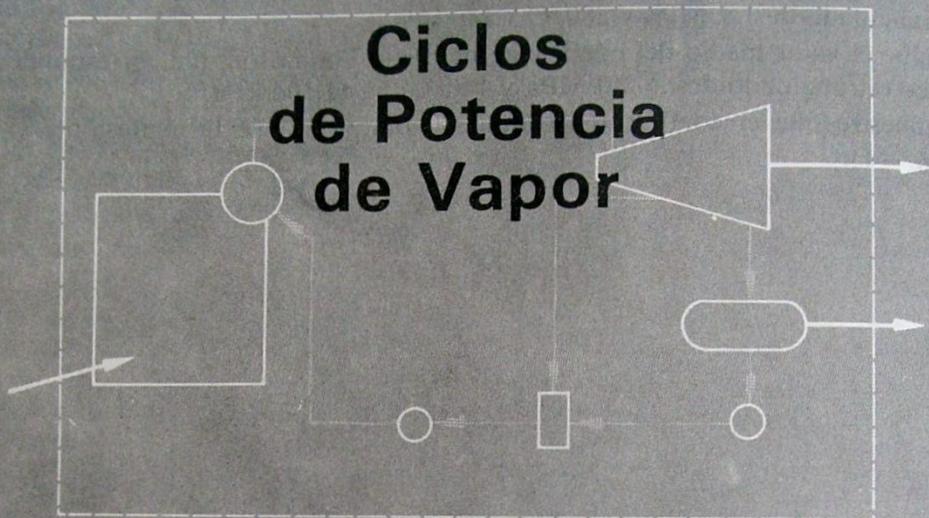


11

Ciclos de Potencia de Vapor



Un sistema termomecánico en el cual se emplee una sustancia en estado de vapor como fluido operante, puede funcionar con base en un ciclo de producción, o en uno de consumo, de energía motriz. En un caso o en otro se deben combinar dos o más procesos y usar un ciclo en el que intervenga trabajo o potencia mecánica. En este capítulo no se considerarán los ciclos de consumo de potencia, tales como el de refrigeración. Además, nos limitaremos, salvo una o dos excepciones, al empleo del agua como sustancia de trabajo, ya que el vapor de tal sustancia se utiliza y se ha utilizado ampliamente en el funcionamiento de máquinas motrices. Por otra parte, desde los puntos de vista histórico y termodinámico, la "máquina de vapor" fue literalmente el motor o la fuerza motriz de la Revolución Industrial.

11.1 CICLO DE CARNOT PARA UN VAPOR

Como un primer paso se examinará el funcionamiento del ciclo de Carnot como ciclo productor de potencia. El de Carnot es el ciclo térmico más eficiente que puede funcionar entre dos límites de temperatura. Un diagrama $T-s$ (fig. 11.1) sirve para ilustrar el ciclo de Carnot para el vapor de agua. Agua saturada en el estado 1 se evapora, a temperatura y presión constantes, hasta llegar al estado 2, donde queda como vapor saturado. Todo calentamiento adicional, a temperatura constante, requeriría de un abatimiento de presión.

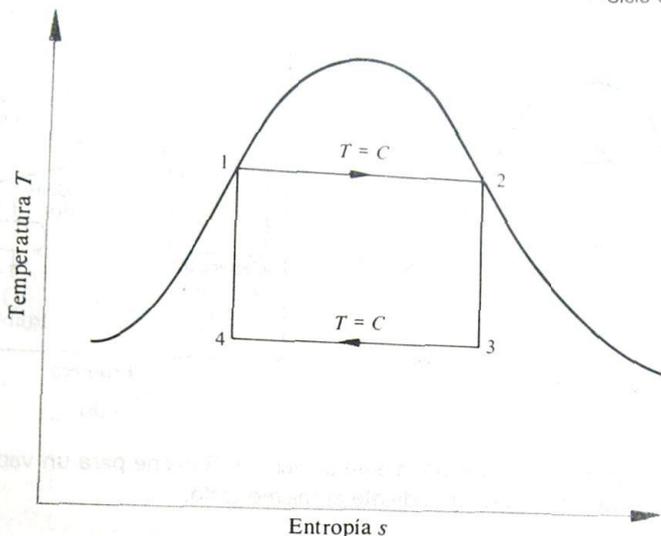


Figura 11.1 Diagrama T - s correspondiente al ciclo de Carnot con vapor de agua como sustancia de trabajo.

El vapor entra a la máquina motriz en el estado 2, y se expande isentrópicamente en la máquina efectuando trabajo hasta llegar al punto 3. La mezcla de vapor de agua y agua líquida alcanzará la condensación total a temperatura y presión constantes, al llegar al estado 4. En este último punto, un compresor o bomba podrá comprimir isentrópicamente esta mezcla de vapor y líquido, hasta devolverla al estado 1. Parte del trabajo producido al pasar del estado 2 al 3 será devuelto durante el proceso de compresión 4-1.

En este ciclo aparecen ciertas dificultades. Una de ellas es que la máquina motriz (turbina) tendrá que manejar vapor húmedo de calidad baja. El vapor con calidad menor de 85% a 90% presenta demasiada humedad, y el impacto del líquido causa erosión intensa de los álabes de la turbina. Otra es la inconveniencia de tener que usar un dispositivo especial para comprimir una mezcla de líquido y vapor, y esto sin mencionar lo difícil que resultaría el control de un proceso de condensación parcial.

11.2 CICLO DE RANKINE

El ciclo de Rankine elimina muchas de las dificultades de funcionamiento que surgen en el ciclo de Carnot cuando el fluido de trabajo es un vapor. En este ciclo los procesos de calentamiento y de enfriamiento se efectúan a presión constante. La figura 11.2 ilustra en (a) el ciclo de Rankine en un diagrama T - s , y en (b) se tiene un croquis del que se utiliza en estos ciclos.

Al seguir el ciclo desde el estado 1, indicado en (a) y (b) de la citada figura 11.2, vemos que el agua entra al generador de vapor como un líquido subenfriado (o comprimido) a la presión $p_1 = p_2$. La energía aplicada en el generador de vapor eleva el estado del agua, desde el de líquido subenfriado hasta el de un líquido saturado, y posteriormente, al de vapor saturado en el estado 2. En este último, el vapor sale del generador de vapor y entra a

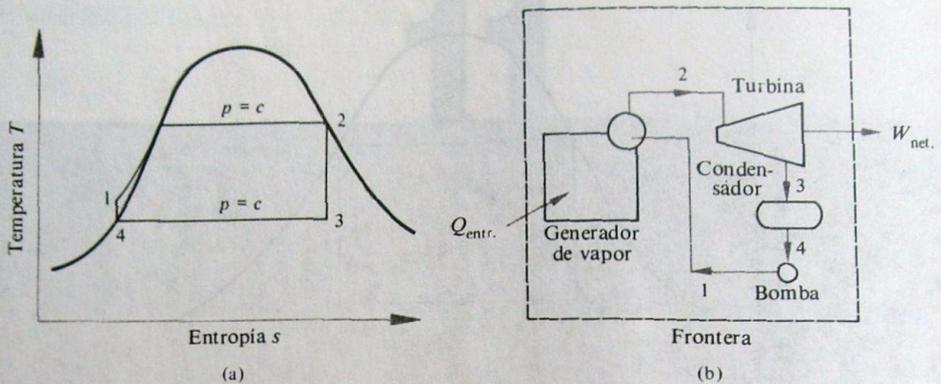


Figura 11.2 (a) Diagrama T - s correspondiente al ciclo de Rankine para un vapor. (b) Croquis de un sistema termomecánico correspondiente al mismo ciclo.

una turbina de vapor donde se expande isentrópicamente hasta el estado 3. En este punto entra al condensador y se convierte en líquido a presión constante, de 3 a 4. En el estado 4, el agua es un líquido saturado a la presión del condensador. El líquido no puede entrar al generador de vapor, que se encuentra a una presión mayor, sino hasta que su presión se iguala a la del generador. Una bomba realiza con gran facilidad esto, a diferencia del compresor en el ciclo de Carnot para vapor y aumenta la presión del líquido hasta p_2 , la que existe en la caldera. El líquido es ahora un líquido comprimido en el estado 1, y el ciclo ha quedado completo. Pero persisten los problemas, ya que si el vapor entrara a la turbina en forma de vapor saturado, como su contenido de humedad sería demasiado alto al pasar por la máquina, resultaría un choque de partículas del líquido y la erosión correspondiente de los álabes de la turbina.

Como el ciclo de Rankine se caracteriza por un calentamiento a presión constante, no hay razón para dejar de calentar el vapor cuando alcanza el estado de vapor saturado. La práctica común consiste en sobrecalentar el vapor, o sea, calentarlo hasta que alcance una temperatura mucho más elevada. La figura 11.3 ilustra la manera en que el sobrecalentamiento desplaza hacia la derecha el proceso de expansión isentrópica, evitando así un alto contenido de humedad en el vapor cuando sale de la turbina. Valores característicos de la temperatura del vapor, en el estado 2 son de 485°C a 540°C . Las limitaciones metalúrgicas impiden valores más altos. La presión no se halla limitada y puede encontrarse un más amplio intervalo de presiones.

11.3 COMPONENTES DEL CICLO DE RANKINE

Antes de que podamos determinar la eficiencia total del ciclo de Rankine es necesario calcular los valores del trabajo realizado por la turbina, del trabajo efectuado por la bomba, del calor cedido y del calor agregado. El ciclo de Rankine corresponde a un sistema cerrado; ninguna masa sale del sistema, como lo indica la frontera marcada en la figura 11.2(b).

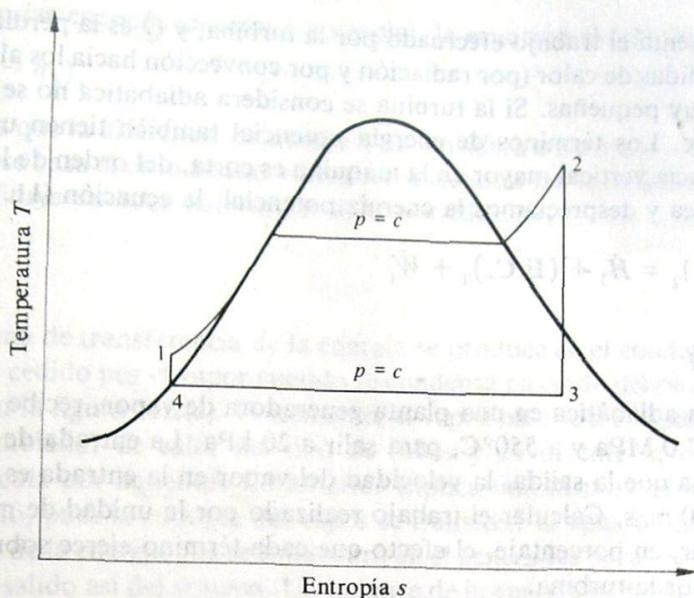


Figura 11.3 Ciclo de Rankine con vapor sobrecalentado en el estado 2.

Turbina

Examinemos los componentes del sistema, uno por uno, comenzando con la turbina, como se ilustra en la figura 11.4. En realidad hay aquí un flujo de masa a través de la frontera del sistema componente, el cual se encuentra fijo en el espacio, de modo que la turbina sola constituye un sistema abierto.

Existen muchas formas de energía que tienen que tomarse en cuenta. Hay que incluir la entalpía y las energías cinética y potencial, tanto a la entrada como a la salida, así como el trabajo que lleva a cabo la turbina y cualquier flujo de calor. Formulamos luego el balance de energía para la turbina:

$$\dot{H}_2 + (\dot{E.C.})_2 + (\dot{E.P.})_2 = \dot{H}_3 + (\dot{E.C.})_3 + (\dot{E.P.})_3 + \dot{Q} + \dot{W}_T \quad (11.1)$$

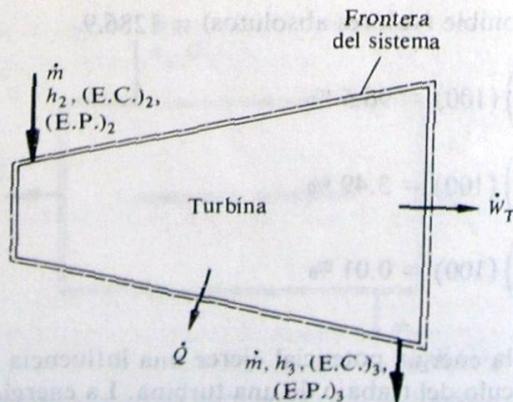


Figura 11.4 Turbina de vapor con sus respectivos términos de energía.

donde \dot{W}_T representa el trabajo efectuado por la turbina, y \dot{Q} es la pérdida de calor en la misma. Las pérdidas de calor (por radiación y por convección hacia los alrededores) generalmente son muy pequeñas. Si la turbina se considera adiabática no se produce ningún error importante. Los términos de energía potencial también tienen un efecto despreciable. La distancia vertical mayor en la máquina es corta, del orden de los 3 m. Si la turbina es adiabática y despreciamos la energía potencial, la ecuación (11.1) se vuelve

$$\dot{H}_2 + (\text{E.C.})_2 = \dot{H}_3 + (\text{E.C.})_3 + \dot{W}_T \quad (11.2)$$

Ejemplo 11.1

Una turbina adiabática en una planta generadora de vapor, recibe el fluido a una presión de 7.0 MPa y a 550°C, para salir a 20 kPa. La entrada de la turbina está 3 m más alta que la salida, la velocidad del vapor en la entrada es de 15 m/s, y la salida es 300 m/s. Calcular el trabajo realizado por la unidad de masa de vapor, y determinar, en porcentaje, el efecto que cada término ejerce sobre el trabajo efectuado por la turbina.

