



Programa de la asignatura:

# Termodinámica 2

## U2

Ciclos termodinámicos





## Índice

<b>Presentación .....</b>	<b>3</b>
Competencia específica .....	4
Propósitos .....	4
<b>2.1. Ciclos de potencia .....</b>	<b>5</b>
2.1.1. Ciclos de gas .....	5
2.1.2. Ciclos de vapor .....	26
2.1.3. Ciclos combinados .....	42
<b>2.2. Ciclos de refrigeración .....</b>	<b>45</b>
2.2.1. Propiedades de los refrigerantes .....	46
2.2.2. Sistemas de refrigeración de vapor .....	48
2.2.3. Sistemas de refrigeración de gas .....	61
2.2.4. Bomba de calor .....	64
<b>Cierre de la unidad .....</b>	<b>66</b>
<b>Para saber más .....</b>	<b>66</b>
<b>Fuentes de consulta .....</b>	<b>67</b>



## Presentación

En la primera unidad, se presentaron las bases para la optimización de los recursos proporcionados por un proceso industrial. Para ello, se apoya en la primera ley de la termodinámica que, junto con el concepto de exergía y la segunda ley de la termodinámica, sirvieron para cumplir dicho propósito. Ahora están en condiciones de analizar los ciclos termodinámicos que son la base teórica de los sistemas productores de potencia y de refrigeración, indispensables para la industria.

Con el fin de analizar los sistemas industriales productores de potencia, se modelarán éstos por medio de ciclos termodinámicos ideales, de modo que ayuden a entender tales sistemas para obtener el máximo aprovechamiento de estos. Es importante tener claros los conceptos de la unidad anterior y de la segunda ley de la termodinámica, estudiada en la asignatura de termodinámica I, ya que por medio de estos conceptos se analizarán los diversos ciclos de vapor, gas y combinados más utilizados para modelar sistemas industriales. Así mismo, a través de ciclos termodinámicos, se modelan sistemas de refrigeración de vapor y gas de sistemas comúnmente utilizados en la industria. La bomba de calor se analiza en este apartado, ya que funciona de manera muy similar a un sistema refrigerante. En el camino, evaluarás la eficiencia de los sistemas considerados

Al término de la unidad, serás capaz de analizar y diseñar sistemas de potencia de gas y vapor que son ampliamente utilizados en la industria. De igual manera, podrás analizar y diseñar sistemas de refrigeración e inyectores de calor. Te darás cuenta de que el diseño debe promover el máximo aprovechamiento de la exergía de los sistemas, ya que las energías renovables hasta el momento son aprovechadas parcialmente, con eficiencias relativamente bajas. De modo que resulta primordial el desarrollo de sistemas de potencia y refrigeración con eficiencias muy altas para disminuir las pérdidas energéticas y económicas.

Por otra parte, la presente unidad te prepara para las asignaturas de los módulos 3 y 4 donde diseñarás sistemas industriales más específicos y especializados. Sin los conceptos de esta unidad será muy difícil que logres desarrollarte adecuadamente en asignaturas posteriores donde tendrás que desarrollar sistemas industriales aprovechadores de energías renovables, porque invariablemente, en algún momento, tendrás que acoplar dispositivos productores de potencia de vapor y/o gas, así como refrigerantes, a los sistemas de energías renovables.



## Competencia específica



### Unidad 2

Diseña ciclos termodinámicos de procesos industriales simples mediante el uso de ciclos de potencia y de refrigeración para precisar la eficiencia en el consumo energético.

## Propósitos

Analizar y diseñar, a través de la primera y segunda ley de la termodinámica, aplicados a los ciclos termodinámicos, sistemas de gas y vapor productores de potencia, así como sistemas de refrigeración.



## 2.1. Ciclos de potencia

La mayoría de los sistemas industriales que convierten ya sea calor o energía almacenada en un combustible en trabajo útil, emplean fluidos como sustancias de trabajo. Una forma de clasificar tales sistemas es de acuerdo a la manera en que la sustancia de trabajo cambia de fase. Así, se tendrán sistemas productores de potencia que trabajan con gas y otros que trabajan con sustancias que son vaporizadas o condensadas. Los ciclos de potencia de dichos sistemas se pueden encontrar en diversos sistemas industriales llamados motores. Como ejemplos de ellos, se pueden nombrar los motores de los automóviles o camiones, las turbinas de los aviones o las turbinas de un generador hidroeléctrico.

En este tema, se analizarán los ciclos de potencia de gas, vapor y combinados que son comúnmente encontrados en los sistemas industriales.

### 2.1.1. Ciclos de gas

Antes de iniciar el análisis de los ciclos termodinámicos, se presentan algunos conceptos de ingeniería que permitan familiarizarte con el lenguaje necesario para comprender los tópicos siguientes.