Al resolver la ecuación (11.1) para evaluar el trabajo realizado por la máquina en condiciones adiabáticas reversibles resulta,

$$w_T = (h_2 - h_3)_s + (\text{E.C.})_2 - (\text{E.C.})_3 + (\text{E.P.})_2 - (\text{E.P.})_3$$

$$h_2 = 3530.9 \text{ kJ/kg} \quad s_2 = 6.9486$$

$$s_3 = s_2 = s_f + x s_{fg}$$

$$6.9486 = 0.8320 + x(7.0766)$$

$$x = 0.864$$

$$h_3 = h_f + x h_{fg} = 251.4 + (0.864)(2358.3) = 2288.9 \text{ kJ/kg}$$

$$w_T = (3530.9 - 2288.9) + \frac{15^2 - 300^2}{2(1000)} + \frac{(3)(9.8)}{1000}$$

$$w_T = 1242 - 44.9 + 0.029 = 1197.1 \text{ kJ/kg}$$

Energía total disponible (valores absolutos) = 1286.9

$$\Delta h = \left(\frac{1242}{1286.9} \right) (100) = 96.5 \%$$

$$\Delta \text{E.C.} = \left(\frac{44.9}{1286.9} \right) (100) = 3.49 \%$$

$$\Delta \text{E.P.} = \left(\frac{0.029}{1286.9} \right) (100) = 0.01 \%$$

Observemos que la energía potencial ejerce una influencia mínima, y generalmente no se incluye en el cálculo del trabajo de una turbina. La energía cinética también ejerce un efecto muy pequeño, y sólo es necesario incluirla cuando se desea una gran exactitud.

Si no se incluyen las energías cinética y potencial, la ecuación (11.2) será

$$\dot{W}_T = \dot{m}(h_2 - h_3)_s \quad (11.3)$$

donde la s indica que la diferencia de entalpías se considera a entropía constante. Tal es el supuesto en que se basa el ciclo de Rankine, pero el denotar las variables que se mantienen constantes constituye un buen hábito que debemos adquirir.

Condensador

La siguiente forma de transferencia de la energía se produce en el condensador. Es decir, donde el calor es cedido por el vapor cuando se condensa pasando del estado 3 al estado 4, como se indica en la figura 11.2(a). Físicamente, el vapor pasa sobre la parte exterior de los tubos en un cambiador de calor del tipo de tubos y envolvente, mientras el agua de enfriamiento circula por aquellos. Lo anterior explica una disminución sustancial en la eficiencia del ciclo, pues la entalpía del vapor se transfiere al agua de enfriamiento. Una parte importante de la energía que se suministró en el generador para convertir en vapor el agua líquida, ha salido así del sistema. Un balance de la energía para el condensador dará por resultado una expresión de tal pérdida de energía. La figura 11.5 ilustra el condensador considerado como sistema, así como las diversas formas de energía que deben tomarse en cuenta. La energía potencial se ha despreciado en este caso, pues el efecto de la altura es pequeño. El condensador se considera adiabático, de modo que no hay flujo de calor hacia los alrededores, y la diferencia en las velocidades del agua de enfriamiento a la salida y a la entrada es muy pequeña; por tanto, el cambio en la energía cinética del agua de enfriamiento es esencialmente nulo. Si hacemos el balance de energía para el condensador obtenemos,

$$\dot{m}_{\text{sis}}(h_3 - h_4) + \dot{m}_{\text{sis}}[(E.C.)_3 - (E.C.)_4] = \dot{m}_{\text{H}_2\text{O}}(h_o - h_i) \quad (11.4)$$

La velocidad de salida del vapor de la turbina hacia el condensador puede ser alta, de manera que la energía cinética entrante deberá incluirse en el balance de energía. La conser-

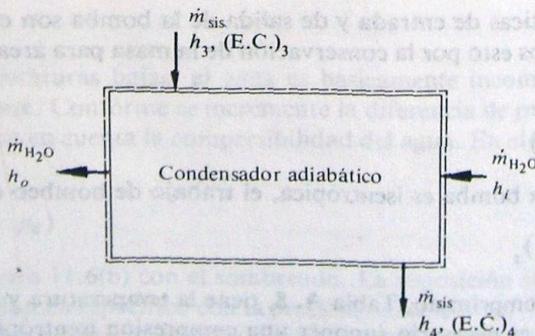


Figura 11.5 Condensador adiabático utilizado en el ciclo de Rankine, en el que se indican los flujos de masa y de energía.

vación de la masa para el sistema nos dará una apreciación de la diferencia entre las velocidades de entrada y de salida del vapor y del líquido saturado:

$$v_4 = v_3 \left(\frac{A_3}{A_4} \right) \left(\frac{v_4}{v_3} \right) \quad (11.5)$$

Si tomamos valores característicos de los volúmenes específicos a 35°C, por ejemplo, resulta que $v_4 = 0.001\ 006$ y $v_3 = 25.22$. Considerando una relación de áreas $A_3/A_4 = 100$, la ecuación (11.5) da

$$v_4 = 0.004v_3$$

Podemos concluir que la velocidad de salida del líquido saturado, del condensador, es muy pequeña en comparación con la velocidad de entrada del vapor, y por tanto, la energía cinética de salida también será muy pequeña si la comparamos con la energía cinética de entrada. Teniendo en cuenta estas consideraciones, la ecuación (11.4) es

$$\dot{m}_{\text{sis}} [(h_3 - h_4) + (\text{E.C.})_3] = \dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} (h_o - h_i) \quad (11.6)$$

donde el término del segundo miembro de la ecuación (11.6) denota la energía cedida por el sistema a los alrededores (el agua de enfriamiento). Esta energía, de unos 2100 a 2300 kJ/kg (sist.) puede ocasionar contaminación térmica. La planta de energía debe hallarse correctamente situada, a fin de reducir al mínimo el impacto producido por la energía térmica desechada en el agua de circulación del condensador (a un río o lago, por ejemplo).

Bomba

La bomba de alimentación eleva la presión del agua en el estado 4, a la misma presión del generador de vapor. La figura 11.6(a) es un esquema de la bomba, y en él se muestran los términos de la energía. Una vez más se desprecia la energía potencial, y la bomba se considera adiabática. Un balance de energía para esta máquina da por resultado

$$\dot{W}_B = \dot{m}(h_1 - h_4) + \dot{m}[(\text{E.C.})_1 - (\text{E.C.})_4] \quad (11.7)$$

pero las energías cinéticas de entrada y de salida de la bomba son esencialmente iguales entre sí. Comprobamos esto por la conservación de la masa para áreas iguales. Por tanto, el trabajo será

$$\dot{W}_B = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (11.8)$$

y si suponemos que la bomba es isentrópica, el trabajo de bombeo es

$$\dot{W}_B = \dot{m}(h_1 - h_4)_s \quad (11.9)$$

La tabla del líquido comprimido, Tabla A. 8, tiene la temperatura y la presión como datos, de modo que no es necesario suponer una compresión isentrópica. No obstante, la temperatura de salida a menudo es desconocida, de manera que conviene establecer otro método para determinar el trabajo efectuado por la bomba.

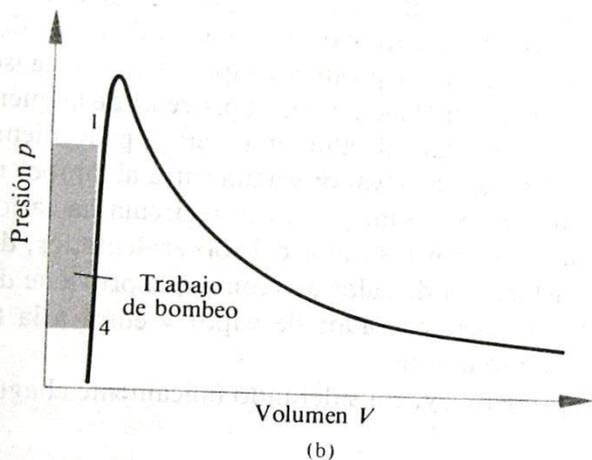
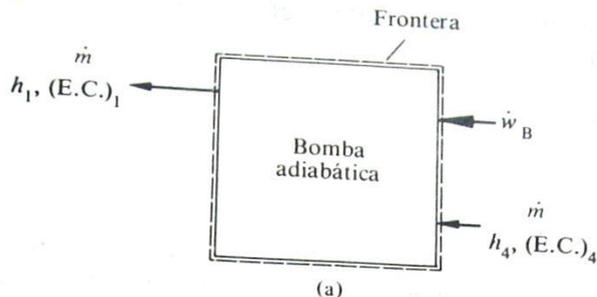


Figura 11.6 (a) Esquema de una bomba adiabática que muestra los flujos de energía. (b) Diagrama p - V que ilustra el diagrama de bombeo.

De la ecuación (11.8) podemos deducir que

$$\dot{W}_B = \dot{m} \int_4^1 dh$$

$$dh = v dp \quad \text{para el caso adiabático}$$

$$\dot{W}_B = \dot{m} \int_4^1 v dp \quad (11.10a)$$

A presiones y temperaturas bajas, el agua es básicamente incompresible y su volumen específico es constante. Conforme se incrementa la diferencia de presión entre los estados 4 y 1, deberá tomarse en cuenta la compresibilidad del agua. En el caso de incompresibilidad, el trabajo es

$$\dot{W}_B = \dot{m} v_4 (p_1 - p_4) \quad (11.10b)$$

y se indica en la figura 11.6(b) con el sombreado. La suposición siguiente sería la de variación lineal del volumen específico con la presión, como $v = v_0 + C_1 p$; entonces habría que evaluar v_0 y C_1 para el caso particular en consideración, y emplear esta información en la integral de (11.10). Debe recordarse que aun cuando es deseable una buena precisión, el efecto del trabajo de bombeo puede no admitir tal refinamiento, si la exactitud en otros

términos de energía mayores, como el trabajo efectuado por la turbina, no es tan alta. La entalpia en el estado 1 se determina fácilmente como sigue:

$$h_1 = h_4 + \int_4^1 v dp \quad (11.11)$$

Generador de vapor

Los generadores de vapor, que todavía se conocen más por *calderas*, producen vapor a partir de agua líquida. Existen muchos pasos en el funcionamiento de un generador de vapor, pero, básicamente, el agua entra al tambor principal a una temperatura menor que la de saturación. Luego pasa de este tambor a un banco de tubos donde es calentada hasta alcanzar su punto de saturación y se produce evaporación. Los gases calientes que son utilizados para calentar y evaporar el agua pueden provenir de la quema de combustible en el hogar de la caldera, o ser el escape de alta temperatura proveniente de un motor Diesel o de una turbina de gas. La mezcla de vapor y agua entra al tambor de vapor, donde éste último se acumula en su parte superior y el agua recircula hacia los tubos. El vapor, que ahora ya está saturado, pasa por los tubos del sobrecalentador, donde su temperatura se incrementa por la transferencia de calor adicional que proviene de los gases calientes. El vapor sobrecalentado sale del generador de vapor y entra a la turbina. La figura 11.7 ilustra esquemáticamente lo anterior.

Un análisis de la primera ley, considerando únicamente el agua, nos da por resultado

$$\begin{aligned} \dot{Q} + \dot{m}_s h_1 &= \dot{m}_s h_2 \\ q &= h_2 - h_1 \end{aligned} \quad (11.12)$$

El análisis de una caldera es mucho más complejo en la práctica y supone la consideración de diferentes modalidades de transferencia de calor en sus diversas secciones. No obstante, con base en el ciclo de Rankine para el agua, la ecuación (11.12) es suficiente por el momento.

11.4 EFICIENCIAS (O RENDIMIENTOS)

¿Cuál es la eficiencia térmica del ciclo de Rankine? Esta eficiencia, η_t , es igual al trabajo neto producido, dividido entre el valor de lo que hubo que emplear para producir dicho

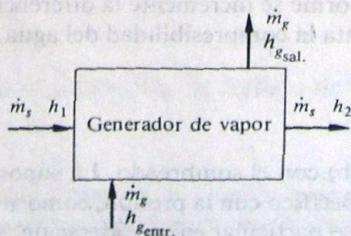


Figura 11.7 Esquema de un generador de vapor (o caldera). El subíndice *s* corresponde al vapor (*steam*) y el subíndice *g* a los gases de combustión.

trabajo, o sea, el calor suministrado. Por tanto,

$$\eta_t = \frac{\dot{W}_{\text{net.}}}{\dot{Q}_{\text{entr.}}} = \frac{\dot{W}_T - \dot{W}_B}{\dot{m}(h_2 - h_1)} \quad (11.13)$$

Ejemplo 11.2

Una planta de potencia de vapor funciona con base en un ciclo de Rankine. El vapor de agua entra a la turbina a 7.0 MPa y a 550°C, con una velocidad de 30 m/s. Se descarga luego a un condensador, a 20 kPa y con una velocidad de 90 m/s. Determinar la eficiencia térmica y la potencia neta producida que corresponde a una circulación o flujo de vapor de 37.8 kg/s. La figura 11.2(a) ilustra el diagrama del ciclo de Rankine.

La eficiencia térmica se obtiene mediante la determinación de w_B , w_T , $q_{\text{entr.}}$

$$h_2 = 3530.9 \text{ kJ/kg} \quad s_2 = 6.9486 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

El proceso 2-3 es isentrópico; $s_3 = s_2$

$$x = 0.864 \quad h_3 = 2288.9 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 = h_f = 251.4$$

$$h_1 = 251.4 + (0.001017)(7000 - 20) = 258.5 \text{ kJ/kg}$$

$$w_B = (h_1 - h_4) = 7.1 \text{ kJ/kg}$$

$$w_T = (h_2 - h_3) + (\text{E.C.})_2 - (\text{E.C.})_3 \quad \text{de la ecuación (11.2)}$$

$$w_T = (3530.9 - 2288.9) + \frac{30^2 - 90^2}{2(1000)} = 1238.4 \text{ kJ/kg}$$

$$w_{\text{net.}} = \sum w = w_T + w_B = 1231.3 \text{ kJ/kg}$$

$$q_{\text{entr.}} = (h_2 - h_1) = (3530.9 - 258.5) = 3272.4 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_t = \frac{w_{\text{net.}}}{q_{\text{entr.}}} = \frac{1231.3}{3272.4} = 0.376 \text{ o bien, } 37.6 \%$$

La potencia neta producida, \dot{W} , vale

$$\dot{W} = \dot{m}w_{\text{net.}} = (37.8)(1231.3) = 46\,543 \text{ kW}$$

La turbina y la bomba se supusieron ideales en el caso anterior, ya que no se consideró ninguna irreversibilidad de las que se producen en las máquinas reales. Para tener en cuenta estos efectos por funcionamiento no ideal se utiliza la *eficiencia interna* de la turbina y de la bomba. Los fabricantes determinan en forma experimental la eficiencia interna; η' , de estas máquinas; una vez conocida, su valor puede utilizarse para calcular el trabajo real producido o consumido. ¿Qué es una eficiencia? Recordemos que toda eficiencia es la relación entre lo que se produce y lo que se emplea o gasta para ello. Una turbina produce trabajo, de modo que la eficiencia interna de la turbina, η'_T , será la relación del trabajo efectuado realmente por el vapor en el interior de la turbina, y el que se habría realizado

de manera ideal. La diferencia entre estos trabajos constituye la pérdida ocasionada por las irreversibilidades en la turbina:

$$\eta'_T = \frac{(h_2 - h_3)_{\text{real}}}{(h_2 - h_3)_s} \quad (11.14)$$

La eficiencia interna determina el grado de utilización óptima de la energía disponible. El denominador, $(h_2 - h_3)_s$, es la energía disponible del vapor; el numerador, $(h_2 - h_3)_{\text{real}}$, es la cantidad de energía disponible que se utiliza como trabajo. Una vez conocida la eficiencia interna de una turbina se puede calcular la entalpía real del vapor de salida de la misma.

Ejemplo 11.3

Una turbina de vapor, con una eficiencia interna de 90%, recibe vapor a 7.0 MPa y 550°C, y lo descarga a 20 kPa. Determinar el trabajo realizado por la turbina, la entalpía del vapor de escape y la calidad de este vapor de salida.

$$h_2 = 3530.9 \text{ kJ/kg} \quad s_3 = s_2$$

$$s_2 = 6.9486 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \quad h_3 = 2288.9 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta'_T = 0.90 = \frac{h_2 - h_3}{(h_2 - h_3)_s}$$

$$h_3 = 2413.1 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = h_f + x h_{fg} \quad 2413.1 = 251.4 + x(2358.3)$$

$$x = 0.916 \text{ o bien, } 91.6\%$$

$$w_T = h_2 - h_3 = 1117.8 \text{ kJ/kg}$$

La eficiencia interna de dispositivos consumidores de energía siempre parece de difícil comprensión, pero es útil considerar tal eficiencia desde el punto de vista de la energía disponible. La eficiencia interna de una bomba, η'_B , es la relación entre el incremento en la energía disponible del fluido cuando pasa por la bomba, y la energía disponible que se utiliza para lograr el efecto deseado:

$$\eta'_B = \frac{\dot{m}(h_1 - h_4)_s}{\dot{W}_B} \quad (11.15)$$

La eficiencia interna de una bomba también conviene considerarla como lo que cuesta (es decir, el trabajo real efectuado por la bomba) mover el agua a un mayor estado energético, como indica $(h_1 - h_4)_s$.

11.5 CICLOS CON REGENERACIÓN

Hasta ahora hemos visto cómo se produce potencia motriz en un sistema multifásico, y examinado algunos de los factores de eficacia que deben considerarse: el sobrecalentamiento

miento y la eficiencia interna. Consideremos ahora las formas en que podemos mejorar la eficiencia termodinámica del ciclo.

Cuando se piensa en mejorar la eficiencia, puede ocurrirse que si se calentara el agua (es decir, se precalentara) antes de entrar al generador de vapor, entonces no habría que suministrar tanta energía a la caldera. Sin embargo, tendríamos que hacer esto de manera que tampoco tuviéramos necesidad de proporcionar energía desde los alrededores. Otro problema es la pérdida de energía en el condensador. Si parte del vapor se toma de la turbina antes que llegue al condensador, y se utiliza para precalentar el agua de alimentación, entonces se logran dos propósitos: (1), el calor de precalentamiento se obtiene sin necesidad de un suministro adicional de energía, y (2), la entalpia (o calor latente) de evaporación no se pierde al pasar del sistema al condensador. Un ciclo de vapor en donde se emplea este tipo de calentamiento previo del agua de alimentación se denomina *ciclo regenerativo* o *con regeneración*. La parte (a) de la figura 11.8 ilustra uno de estos ciclos, y en (b) se muestra su correspondiente diagrama T - s . Observemos que el único flujo de energía térmica a través de la frontera del sistema se produce en el generador de vapor y en el con-

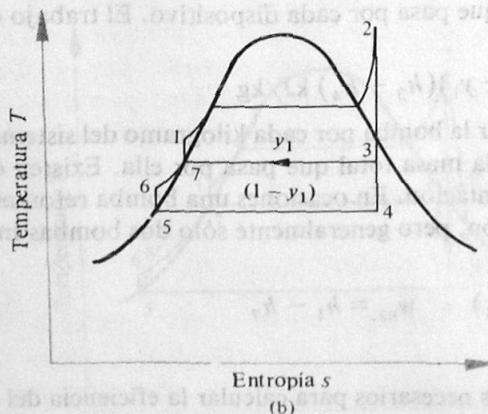
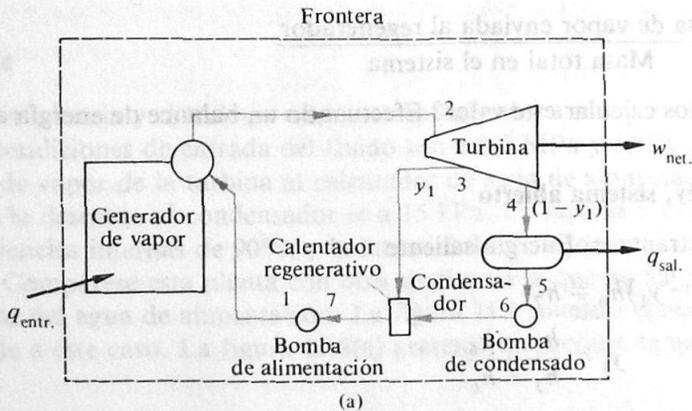


Figura 11.8 (a) Croquis de un ciclo de regeneración con una etapa de recalentamiento regenerativo. (b) Diagrama T - s del ciclo regenerativo con una etapa de precalentamiento del agua de alimentación.

densador. El calentador regenerativo del agua de alimentación* se halla dentro de la frontera del sistema, de modo que su efecto únicamente ocurre sobre el calor agregado y sobre el trabajo realizado por la turbina.

En el análisis anterior correspondiente a los calentadores regenerativos existen ciertas suposiciones implícitas. La primera es en el sentido de que toda el agua que sale del regenerador lo hace con la entalpía de líquido saturado correspondiente a la presión del vapor de entrada, y que dicho calentador es del tipo de contacto directo. Un método que se emplea en el caso de cambiadores de calor del tipo de envolvente y tubos consiste en enviar los escurrimientos (o "drenes") de vuelta al cambiador de calor precedente, que es el propio condensador. También puede usarse una bomba independiente. Sin embargo, tantos detalles oscurecen el estudio en esta etapa del análisis termodinámico.

Cuando se analizan problemas relacionados con plantas de energía, conviene realizar las operaciones considerando la unidad de masa, y al concluir el problema, incorporar las verdaderas intensidades de flujo de masa. En las figuras 11.8(a) y 11.8(b), el símbolo y representa la fracción de extracción, o sea, la de la masa total en el sistema que sale de la turbina para dirigirse al calentador regenerativo de agua de alimentación. En el caso en cuestión,

$$y_1 = \frac{\text{Masa de vapor enviada al regenerador}}{\text{Masa total en el sistema}} \quad (11.16)$$

¿Cómo podemos calcular este valor? Efectuando un balance de energía en dicho calentador:

Primera ley, sistema abierto

Energía entrante = Energía saliente

$$y_1 h_3 + (1 - y_1) h_6 = h_7$$

$$y_1 = \frac{h_7 - h_6}{h_3 - h_6} \quad (11.17)$$

Cuando se calculan el trabajo efectivo (en la turbina) y el de bombeo no debe perderse de vista la cantidad de fluido que pasa por cada dispositivo. El trabajo efectivo por kilogramo en el sistema es

$$w_T = (h_2 - h_3) + (1 - y_1)(h_3 - h_4) \text{ kJ/kg} \quad (11.18)$$

El trabajo realizado por la bomba por cada kilogramo del sistema tendrá que modificarse según la fracción de la masa total que pasa por ella. Existen dos bombas, una de condensado y otra de alimentación. En ocasiones una bomba reforzadora o "booster" se tiene antes de la alimentación, pero generalmente sólo dos bombas intervienen en el ciclo básico.

$$w_B = (h_6 - h_5)(1 - y_1) \quad w_{B2} = h_1 - h_7$$

$$w_p = w_{p1} + w_{p2} \quad (11.19)$$

Esto proporciona los medios necesarios para calcular la eficiencia del ciclo, pero, ¿dónde se localiza el calentador?

* N. del S. Este dispositivo puede llamarse, lógicamente, regenerador.

Ubicación óptima del calentador

Consideremos dos casos, uno en el que un calentador emplea vapor que no ha llegado a la turbina, y otro en el que se utiliza vapor que sale de aquella. ¿Cuál es la ventaja en cada caso? Ni uno ni otro mejoran la eficiencia del ciclo. En el segundo, la temperatura del vapor saliente es la misma que la del líquido que sale del condensador, y no puede ocurrir ninguna transferencia de calor. En el primer caso, el cambiador de calor únicamente actúa como medio de interacción entre el generador de vapor y el regenerador, y no se gana ningún aumento de eficiencia.

En algún lugar entre la entrada y la salida de la turbina se encuentra el punto óptimo para el funcionamiento de un regenerador. Determinar su ubicación constituye un procedimiento de ensayo y error. Por el momento basta darnos cuenta de que el punto óptimo se presenta luego de utilizar vapor en la realización de cierto trabajo, y antes de que lo descargue la turbina. En el caso de un calentador regenerativo para agua de alimentación, el punto óptimo es aquel donde la temperatura de salida del agua calentada se encuentra a la mitad entre la temperatura del vapor saturado de la caldera y la temperatura del líquido en el condensador.

Ejemplo 11.4

Calcular la eficiencia y el trabajo neto correspondientes a una planta de vapor donde las condiciones de entrada del fluido son a 6.0 MPa y 500°C, se tiene una extracción de vapor de la turbina al calentador de agua de alimentación a 800 kPa, y la descarga al condensador es a 15 kPa. La turbina y la bomba tienen ambas eficiencias internas de 90%, y la intensidad del flujo de agua es de 63.0 kg/s. Compárese esta planta con otra similar en la que no haya calentamiento regenerativo del agua de alimentación. La figura 11.9 muestra el diagrama T - s que corresponde a este caso. La figura 11.8(a) presenta un croquis de una planta de este tipo.

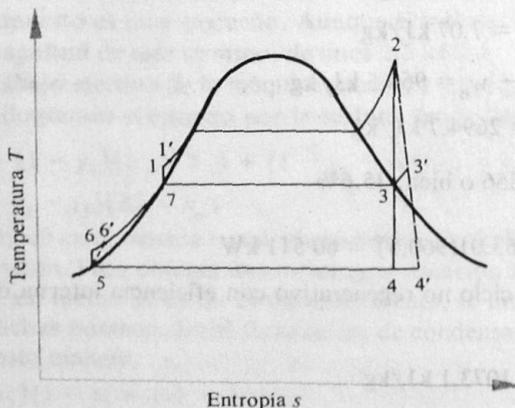


Figura 11.9 Diagrama T - s para una etapa de calentamiento regenerativo; la expansión en la turbina es adiabática. Es también el diagrama T - s correspondiente al Ejemplo 11.4.