La mayor aplicación de los ciclos de gas reside en los motores de combustión interna que van desde los motores alternos como el motor de gasolina, hasta las turbinas de gas. Se comienza por analizar los ciclos aplicables a los motores alternos de combustión interna. Hay dos tipos, los de ignición por chispa y los de ignición por compresión. En los primeros, una mezcla de combustible y aire se enciende por medio de un arco eléctrico provocado por una bujía. Mientras que, en los segundos, el aire es comprimido a una presión y temperatura suficientemente altas como para que ocurra una combustión espontánea mientras se inyecta el combustible. Debido a su ligereza y bajo costo, los motores de ignición por chispa son utilizados en automóviles a diferencia de los motores de ignición por compresión que son requeridos cuando la economía del combustible es necesaria y cuando se necesita una gran potencia como en los camiones, autobuses, locomotoras y barcos, (Moran y Shapiro, 2008).

El motor de combustión interna es un dispositivo que recibe calor a una alta temperatura debido a la quema de un combustible dentro del motor. El combustible generalmente es un hidrocarburo como gasolina, queroseno o Diesel, aunque también se utilizan combustibles como gas LP, gas natural u otros. Generalmente, el combustible es mezclado dentro del motor con aire que se queman rápidamente de modo que los gases producto de la combustión están a temperatura y presiones altas. Este proceso no es propiamente una transferencia de calor desde un reservorio a temperatura alta, sino que es una liberación de energía química provocan un incremento en la temperatura y presión de la mezcla dentro del motor. Debido a esto, la mezcla caliente se expande produciendo trabajo o potencia. Finalmente, los productos de la



combustión se expulsan una vez que disminuyeron su temperatura y presión pudiéndose interpretar este proceso como un flujo de calor hacia un depósito de calor a temperatura baja, (Rolle, 2005).

Aunque el funcionamiento del motor de combustión interna es general, cada uno de ellos difiere en el proceso que utiliza para su operación. Dichos procesos pueden ser aproximados por medio de ciclos termodinámicos específicos que se describirán a continuación, mostrando un diagrama de cada motor. Sin embargo, primero se define el sistema de interés en un motor de este estilo.

### **Análisis de aire estándar**

Como podrán anticiparse, las variables involucradas en el proceso que se lleva a cabo dentro de un motor real de combustión interna son muchas y, el proceso mismo, es muy complejo. El sistema de interés es la mezcla de aire y combustible iniciales que son quemados para generar los productos de la combustión como aire, vapor de agua,  $\text{CO}_2$  y otros. Hay intercambio de masa en el proceso y además, las paredes de la camisa del pistón y el pistón mismo, no están compuestos de paredes adiabáticas. Sin embargo, se puede analizar el proceso del motor por medio de simplificaciones que se deben tener en cuenta al momento de obtener valores numéricos de los parámetros del proceso. Es muy probable que estos difieran de los valores reales. A pesar de la simplificación de los procesos involucrados en los motores de combustión interna será de gran utilidad el análisis que se realice de este proceso porque permitirá investigar la influencia de las principales variables de operación en el rendimiento de un motor. Por lo tanto, estos modelos son una herramienta muy importante en los análisis de sistemas industriales, pero es justo aclarar que a veces son excesivamente cualitativos.

Ya se comentó que el motor opera con una mezcla de aire y combustible, lo que no se mencionó es que el mayor componente de la mezcla es aire, sobre todo en los ciclos de turbinas de gas. Se aplica un análisis de aire estándar en el que se hacen las siguientes suposiciones:

1. La sustancia de trabajo se comporta como un gas ideal y está compuesto exclusivamente de aire durante todo el proceso que se realice.
2. Todo proceso de combustión que tenga lugar en la realidad se sustituye por una transferencia de calor proveniente de una fuente externa.

Aunque en un proceso real de este tipo, el sistema es abierto porque se desechan los productos de la combustión y se inyectan nuevas sustancias de trabajo, por lo que la sustancia de trabajo se renueva constantemente. Pero para el análisis de aire estándar se hace la tercera y última suposición:



3. La sustancia de trabajo es la misma en todo el proceso y se utiliza repetidamente, por lo tanto, no hay intercambio de masa.

De la primera suposición, de inmediato se advierte que los calores específicos de la sustancia de trabajo son constantes y es común emplear los valores correspondientes al aire a temperatura ambiente. Dicha suposición aunada a las tres anteriores dan lugar al denominado; análisis de aire frío estándar. Pero para mejorar la aproximación de los valores numéricos a los procesos reales, en ocasiones es conveniente considerar la variación de los calores específicos con la temperatura y además, utilizar los datos publicados de los productos de combustión de combustibles de hidrocarburos. No obstante, solo se utilizará el análisis de aire estándar.