Determinación de las entalpías en los estados 1 a 7:

$$h_2 = 3422.2 \text{ kJ/kg} \quad h_{3'} = 2870.2 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{4s} = 2229.9 \text{ kJ/kg} \quad h_5 = 225.94 \text{ kJ/kg}$$

$$h_7 = 721.11 \text{ kJ/kg}$$

$$0.90 = \frac{h_2 - h_{3'}}{h_2 - h_3} \quad 0.90 = \frac{h_2 - h_{4'}}{h_2 - h_4}$$

$$h_{3'} = 2925.4 \text{ kJ/kg} \quad h_4 = 2349.1 \text{ kJ/kg}$$

$$h_6 = h_5 + \int_5^6 v dp = 225.94 + (0.001014)(800 - 15)$$

$$h_6 = 226.7 \text{ kJ/kg}$$

$$h_1 = h_7 + \int_7^1 v dp = 721.11 + (0.001115)(6000 - 800)$$

$$h_1 = 726.9 \text{ kJ/kg}$$

Hay que aplicar ahora al calentador la primera ley para determinar y_1 :

$$y_1 = \frac{h_7 - h_{6'}}{h_{3'} - h_{6'}} = 0.183 \quad (1 - y_1) = 0.817$$

$$w_T = (h_2 - h_{3'}) + (1 - y_1)(h_{3'} - h_{4'}) = 967.6 \text{ kJ/kg}$$

$$0.90 = \frac{h_6 - h_5}{h_{6'} - h_5} \quad h_{6'} = 226.78 \text{ kJ/kg}$$

$$0.90 = \frac{h_1 - h_7}{h_{1'} - h_7} \quad h_{1'} = 727.5 \text{ kJ/kg}$$

Cálculo del trabajo total de bombeo:

$$w_{B1} = (h_{6'} - h_5)(1 - y_1) = 0.68 \text{ kJ/kg}$$

$$w_{B2} = h_{1'} - h_7 = 6.39 \text{ kJ/kg}$$

$$w_B = w_{B1} + w_{B2} = 7.07 \text{ kJ/kg}$$

$$w_{\text{net.}} = \sum w = w_T - w_B = 960.5 \text{ kJ/kg}$$

$$q_{\text{entr.}} = h_2 - h_{1'} = 2694.7 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_t = \frac{w_{\text{net.}}}{q_{\text{entr.}}} = 0.356 \text{ o bien, } 35.6\%$$

$$\dot{W} = \dot{m} w_{\text{net.}} = (63.0)(960.5) = 60\,511 \text{ kW}$$

En el caso de un ciclo no regenerativo con eficiencia interna de 90% en la turbina y en la bomba:

$$w_1 = h_2 - h_{4'} = 1073.1 \text{ kJ/kg}$$

$$w_B = \int_{p_5}^{p_s} \frac{v_5 dp}{\eta_B} = 6.7 \text{ kJ/kg}$$

$$w_{\text{net.}} = \sum w = 1066.4 \text{ kJ/kg}$$

$$q_{\text{entr.}} = h_2 - (h_5 + w_B) = 3189.5 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_t = \frac{w_{\text{net.}}}{q_{\text{entr.}}} = 0.334 \text{ o bien, } 33.4 \%$$

El empleo del calentador mejoró en un 6.6% la eficiencia básica del ciclo.

Como hemos visto, la eficiencia total de la planta de energía se incrementa cuando se usa un calentador de agua de alimentación. Si uno es conveniente, dos lo serán más, y así sucesivamente. Esto es verdad pero sólo hasta cierto punto. La eficiencia mejora conforme se utilizan más calentadores de agua de alimentación, pero la ganancia de eficiencia es contrarrestada por el incremento en los costos de mantenimiento y de capital. Generalmente, plantas pequeñas, como las instaladas a bordo de los barcos, cuentan con dos calentadores regenerativos, y las grandes plantas estacionarias llegan a tener seis. La ubicación de los calentadores de regeneración se encuentra fuera de los alcances de este capítulo, pero, una vez más, lo anterior implica un proceso de aproximaciones sucesivas. Idealmente, la temperatura del agua de alimentación se eleva en cantidades iguales a través de cada calentador ubicado entre el condensador y la caldera o generador de vapor. La temperatura del vapor saturado de la caldera y la temperatura del líquido del condensador son los dos límites que se emplean.

Considérese ahora una planta de vapor con tres calentadores de agua de alimentación. Estableceremos expresiones para calcular la eficiencia térmica correspondiente a esta planta de energía. La parte (a) de la figura 11.10 es un croquis de la planta, y la parte (b), el diagrama T - s correspondiente a las trayectorias del vapor. Una vez más, los símbolos y_1 , y_2 y y_3 representan las fracciones de vapor extraído en cada etapa de precalentamiento del agua de alimentación. Las bombas de los condensados (o "drenes") se incluyeron en el esquema, pero se tiene como base la suposición de que toda el agua que sale de un calentador es líquido saturado a la presión del vapor de extracción. Se considera que el trabajo total de bombeo se produce con la bomba de alimentación y la de condensado. Idealmente debe incluirse el trabajo correspondiente a cada bomba de drene, pero el error ocasionado por este supuesto es muy pequeño. Aunque el trabajo de bombeo presentara un error de 25%, la magnitud de este término, de unos 2.5 kJ/kg, resulta muy pequeña si se la compara con el trabajo efectivo de la máquina motriz, 1 000 kJ/kg aproximadamente.

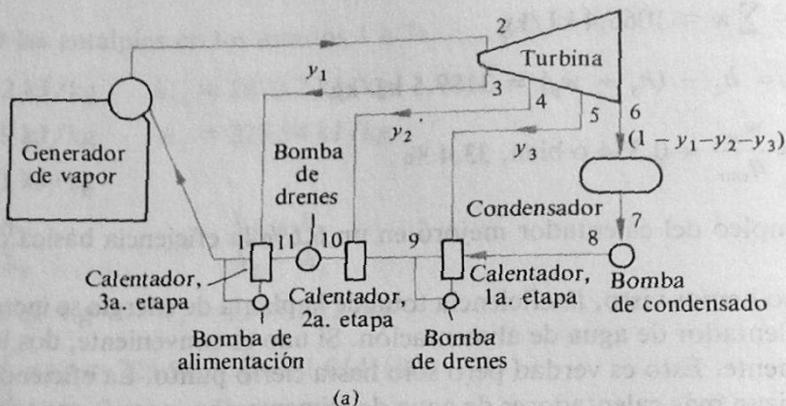
El trabajo (por kilogramo) efectuado por la turbina en el sistema es

$$w_T = (h_2 - h_3) + (1 - y_1)(h_3 - h_4) + (1 - y_1 - y_2)(h_4 - h_5) + (1 - y_1 - y_2 - y_3)(h_5 - h_6) \quad (11.20)$$

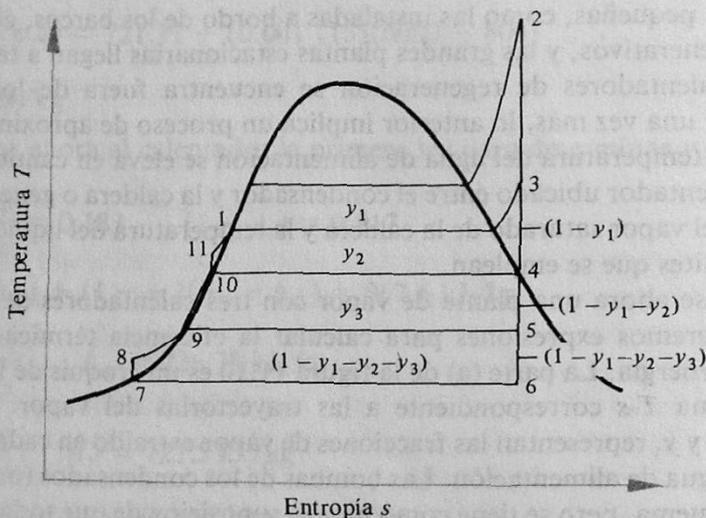
El trabajo de bombeo en el sistema se calcula sumando los trabajos de las bombas de condensado y alimentación. Para obtener una mejor aproximación al valor de este trabajo real de bombeo, pero sin incluir el de las bombas de drenes, se introduce la fracción de fluido que pasa por dichas bombas. En el flujo de las de condensado y de alimentación, respectivamente. De esta manera.

$$w_{B1} = v_7(p_{10} - p_7)(1 - y_1 - y_2)$$

$$w_{B2} = v_{10}(p_1 - p_{10})(1)$$



(a)



(b)

Figura 11.10 (a) Croquis de una planta con tres etapas del calentamiento regenerativo. (b) Diagrama T - s para el ciclo con regeneración en tres etapas.

$$w_B = w_{B1} + w_{B2} \quad (11.21)$$

El calor suministrado (por kilogramo) es

$$q_{\text{entr.}} = h_2 - h_1 \quad (11.22)$$

y de la ecuación (11.13), la eficiencia térmica total es

$$\eta_t = \frac{w_{\text{net.}}}{q_{\text{entr.}}}$$

A fin de evaluar la eficiencia termodinámica o térmica del ciclo debemos calcular el flujo en cada calentador. Esto se logra realizando un balance de energía para cada unidad. El método más fácil de obtener la solución realizando cálculos a mano consiste en considerar por orden cada calentador y determinar el flujo, conociendo el del dispositivo anterior. Se realiza ahora un balance de energía para el calentador de la tercera etapa:

Sistema abierto, primera ley

Energía entrante = Energía saliente

$$y_1 h_3 + (1 - y_1) h_{11} = h_1$$

$$y_1 = \frac{h_1 - h_{11}}{h_3 - h_{11}} \quad (11.23)$$

Un balance de energía para el calentador de la segunda etapa da por resultado:

Sistema abierto, primera ley

Energía entrante = Energía saliente

$$y_2 h_4 + (1 - y_1 - y_2) h_9 = (1 - y_1) h_{10}$$

$$y_2 = \frac{(1 - y_1)(h_{10} - h_9)}{h_4 - h_9} \quad (11.24)$$

Como y_1 se conoce de la ecuación (11.23), podemos calcular y_2 . Realizando un balance de energía para el calentador de la primera etapa:

Sistema abierto, primera ley

Energía entrante = Energía saliente

$$y_3 h_5 + (1 - y_1 - y_2 - y_3) h_8 = (1 - y_1 - y_2) h_9$$

$$y_3 = \frac{(1 - y_1 - y_2)(h_9 - h_8)}{h_5 - h_8} \quad (11.25)$$

De manera que se pueden calcular así todos los flujos secundarios, y el trabajo de la turbina se obtiene a partir de la ecuación (11.20). El lector puede preguntarse por qué las ecuaciones correspondientes al balance de las fracciones de masa son válidas desde el punto de vista físico. ¿Qué sucede en el calentador que permite el empleo de las entalpías de los fluidos a la entrada y a la salida? El líquido entrante es calentado por el vapor extraído, que se condensa hasta alcanzar la misma temperatura del vapor. Se tiene una "trampa de vapor", similar a la de algunos calefactores domésticos de vapor, la cual evita que éste salga del cambiador de calor en tanto no sea un líquido. De manera que toda el agua líquida que fluye del cambiador de calor se encuentra a una misma temperatura. Este cambiador térmico es ideal; en realidad, el agua sale hasta cierto punto con temperatura menor que la del vapor condensado.

Ejemplo 11.5

Una planta de vapor funciona con base en un ciclo regenerativo de tres etapas. El vapor entra a la turbina a 7.0 MPa y 550°C, y se extraen fracciones a 2.0 MPa, 600 kPa, y 100 kPa destinadas al calentamiento del agua de alimentación. El vapor restante es descargado a 7.5 kPa hacia el condensador. Calcular la eficiencia térmica total de esta planta.

Cálculo de las entalpías correspondientes a los estados que se indican en la figura 11.10(a).

$$h_2 = 3530.9 \quad h_3 = 3132.4 \quad h_4 = 2841.7$$

$$h_5 = 2522.3 \quad h_6 = 2166.4 \quad h_7 = 168.79$$

$$h_9 = 417.46 \quad h_{10} = 670.56$$

$$h_1 = 908.79$$

$$h_8 = h_7 + v_7 \Delta p = 168.79 + (0.001\ 008)(600 - 7.5) = 169.39$$

$$h_{11} = h_{10} + v_{10} \Delta p = 670.56 + (0.001\ 100)(7000 - 600) = 677.6$$

A partir del análisis según la primera ley para el calentador de alta presión,

$$y_1 = \frac{h_1 - h_{11}}{h_3 - h_{11}} = 0.0941 \quad 1 - y_1 = 0.9059$$

De la misma manera,

$$y_2 = \frac{(1 - y_1)(h_{10} - h_9)}{h_4 - h_9} = 0.0946$$

y

$$y_3 = \frac{(1 - y_1 - y_2)(h_9 - h_8)}{h_5 - h_8} = 0.0855$$

El trabajo realizado por la turbina es

$$w_T = (h_2 - h_3) + (1 - y_1)(h_3 - h_4) + (1 - y_1 - y_2)(h_4 - h_5) \\ + (1 - y_1 - y_2 - y_3)(h_5 - h_6)$$

$$w_T = 1179.3 \text{ kJ/kg}$$

Los trabajos de bombeo son

$$w_{B1} = (h_8 - h_7)(1 - y_1 - y_2) = 0.48 \text{ kJ/kg}$$

donde el trabajo en la bomba de drenaje se incluye en w_{B1} introduciendo la fracción y_3 ; de modo que

$$w_{B2} = (h_{11} - h_{10})(1) = 7.04 \text{ kJ/kg}$$

y el trabajo de la bomba de drenaje se incluye en w_{B2} introduciendo la fracción y_1 :

$$w_B = w_{B1} + w_{B2} = 7.52 \text{ kJ/kg}$$

$$w_{\text{net.}} = \sum w = 1171.78 \text{ kJ/kg}$$

$$q_{\text{entr.}} = h_2 - h_1 = 2622.1 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_t = \frac{w_{\text{net.}}}{q_{\text{entr.}}} = 0.446 \text{ o bien, } 44.6\%$$

11.6 CICLOS CON RECALENTAMIENTO

La eficiencia térmica de una planta de vapor se mejoró con el empleo del precalentamiento del agua de alimentación, pero, ¿es eso todo lo que podemos hacer? No. Es posible también volver a calentar el vapor hasta una temperatura elevada después de que se ha expandido parcialmente en la turbina. Una parte considerable del trabajo a realizar por el vapor se ha obtenido ya cuando la presión es tal que el vapor se encuentra saturado o casi saturado. Tal punto es, el lugar adecuado para que el vapor pueda volverse a sobrecalentar. El fluido se lleva luego de nuevo a la turbina, y se expande ahí hasta la presión del condensador. La figura 11.11 muestra un croquis (a) y un diagrama T - s (b) correspondientes al ciclo de recalentamiento. El vapor se expande en la turbina hasta llegar al estado 3, punto en el cual es extraído y resobrecalentado a presión constante hasta el estado 4. La temperatura del vapor en este último estado difiere generalmente en unos 25°C de la temperatura en el estado 2. El vapor vuelve a entrar a la turbina en el estado 4 y se expande hasta la presión del condensador, en el estado 5. El vapor es condensado, y el líquido resultante bombeado nuevamente al generador de vapor, completándose así el ciclo.

Para calcular la eficiencia térmica correspondiente al ciclo de recalentamiento debemos evaluar los términos de trabajo y calor suministrado. Un balance de energía para la turbina da por resultado:

$$\dot{W}_T = \dot{m}[(h_2 - h_3) + (h_4 - h_5)] \quad (11.26)$$

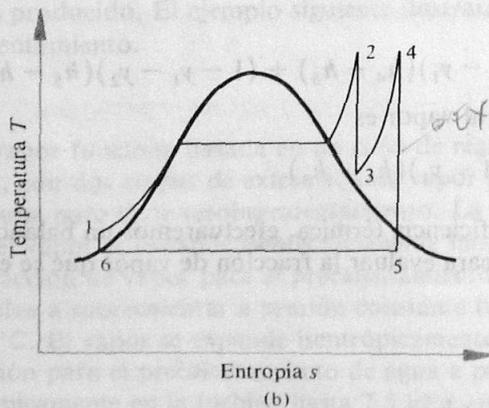
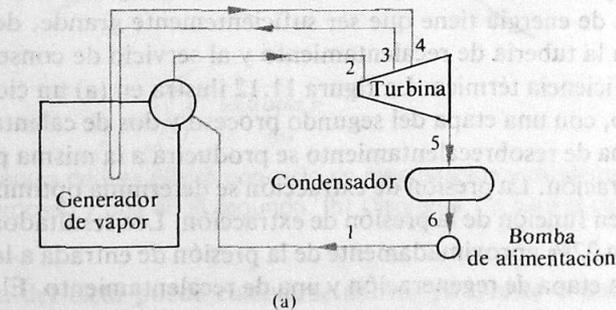


Figura 11.11 (a) Croquis de una planta con una etapa de recalentamiento. (b) Diagrama T - s correspondiente a dicha etapa de recalentamiento.

En la ecuación (11.26) no interviene una expansión isentrópica, pero es válida para cualquier eficiencia de la turbina. El trabajo de la bomba es el que anteriormente calculamos con la ecuación (11.10a); en este caso.

$$\dot{W}_B = \dot{m} \int_6^1 v dp$$

La energía suministrada al ciclo proviene del generador de vapor y se puede calcular mediante un balance de la energía para la caldera:

$$\dot{Q}_{\text{entr.}} = \dot{m}[(h_2 - h_1) + (h_4 - h_3)] \quad (11.27)$$

La eficiencia térmica es entonces

$$\eta_t = \frac{[(h_2 - h_3) + (h_4 - h_5)] - \int_6^1 v dp}{(h_2 - h_1) + (h_4 - h_3)} \quad (11.28)$$

11.7 CICLO CON REGENERACIÓN Y RECALENTAMIENTO

El lector quizá ya pensó que si se combinaran los ciclos de recalentamiento y de regeneración, la eficiencia total se mejoraría aún más. El ciclo regenerativo y con recalentamiento consiste por lo general en una etapa de recalentamiento y dos o más etapas de regeneración. La planta de energía tiene que ser suficientemente grande, de manera que el costo mayor debido a la tubería de recalentamiento y al servicio de conservación, se compense con la mayor eficiencia térmica. La figura 11.12 ilustra en (a) un ciclo con regeneración y recalentamiento, con una etapa del segundo proceso y dos de calentamiento regenerativo. La primera etapa de resobrecalentamiento se producirá a la misma presión que la primera etapa de regeneración. La presión de extracción se determina optimizando la eficiencia total de la planta en función de la presión de extracción. Los resultados indican que esta presión es de 16% a 22% aproximadamente de la presión de entrada a la turbina en el caso de un ciclo con una etapa de regeneración y una de recalentamiento. El trabajo realizado por la turbina es

$$w_T = (h_2 - h_3) + (1 - y_1)(h_4 - h_5) + (1 - y_1 - y_2)(h_5 - h_5) \quad (11.29)$$

El calor suministrado al vapor es

$$q_{\text{entr.}} = (h_2 - h_1) + (1 - y_1)(h_4 - h_3) \quad (11.30)$$

Antes de calcular la eficiencia térmica, efectuaremos un balance de energía en el calentador de alimentación para evaluar la fracción de vapor que se extrajo en cada etapa:

$$y_1 = \frac{h_{10} - h_9}{h_3 - h_9} \quad (11.31)$$

$$y_2 = \frac{(1 - y_1)(h_9 - h_8)}{h_5 - h_8} \quad (11.32)$$

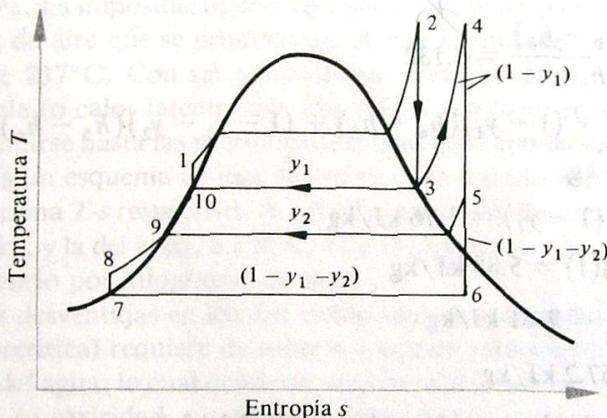
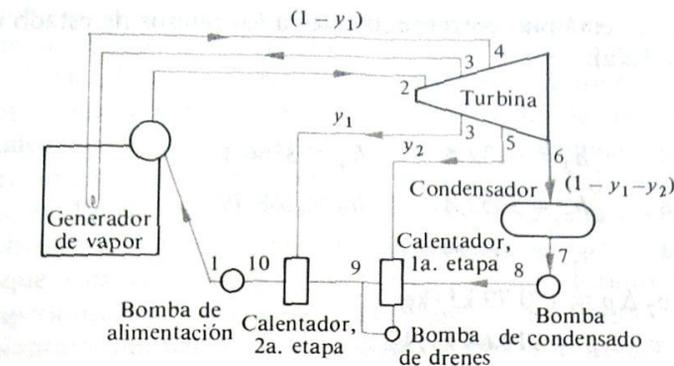


Figura 11.12 (a) Croquis de una planta con ciclo de regeneración y recalentamiento, con dos etapas en el primer proceso y una en el segundo. (b) Diagrama T - s para el ciclo anterior.

La eficiencia térmica del ciclo puede calcularse ahora, ya que se conoce el calor suministrado y el trabajo producido. El ejemplo siguiente ilustrará el análisis de un ciclo con regeneración y recalentamiento.

Ejemplo 11.6

Una planta de vapor funciona basada en un ciclo de regeneración y recalentamiento, con dos etapas de extracción de vapor para el calentamiento regenerativo, y una para el de resobrecalentamiento. La turbina recibe vapor a 7.0 MPa y 550°C; el vapor se expande isentrópicamente hasta 2.0 MPa, punto donde se extrae una fracción de vapor para el precalentamiento de agua de alimentación, y el resto se vuelve a sobrecalentar a presión constante hasta que la temperatura alcanza los 540°C. El vapor se expande isentrópicamente hasta 400 kPa, donde se retira una fracción para el precalentamiento de agua a presión baja; el resto se expande isentrópicamente en la turbina hasta 7.5 kPa, presión con la que entra en el condensador. Calcular la eficiencia térmica total. La bomba de alimentación se localiza después del calentador de la segunda etapa.

Determinar las entalpías correspondientes a los puntos de estado que se indican en la figura 11.12(a).

$$h_2 = 3530.9 \quad h_3 = 3132.4 \quad h_4 = 3556.1$$

$$h_5 = 3053.8 \quad h_6 = 2352.8 \quad h_7 = 168.79$$

$$h_9 = 604.74 \quad h_{10} = 908.79$$

$$h_8 = h_7 + v_7 \Delta p = 170.79 \text{ kJ/kg}$$

$$h_1 = h_{10} + v_{10} \Delta p = 914.64 \text{ kJ/kg}$$

$$y_1 = \frac{h_{10} - h_9}{h_3 - h_9} = 0.12 \quad (1 - y_1) = 0.88$$

$$y_2 = \frac{(1 - y_1)(h_9 - h_8)}{h_5 - h_8} = 0.132$$

$$w_T = (h_2 - h_3) + (1 - y_1)(h_4 - h_5) + (1 - y_1 - y_2)(h_5 - h_6)$$

$$w_T = 1364.8 \text{ kJ/kg}$$

$$w_{B_1} = (h_8 - h_7)(1 - y_1) = 1.76 \text{ kJ/kg}$$

$$w_{B_2} = (h_1 - h_{10})(1) = 5.85 \text{ kJ/kg}$$

$$w_B = w_{B_1} + w_{B_2} = 7.61 \text{ kJ/kg}$$

$$w_{\text{net.}} = \sum w = 1357.2 \text{ kJ/kg}$$

$$q_{\text{entr.}} = (h_2 - h_1) + (1 - y_1)(h_4 - h_3) = 2989.1 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_i = \frac{w_{\text{net.}}}{q_{\text{entr.}}} = 0.454 \text{ o bien, } 45.4\%$$

Como podemos ver por el valor de la eficiencia térmica total del ejemplo anterior, la inclusión del recalentamiento y de la regeneración en el diseño del ciclo aporta significativos resultados, ya que se requiere así menos combustible para producir la misma potencia.

11.8 CICLOS BINARIOS Y DE PRESIÓN SUPERCRÍTICA

La industria ha perfeccionado otros tipos de ciclos para las plantas energéticas de vapor; el de presión supercrítica y el de vapores binarios son dos ejemplos. Explicaremos, pero por el momento no analizaremos, estos ciclos, y se señalará por qué se emplean o han sido utilizados.

Hemos visto que cuantos más procesos *reversibles* se produzcan dentro de un ciclo, tanto mayor será la eficiencia del mismo. Para transmitir reversiblemente calor, éste debe ser transferido entre dos sistemas que estén a la misma temperatura, o bien, que sus temperaturas sean lo más cercanas posibles. La temperatura en el interior de un hogar de caldera es de unos 1370°C. Si los gases de combustión a esta temperatura se utilizan para evaporar agua a 7.0 MPa, cuya temperatura de saturación es de 286°C, se producirán im-

portantes irreversibilidades en el proceso de transferencia de calor. Una manera de vencer este obstáculo consiste en hacer que el generador de vapor opere a una presión mayor que la presión crítica del agua. El límite metalúrgico para la temperatura de los tubos de generación de vapor, es de unos 600°C . En una caldera o generador de presión supercrítica la transferencia de calor se realiza a presión constante, pero se elimina la ineficiencia ocasionada por el intercambio de gran parte del calor a temperatura baja constante, como sucede en la evaporación. En la figura 11.13 se muestran los diagramas T - s correspondientes a la presión supercrítica y a la de 7.0 MPa , con calentamiento hasta la misma temperatura.

Otro método que se experimentó fue el empleo de un fluido distinto del agua y que se evapore a una temperatura cercana al límite metalúrgico. Si tal fluido pudiera expandirse hasta la temperatura normal del condensador, alrededor de 32°C , entonces se mejoraría la eficiencia del ciclo. Una sustancia que se adapta al citado límite superior de temperatura, es el mercurio. No obstante, a 32°C la presión de vapor del mercurio es del orden de los 0.07 Pa . Es imposible operar con este vacío en las plantas de potencia, debido a las infiltraciones de aire que se producirían. A una presión de 7.0 kPa , la temperatura del mercurio es de 237°C . Con tal temperatura puede generarse vapor de agua aprovechando la entalpía (o calor latente) que liberaría el mercurio en su condensación, y tal vapor podría expandirse hasta las presiones normales en el condensador. En (a) de la figura 11.14 se muestra un esquema de una planta de ciclo binario mercurio-agua, y la parte (b) muestra el diagrama T - s respectivo. A 7.0 kPa la entalpía de condensación de mercurio es de unos 295 kJ/kg , y la del agua, a 230°C , vale 1813.8 kJ/kg . De modo que tiene que haber 6.1 kg de mercurio por kilogramo de agua.

Existen ciertas desventajas en los dos ciclos antes mencionados. El ciclo supercrítico (o de presión supercrítica) requiere de tubería y equipo relacionado capaces de soportar las altas presiones del agua, lo cual ocasiona severos problemas estructurales. El problema con el mercurio es su toxicidad, y también existen ciertos inconvenientes referentes a la

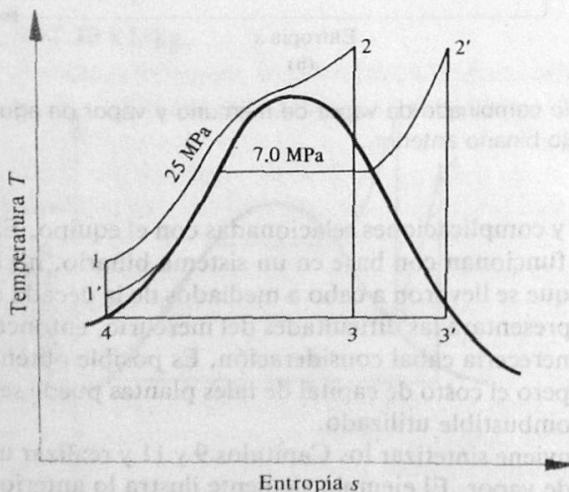


Figura 11.13 Diagrama T - s que muestra dos ciclos de Rankine, uno subcrítico y otro supercrítico.

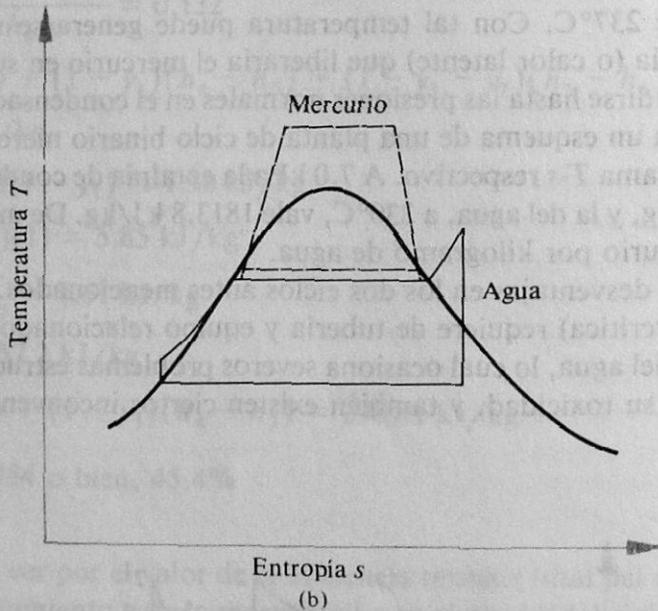
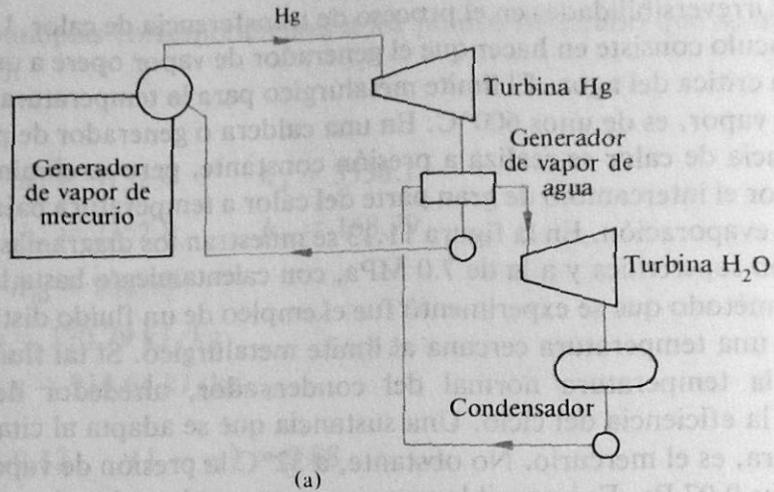


Figura 11.14 (a) Ciclo combinado de vapor de mercurio y vapor de agua. (b) Diagrama T - s correspondiente al ciclo binario anterior.

transferencia de calor y complicaciones relacionadas con el equipo. El uso del mercurio en plantas de vapor que funcionan con base en un sistema binario, no ha rebasado los proyectos muy limitados que se llevaron a cabo a mediados de la década de 1950. Si se produjera un fluido que no presentara las dificultades del mercurio, entonces un ciclo binario de vapor para potencia merecería cabal consideración. Es posible obtener muy altas eficiencias con este sistema, pero el costo de capital de tales plantas puede ser contrarrestado por grandes costos en el combustible utilizado.

En este punto conviene sintetizar los Capítulos 9 y 11 y realizar un análisis energético de una planta básica de vapor. El ejemplo siguiente ilustra lo anterior para el caso de expansiones y compresiones isentrópicas. Los problemas implican el empleo de las eficiencias internas.

Ejemplo 11.7

Una planta de vapor funciona con base en un ciclo con recalentamiento y regeneración, en el que hay una etapa regenerativa y una de resobrecalentamiento a la misma presión. El vapor entra a la turbina a 7.0 MPa y 550°C, se expande isentrópicamente hasta 2.0 MPa, punto en el que es extraído vapor para calentamiento regenerativo, y el resto se vuelve a sobrecalentar hasta 540°C. El vapor entra nuevamente a la turbina en este estado y se expande hasta 15 kPa. La temperatura del agua de enfriamiento que pasa por el condensador se eleva de 24°C a 35°C al pasar por el condensador. La turbina produce 30 000 kW. Determinar el flujo de vapor, el flujo de agua de enfriamiento, el cambio de energía disponible en el condensador y la producción de entropía dentro del mismo. La figura 11.15 ilustra el diagrama T - s que corresponde al ejemplo.

Cálculo de las entalpías correspondientes a los puntos de estado del ciclo:

$$h_2 = 3530.9 \quad h_3 = 3132.4 \quad h_4 = 3556.1$$

$$h_5 = 2446.9 \quad h_6 = 225.94 \quad h_8 = 908.79$$

$$h_7 = h_6 + v_6 \Delta p = 227.95 \text{ kJ/kg}$$

$$h_1 = h_8 + v_8 \Delta p = 914.64 \text{ kJ/kg}$$

Con base en un análisis del calentador conforme a la primera ley de la primera ley de la Termodinámica resulta:

$$y_1 = \frac{h_8 - h_7}{h_3 - h_7} = 0.236 \quad 1 - y_1 = 0.764$$

$$w_T = (h_2 - h_3) + (1 - y_1)(h_4 - h_5) = 1245.9 \text{ kJ/kg}$$

$$w_{B1} = (1 - y_1)(h_7 - h_6) = 1.53 \text{ kJ/kg}$$

$$w_{B2} = h_1 - h_8 = 5.85 \text{ kJ/kg}$$

$$w_B = w_{B1} + w_{B2} = 7.39 \text{ kJ/kg}$$

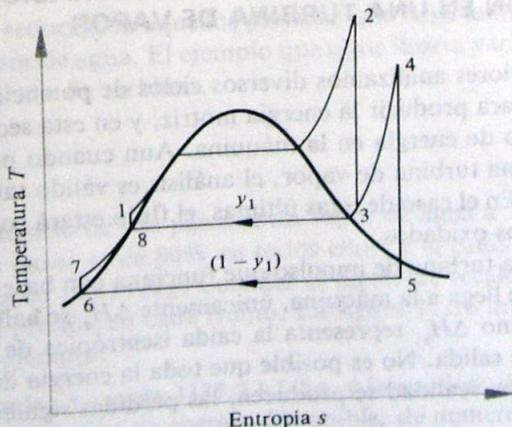


Figura 11.15 Diagrama T - s correspondiente al Ejemplo 11.7.

$$w_{\text{net.}} = \sum w = 1238.5 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{W} = \dot{m}w_{\text{net.}}$$

$$\dot{m} = \frac{30\,000}{1238.5} = 24.22 \text{ kg/s}$$

El análisis del condensador según la primera ley, da por resultado lo siguiente:

$$\dot{m}_{\text{AE}}(146.68 - 100.7) = \dot{m}_s(h_5 - h_6)(1 - y_1)$$

$$\dot{m}_{\text{AE}} = 893.8 \text{ kg/s}$$

donde \dot{m}_{AE} representa el flujo de agua de enfriamiento en el condensador.

El cambio en la energía disponible del vapor de agua en el condensador es

$$(\text{E.D.})_{5-6} = Q_{5-6} - T_0 \Delta S_{5-6}$$

$$(\text{E.D.})_{5-6} = [\dot{m}_s(h_6 - h_5) - (297)\dot{m}_s(s_6 - s_5)](1 - y_1)$$

$$(\text{E.D.})_{5-6} = -3789.2 \text{ kW}$$

En dicho condensador, el cambio de energía disponible del agua de enfriamiento vale

$$(\text{E.D.})_{i-0} = Q_{i-0} - T_0 \Delta S_{i-0}$$

$$(\text{E.D.})_{i-0} = +41\,096.8 - (297)(893.8)(0.5053 - 0.3534)$$

$$(\text{E.D.})_{i-0} = +773.6 \text{ kW}$$

$$(\text{E.D.})_{\text{net.}} = \sum (\text{E.D.}) = -3015.6 \text{ kW}$$

$$\Delta S_{\text{net.}} = \frac{(\text{E.N.D.})_{\text{net.}}}{T_0} = -\frac{(\text{E.D.})_{\text{net.}}}{T_0} = 10.15 \text{ kW/K}$$

11.9 FACTOR DE RECALENTAMIENTO O RECUPERACIÓN Y CURVA DE CONDICIÓN EN UNA TURBINA DE VAPOR

En las secciones anteriores analizamos diversos ciclos de potencia de vapor. Tales ciclos utilizan una turbina para producir la energía motriz, y en esta sección analizaremos, con mayor detalle, el flujo de energía en la máquina. Aun cuando para este análisis empleamos como modelo una turbina de vapor, el análisis es válido también para otras turbinas, como las de gas. En el caso de estas últimas, el flujo estará compuesto de una mezcla de aire e hidrocarburos oxidados.

Consideremos una turbina de impulso que funciona con base en el ciclo de Rankine. De la energía total que llega a la máquina, únicamente ΔH_s se halla disponible para efectuar trabajo. El término ΔH_s representa la caída isentrópica de entalpía entre las presiones de entrada y de salida. No es posible que toda la energía disponible sea utilizada; pueden producirse, y en realidad se producen, las pérdidas siguientes:

1. Fugas de vapor en los empaques o sellos de los ejes.
2. Pérdidas por radiación hacia los alrededores.

3. Pérdida por la energía cinética del vapor que entra al condensador.
4. Resobrecalentamiento ocasionado por irreversibilidades en la corriente de fluido.

Consideremos la turbina como un conjunto de etapas o pasos. El vapor entra a la primera etapa y se expande hasta la presión p_1 ; la energía disponible a esta presión es $(\Delta h_s)_1$. De esta energía disponible una parte, e_1 , se convierte en trabajo mecánico. El resto es energía de "recuperación" o "recalentamiento", $(Rc.)_1$, cedida a la etapa siguiente. Esta recuperación puede descomponerse en dos partes: q_{r1} , debida a irreversibilidades en la corriente de fluido, fricción en las toberas y en los álabes de la turbina, y fugas; y $(E.C.)_1$, la energía cinética de salida proveniente de la primera etapa. De modo que

$$(\Delta h_s)_1 - e_1 = Rc_1 = q_{r1} + (E.C.)_1 \quad (11.33)$$

La eficiencia en una sección o paso, η_{etapa} , indica en qué grado se convierte en trabajo mecánico la energía disponible:

$$(\eta_{st})_1 = \frac{e_1}{(\Delta h_s)_1} \quad (11.34)$$

El efecto de recuperación en el primer paso pasa al segundo, donde $(\Delta h_s)_2$ representa energía disponible, y e_2 se utiliza como trabajo mecánico. Finalmente, la recuperación en la última etapa pasa al condensador. La suma de las caídas de entalpía será mayor que ΔH_s , porque a la energía que entra a una etapa se le suma el recalentamiento de la anterior. Así,

$$\sum_i (\Delta h_s)_i = R_f \Delta H_s \quad (11.35)$$

donde R_f es el factor de recalentamiento o recuperación, una constante mayor que 1, y generalmente se tiene que $1.0 \leq R_f \leq 1.065$. Si las eficiencias en los tramos o etapas son las mismas, lo cual en general no sucede, entonces el trabajo mecánico total, E , puede expresarse como

$$E = \sum_i e_i = \sum_i \eta_{etapa} (\Delta h_s)_i = \eta_{etapa} R_f \Delta H_s \quad (11.36)$$

La eficiencia de etapa se reducirá en aquellos pasos en que haya humedad (pequeñas gotas de agua líquida) en el vapor de agua. El ejemplo que sigue ilustra varios de estos conceptos referentes al funcionamiento de turbinas.

Ejemplo 11.8

A una turbina de impulso de seis pasos entra vapor de agua a 3.5 MPa y 450°C. La eficiencia de los pasos es de 80% en todos ellos, y la caída isentrópica de entalpía por paso es de 180 kJ/kg. Calcular el factor de recalentamiento, al punto extremo. Indicar la presión en cada tramo. La figura 11.16 ilustra el diagrama h - s correspondiente al ejemplo.

La entalpía de entrada, h_0 , es de 3337.2 kJ/kg, y la presión, de 3.5 MPa. En la primera etapa hay 180 kJ/kg de energía disponible, de manera que se pasa verticalmente (de manera isentrópica) hacia abajo en el diagrama h - s hasta

encontrar un valor de la entalpia de 3157 (es decir, $3337.2 - 180$). La presión es de 2.0 MPa. Esta sería la entalpia del vapor entrante a la etapa siguiente si se empleara toda la energía disponible. Sin embargo, no es así; sólo se utiliza el 80%, y los restantes 36 kJ/kg pasan a la etapa siguiente. El calor de recalentamiento se agrega a presión constante ($p = 2.0$ MPa) hasta que se alcanza un valor de 3193 (o sea, $3157 + 36$). Esta es la condición del vapor cuando entra a la segunda etapa.

El proceso se repite, y los siguientes valores denotan la presión y la entalpia de entrada a cada etapa:

Etapa	Entalpia	Presión
No. 1	3337.2	3.5 MPa
No. 2	3193	2.0 MPa
No. 3	3049	1.0 MPa
No. 4	2905	460 kPa
No. 5	2761	180 kPa
No. 6	2617	62 kPa
Condensador	2473	18 kPa

El factor de recalentamiento, R_f , se define como

$$R_f = \sum_i \frac{(\Delta h_s)_i}{\Delta H_s}$$

$$\Delta H_s = 3337.2 - 2294.6 = 1042.6 \text{ kJ/kg}$$

$$R_f = \frac{(6)(180)}{1042.6} = 1.036$$

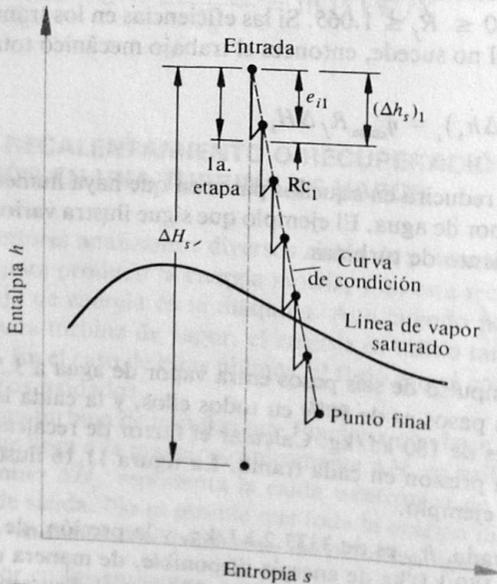


Figura 11.16 Diagrama $h-s$ correspondiente al Ejemplo 11.8.

El punto extremo denota la condición del vapor cuando entra al condensador. Con base en el diagrama $h-s$ encontramos que el vapor tiene una calidad de 94.2%, así como una presión de 18 kPa. La curva de condición es una línea que une los estados del vapor que entra en las diversas etapas.

11.10 ENERGÍA GEOTÉRMICA

La energía calorífica que existe bajo la superficie de la Tierra se denomina *energía geotérmica*. La actividad volcánica de los últimos 3 millones de años ha llevado roca derretida, conocida técnicamente como *magma*, hasta unos 8 o 16 km de la superficie. Cerca del exterior, las rocas contienen agua en innumerables grietas, que al ser calentada por el magma que conserva una temperatura alta todavía, aumenta su presión. En ocasiones, esta agua caliente surge en forma de géiseres o aflora como fuentes termales. En otros casos puede ser necesaria la perforación de pozos para que emerja hasta la superficie. La temperatura de los depósitos de agua varía de 15°C a 300°C, con sólidos disueltos cuyo contenido varía de 0.1 a 25%.

La figura 11.17 presenta un croquis de un sistema geotérmico. El flujo de agua en la superficie en el estado 1 se filtra a través de la roca permeable, hasta el magma. El agua es calentada por la roca candente y trata de desplazarse hacia arriba atravesando el manto rocoso de baja permeabilidad. El agua suele no llegar a la superficie, y se perfora entonces un pozo, el cual permite que el agua caliente en el estado 2 fluya hacia la superficie. Conforme sube, la presión del agua disminuye y se produce su evaporación por descompre-

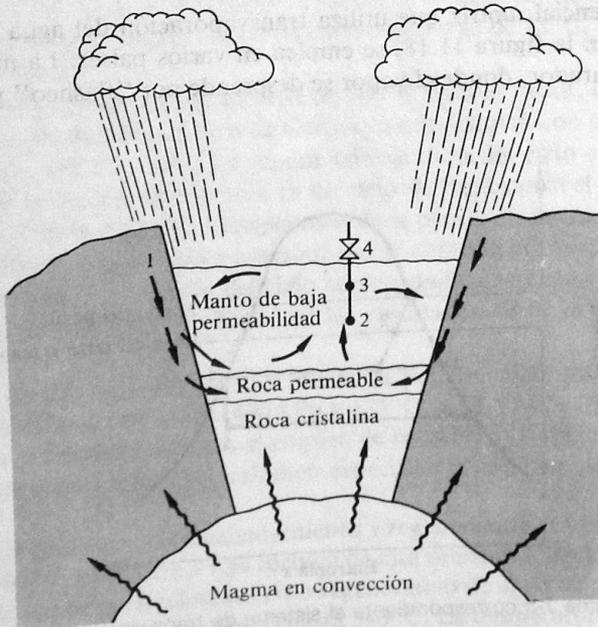


Figura 11.17 Sistema geotérmico o de agua termal.

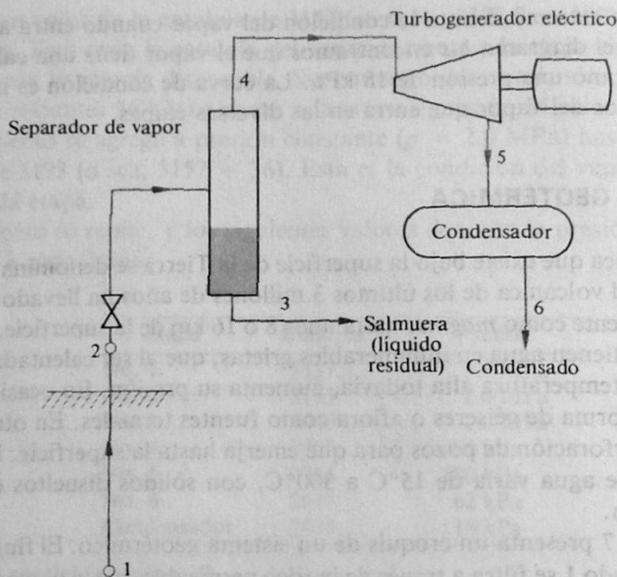


Figura 11.18 Sistema de transvaporación "flasheo" de agua termal en una planta geotérmica.

sión, lo que recibe el nombre de transvaporación o "flasheo" (estado 3); una mezcla de agua y vapor afluye entonces desde el pozo (estado 4).

El ciclo de potencia motriz que utiliza transvaporación del agua termal, ilustrado esquemáticamente en la figura 11.18, se emplea en varios países. La mezcla de vapor y agua entra a un separador, donde el vapor se desprende por "flasheo" y entra con cierta

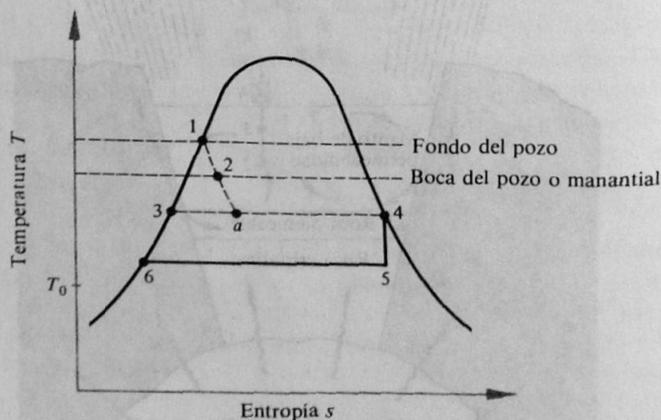


Figura 11.19 Diagrama $T-s$ correspondiente al sistema de transvaporación o "flasheo" de agua termal.

presión a una turbina. La "salmuera" (o sea, el líquido restante) se desecha. Esto no es simple, pues dicha salmuera contiene minerales y sales que pueden dañar la ecología en la superficie. El vapor se condensa luego, proceso 5-6. El condensado puede ser combinado con la salmuera caliente para luego inyectarla al suelo, o bien, ser almacenada la mezcla en un estanque, y utilizarse como agua de enfriamiento. La figura 11.19 es el diagrama T - s correspondiente a la figura 11.18. El proceso 1-2- a es uno de estrangulación.

Existen planes para utilizar ciclos binarios, en sistemas en los que el agua termal sea extraída por bombeo desde el fondo del pozo, y circule a presión por un cambiador de calor. El fluido frío (o a calentar) en el cambiador de calor sería un refrigerante, como el R 12, el cual operaría en un ciclo de Rankine.

Las principales dificultades en el aprovechamiento de la energía geotérmica son: (1) las presiones y temperaturas relativamente bajas del agua termal aflorante (de unos 700 kPa); (2) la naturaleza extremadamente corrosiva del agua; (3) la región geológicamente inestable donde tienen que construirse las plantas de vapor. Conforme se descubran más sitios con potencialidad geotermal, seguramente que se construirán más plantas geotérmicas.

PROBLEMAS

1. Un ciclo de Carnot emplea vapor como sustancia de trabajo y funciona entre presiones de 7.0 MPa y 7 kPa. Determine (a) la eficiencia térmica; (b) el trabajo realizado por la turbina (por kilogramo); (c) el trabajo de bombeo (por kilogramo).
2. Un condensador recibe el vapor que proviene de una turbina a 15 kPa, con un 90% de calidad y una velocidad de 240 m/s. Determine el incremento en agua circulante que se requiere por la alta velocidad de salida, si el flujo de vapor vale 38 kg/s, y el aumento en la temperatura del agua de enfriamiento es de 12°C, con una temperatura de entrada de 30°.
3. En el caso de una temperatura máxima de 560°C para el vapor, compare las eficiencias de un ciclo de Rankine y otro de Carnot que funcionan con una presión máxima de (a) 3.5 MPa; (b) 7.0 MPa. La menor temperatura del ciclo es de 30°C.
4. Una planta de vapor opera con base en un ciclo de Rankine en el que el vapor sale de la caldera a 6.0 MPa y 500°C. El supervisor de la planta desea conocer el efecto que la contrapresión (presión de condensación) ejerce sobre la eficiencia del ciclo. (a) Determine y grafique la eficiencia del ciclo correspondientemente a las contrapresiones de 7, 15, 30, 45 y 70 kPa. (b) Explique los resultados desde el punto de vista de la energía disponible.
5. Una bomba de alimentación en una planta de presión supercrítica, eleva isentrópicamente la presión del agua de 1400 kPa y 175°C, a 24.5 MPa. Determine el trabajo realizado por la bomba mediante el empleo de las tablas y de la ecuación (11.10). Suponga una variación lineal del volumen específico y vuelva a calcular el trabajo de bombeo.
6. En un ciclo de Rankine con recalentamiento y regeneración se utiliza vapor de agua a 8.4 MPa y 560°C, que entra a una turbina de alta presión. El ciclo incluye un paso de extracción de vapor para calentamiento regenerativo de agua de alimentación; el resto se recalienta a partir de este punto hasta 540°C. La temperatura en el condensador es de 35°C. Obtenga (a) el diagrama T - s correspondiente al ciclo; (b) la presión óp-

- tima de extracción; (c) la fracción de vapor extraído; (d) el trabajo realizado por la turbina en kJ/kg; (e) el trabajo de la bomba en kJ/kg; (f) la eficiencia térmica global.
- Una planta de vapor con un ciclo regenerativo de dos pasos, se ha seleccionado para impulsar un barco. Se requiere un suministro de 37 000 kW de potencia. El reductor de velocidad (engranes) entre la turbina (alta velocidad) y el eje (baja velocidad) tiene una eficiencia de 98%. La máxima presión y la máxima temperatura posibles del vapor que sale de la caldera son 6.0 MPa y 500°C. El condensador tiene un vacío de diseño de 722 mm Hg. Los puntos de extracción se encuentran a 150 kPa y 1.4 MPa. Determine (a) el diagrama T - s ; (b) la eficiencia del ciclo; (c) la mínima intensidad de flujo de vapor; (d) las fracciones extraídas para calentamiento del agua de alimentación; (e) la calidad del vapor que entra al condensador.
 - La turbina y la bomba del problema 7 tienen eficiencias internas de 90%. Resuelva el problema 7 en tales condiciones.
 - Una planta de vapor produce 1000 MW de electricidad mientras funciona con base en un ciclo de regeneración de tres pasos. El vapor entra a la turbina a 14 MPa y 580°C. Las extracciones para calentamiento se producen a 2.5 MPa, 700 kPa y 150 kPa. La turbina descarga a 15 kPa y tiene una eficiencia interna de 92%. Obtenga (a) el diagrama T - s ; (b) el flujo de vapor; (c) el calor suministrado; (d) el flujo de combustible, si la energía liberada es de 35 000 kJ/kg de combustible; (e) las fracciones de extracción y_1 , y_2 , y_3 ; (f) la eficiencia termodinámica (o térmica) del ciclo.
 - En una pequeña planta química se emplea vapor de agua en el área de producción. Se tomó la decisión de utilizar un ciclo de recalentamiento en el que el vapor entre a la turbina a 8.5 MPa y 480°C, sea recalentado hasta 440°C a 1.2 MPa, y se condense a 7 kPa. Determine (a) el trabajo neto por kilogramo; (b) el porcentaje del calor total suministrado que constituye el recalentamiento; (c) la eficiencia del ciclo; (d) el diagrama T - s .
 - Resuelva de nuevo el problema 10 considerando eficiencias de la turbina y de la bomba de 92% y 80%, respectivamente.
 - En un ciclo con recalentamiento, el vapor entra a la turbina a 12.5 MPa y 560°C. El condensador funciona a 7 kPa. Calcule la eficiencia del ciclo para las siguientes presiones de recalentamiento, si la temperatura de recalentamiento siempre es de 520°C; (a) 700 kPa; (b) 1.4 MPa; (c) 2.1 MPa; (d) 2.8 MPa.
 - Una planta supercrítica genera vapor a 25 MPa y 560°C. La presión en el condensador es 7.0 kPa. Evalúe la calidad de salida del vapor, si se expande en una turbina de dicha planta de energía. Calcule la eficiencia del ciclo.
 - La planta supercrítica del problema 13 tiene ahora una etapa de recalentamiento a 3.5 MPa para una temperatura de 540°C. Las demás condiciones son las mismas. Determine (a) la calidad de vapor que entra al condensador; (b) la eficiencia del ciclo.
 - Un turbogenerador de 60 000 kW recibe vapor a 7.0 MPa y 500°C. Se tienen dos etapas de extracción de vapor a 2.0 MPa y 200 kPa. El resto del vapor a 2.0 MPa se recalienta hasta 480°C. La turbina descarga a 36 mm Hg (absolutos). Determine (a) el diagrama T - s ; (b) las fracciones de vapor extraído; (c) la eficiencia del ciclo; (d) el flujo de vapor que entra a la turbina.
 - La turbina del Ejemplo 11.6 muestra una eficiencia interna de 90%, y una eficiencia interna de la bomba, de 80%. Calcule nuevamente la eficiencia térmica. Determine el incremento en la carga de enfriamiento por kilogramo de vapor en el condensador,

- debido a la expansión no isentrópica del mismo en la turbina. Evalúe la eficiencia de la turbina conforme a la segunda ley de la Termodinámica.
- Una planta supercrítica de vapor produce 800 MW cuando funciona según un ciclo con recalentamiento y regeneración, con tres pasos de calentamiento regenerativo y uno de recalentamiento. Las presiones de extracción correspondientes al calentamiento del agua de alimentación son 5.5 MPa, 600 kPa y 100 kPa. El recalentamiento se produce a 5.5 MPa. La condición de entrada del vapor a la turbina es 30 MPa y 540°C, y la temperatura de recalentamiento vale 520°C. La presión de escape de la turbina es de 7 kPa. Determine (a) el diagrama T - s ; (b) la eficiencia del ciclo; (c) la intensidad de flujo del vapor; (d) el flujo del agua circulante si hay un aumento de 10°C de temperatura en el condensador a partir de 20°C; (e) la potencia total necesaria para el bombeo.
 - Un ingeniero desea determinar la eficiencia interna de una unidad compuesta por dos turbinas, la cual se encuentra funcionando en una planta de vapor con dos etapas de regeneración. Mide la presión y la temperatura en la entrada a la turbina de alta presión y en los dos puntos de extracción de vapor para el calentamiento regenerativo. Las presiones y las temperaturas son 14 MPa y 520°C, 4.0 MPa y 360°C, y 200 kPa (saturación), respectivamente. La turbina de baja presión recibe el vapor restante a 4.0 MPa y 360°C. El condensador trabaja a 36°C. Determine (a) las eficiencias internas de las turbinas de alta y baja presión; (b) la calidad del vapor que entra al condensador; (c) el trabajo total realizado por la turbina (por kilogramo); (d) el diagrama T - s ; (e) la eficiencia del ciclo conforme la segunda ley de la Termodinámica.
 - En el equipo de una fábrica se emplea una planta de vapor con el fin de generar electricidad y suministrar vapor para calefacción en los espacios de trabajo. La planta funcionará con base en un ciclo regenerativo, con una etapa de precalentamiento del agua de alimentación. El vapor entra a la turbina a 5.5 MPa y 500°C, se expande hasta 660 kPa, y aquí se realiza una extracción para el proceso regenerativo. El resto del vapor se expande en la turbina hasta 150 kPa, donde se produce la extracción correspondiente a la calefacción ($y_2 = y_1$). El resto del vapor se expande luego hasta kPa, y se condensa. Los retornos del sistema de calefacción entran al condensador en forma de líquido saturado a la temperatura del condensador. Obtenga (a) la eficiencia del ciclo; (b) el diagrama T - s ; (c) el trabajo de la turbina (por kilogramo); (d) para el caso de una carga de 50 000 kW, el flujo de vapor que entra a la turbina; (e) el calor suministrado a las áreas de trabajo con calefacción según las condiciones en (d).
 - Una turbina de vapor de Rankine recibe vapor a 6.0 MPa y 480°C y lo descarga a 15 kPa. Con cargas reducidas, la válvula reguladora estrangula hasta 2.2 MPa el vapor que entra a la turbina. Calcule la pérdida de energía disponible (por kilogramo) en el vapor que entra a la turbina.
 - Calcule la disminución en la eficiencia del ciclo que corresponde al problema 20.
 - Una planta de vapor funciona con un ciclo de regeneración y recalentamiento, que opera con una etapa de calentamiento regenerativo y una de recalentamiento del vapor, que se producen a la misma presión. El vapor entra a la turbina a 8.5 MPa y 540°C, y se expande isentrópicamente hasta 2.2 MPa, punto donde el vapor es extraído para calentamiento de agua de alimentación; el resto se sobrecalienta de nuevo a 500°C. El vapor que sale de la turbina se encuentra a 7 kPa y 240 m/s. Se observa un aumento de 10°C en la temperatura del agua circulante a través del conden-

- sador. El agua circulante entra a este último a 20°C . La planta produce de 60 000 kW de potencia. Determine (a) el flujo de vapor; (b) el flujo de agua de enfriamiento; (c) el cambio de energía disponible en el condensador; (d) el cambio de entropía en el universo; (e) el diagrama T - s .
23. En un ciclo binario de vapor para potencia, en el cual se emplean agua y mercurio, el vapor saturado de éste último entra a la turbina respectiva a 1250 kPa ($h_g = 361.2$ kJ/kg, $s_g = 0.5024$ kJ/kg · K), y escapa a 14 kPa ($h_f = 36.0$, $h_{fg} = 294.2$, $s_f = 0.0923$, $s_{fg} = 0.5491$). El condensador-generator de vapor produce éste saturado a 3.8 MPa. El vapor sale de la turbina a 7 kPa. Determine (a) el trabajo realizado por la turbina de vapor de mercurio (por kilogramo); (b) el trabajo efectuado por la turbina de vapor de agua (por kilogramo); (c) si la intensidad de flujo del vapor es de 25.0 kg/s, calcule el flujo de mercurio; (d) la eficiencia térmica que corresponde al ciclo total.
 24. Una turbina de impulso de ocho pasos recibe vapor de agua a 7.0 MPa y 550°C . La eficiencia de cada paso es de 80% y la caída isentrópica de entalpía por paso es de 160 kJ/kg. Calcule (a) la presión de salida; (b) la calidad de salida; (c) el factor de recuperación; (d) la curva de condición; (e) la eficiencia de acuerdo con la segunda ley de la Termodinámica.
 25. La turbina del problema 24 funciona con diferentes condiciones para el vapor. Este último entra a 5.5 MPa y 480°C , y escapa a 14 kPa. Determine el trabajo efectuado por la turbina (por kilogramo).
 26. Una nueva planta de energía deberá funcionar con base en el ciclo de Rankine. Se han establecido las condiciones siguientes: presión máxima del vapor de entrada, 9.1 MPa; temperatura máxima del vapor entrante, 460°C ; humedad máxima en el vapor de escape; 15%; vacío máximo en el condensador, 722 mm Hg; eficiencia interna de la turbina, 88%. Evalúe la temperatura y la presión de entrada óptimas.
 27. Vapor de agua entra a una turbina a 1.4 MPa y 320°C . La eficiencia interna de la turbina es de 70%, y la potencia a desarrollar es de 800 kW. El escape se efectúa hacia un sistema de contrapresión, mantenido a 175 kPa. Halle la intensidad de flujo del vapor.
 28. En una planta turboeléctrica se hace entrar vapor a una turbina de alta presión, a 16.5 MPa y 570°C . El vapor se expande hasta 3.5 MPa, donde se produce la extracción, y el resto se recalienta hasta 540°C . El vapor entra luego a la turbina de baja presión y sale a 14 kPa. El calentamiento regenerativo de agua de alimentación se lleva a cabo a 1.2 MPa. El agua y el condensado salen de cada calentador a la temperatura del vapor saturado. El condensado que proviene del condensador se subenfía 5°C . La eficiencia interna de la turbina es de 80%, y la del generador eléctrico, de 96%. Determine (a) el flujo de vapor que entra a la turbina, si la carga eléctrica del generador es de 25 MW; (b) la eficiencia térmica global o total; (c) el calor cedido; (d) el calor suministrado; (e) la eficiencia del ciclo conforme a la segunda ley de la Termodinámica.
 29. Una cierta planta de vapor presenta los siguientes datos de prueba en su turbina:
 - Presión de entrada, 2.1 MPa
 - Temperatura de entrada, 260°C
 - Presión de escape, 140 kPa
 - Eficiencia mecánica, 95%

Flujo de vapor, 226.0 kg/s
Temperatura del condensado, 70°C
Potencia de la turbina, 1×10^5 kW

- La caldera que inicialmente operaba se descompuso, y tiene que ser remplazada por una caldera nueva que producirá unas condiciones de salida de vapor a 4.9 MPa y 320°C. Esta unidad deberá alimentar una turbina adicional que tiene una eficiencia interna de 90%, y un escape a 2.1 MPa. Parte de la descarga o escape se recalienta a las condiciones de prueba antes mencionadas, incluyendo la misma intensidad de flujo, y el resto precalienta agua de alimentación hasta 205°C. Calcule (a) la potencia total de la planta; (b) la nueva intensidad total de flujo del vapor (en kilogramos por segundo); (c) la eficiencia interna de la turbina anterior; (d) la eficiencia térmica global.
30. Una turbina de vapor que lleva una carga total de 50.0 MW, utiliza 71.7 kg/s de vapor. La eficiencia de la máquina es de 75%, y descarga vapor a 25 mm Hg (absolutos), con una entalpia de 2210 kJ/kg. ¿Cuál es la temperatura y la presión del vapor que entra a la turbina?
31. Se admite vapor (de agua) al cilindro de una antigua máquina embolar de modo que la presión media es de 840 kPa. El diámetro del émbolo es de 25.4 cm, y la longitud de carrera vale 30.5 cm. Determine el trabajo que puede llevarse a cabo durante una revolución, suponiendo que el vapor se admite sucesivamente a cada lado (a una y otra cara) del pistón. ¿Qué potencia es producida cuando la máquina trabaja a 300 rev/min?
32. Una turbina funciona en un ciclo de recalentamiento y regeneración, con una etapa de resobrecalentamiento y dos de calentamiento regenerativo. El calentador que se encuentra más cerca del condensador es de tipo abierto, mientras que el segundo calentador (de envolvente y tubos) es cerrado, y sus drenes (o escurrimientos) regresan al calentador anterior. Se genera vapor a 4.9 MPa, que llega a la turbina a 4.6 MPa y 390°C. El recalentamiento se produce a 760 kPa y a una temperatura de 370°C. Las extracciones correspondientes al calentamiento de agua de alimentación se producen a 760 kPa y 100 kPa. La presión en el condensador es de 7.0 kPa. En el calentador del tipo de tubos, la diferencia de temperatura entre el vapor condensado y el agua de alimentación que sale es de 5°C. Determine (por kilogramo de vapor): (a) el diagrama T - s ; (b) la temperatura inicial del vapor que sale de la caldera (el proceso es adiabático); (c) la temperatura del agua de alimentación que sale del último calentador; (d) las fracciones de vapor extraído para calentamiento regenerativo; (e) la calidad del vapor que entra al condensador para una eficiencia de turbina de 80%.
33. Una planta de energía geotérmica que trabaja en "flasheo", se localiza en un lugar donde brota agua termal del subsuelo en forma de líquido saturado a 700 kPa. La presión en la boca del pozo o manantial es de 600 kPa. El vapor de "flasheo" entra a una turbina a 500 kPa, se expande hasta 13 kPa, y luego se condensa. La intensidad de flujo en el pozo es de 29.6 kg/s. Determine (a) el flujo de vapor; (b) la potencia producida; (c) el flujo de agua de enfriamiento, si ésta se encuentra disponible a 30°C y ocurre un aumento de 10°C a través del condensador; (d) la eficiencia, si la energía de entrada constituye la energía disponible del agua termal; $T_0 = 27^\circ\text{C}$.
34. Lo mismo que en el problema anterior, excepto que la turbina presenta una eficiencia interna isentrópica de 80%. Además, calcule la eficiencia del ciclo de acuerdo con la segunda ley de la Termodinámica.

35. Se ha descubierto que la temperatura de la Tierra aumenta 4°C cada 30 m, cuando se perfora sobre un depósito geotérmico. Un pozo llega hasta una profundidad de 1000 m, y existe una caída de presión de 75 kPa desde el pozo hasta la entrada de la turbina, incluyendo la pérdida de presión en el separador. La presión del condensador es 14 kPa. Calcule (a) la presión de entrada; (b) el trabajo (por kilogramo) realizado por la mezcla de agua y vapor del manantial geotérmico; (c) la eficiencia de la unidad (definida anteriormente) si $T_0 = 27^{\circ}\text{C}$.