### Ciclo de Carnot

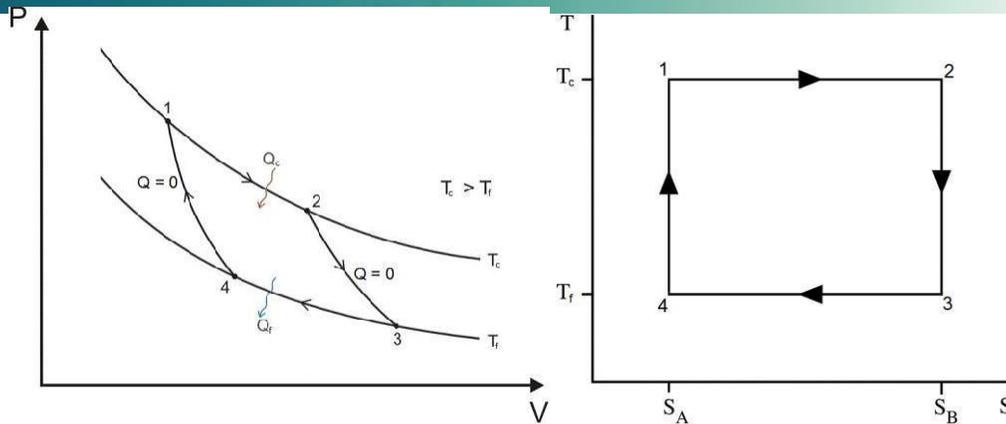
En la asignatura de Termodinámica I se analizaron con detalle los procesos cíclicos y en particular, el ciclo de Carnot. Sin embargo, es necesario volver a exponer brevemente estos conceptos porque los utilizarás constantemente y sin una comprensión profunda de ellos, será imposible seguir adelante.

Se recuerda que *un proceso es cualquier transformación de un sistema termodinámico de un estado a otro*, tal como lo menciona Wark (1984) y que, si el estado inicial es idéntico al estado final, entonces, se dice que el proceso es cíclico. Sin temor a una equivocación, se puede decir que el ciclo de Carnot es el más importante debido a su utilidad teórica, porque de él se puede obtener una expresión para la eficiencia térmica de un proceso cíclico que en el caso del ciclo de Carnot es

$$\eta = 1 - \frac{T_f}{T_c}$$

donde  $T_f$  y  $T_c$  son las temperaturas de los depósitos de calor frío y caliente, respectivamente. Además, en el curso de Termodinámica I se dedujo que no hay eficiencia mayor que la de un proceso de Carnot operando entre depósitos a las mismas dos temperaturas. Pero antes de seguir, se recuerda cómo es el ciclo de Carnot.

El ciclo de Carnot está compuesto de dos procesos isotérmicos y dos procesos adiabáticos, todos ellos reversibles, dispuestos de tal manera que forman un ciclo cuya gráfica en los diagramas  $PV$  y  $TS$  se muestran abajo.



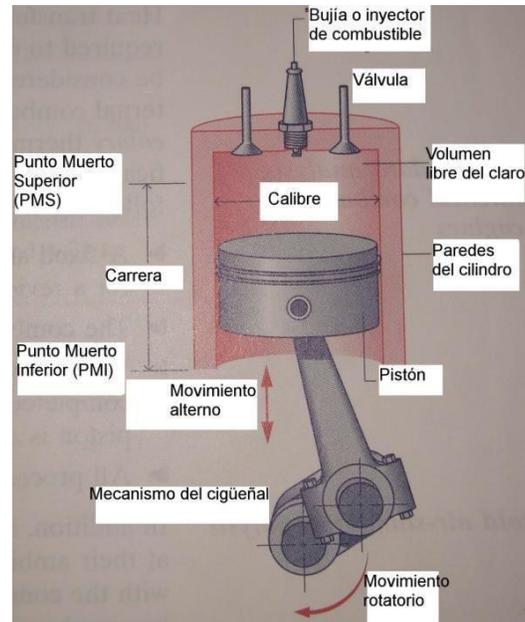
Diagramas *PV* y *TS* para un ciclo de Carnot.

En el proceso 1-2 hay una expansión isotérmica de gas que conlleva a un suministro de calor  $Q_c$  y una producción de trabajo realizado por el sistema. En 2-3 se le permite al sistema expandirse, pero esta vez adiabáticamente por lo cual, el flujo de calor es cero. En la expansión el sistema realiza trabajo nuevamente. En el proceso 3-4 se necesita realizar trabajo sobre el sistema para comprimirlo isotérmicamente con la salida adicional de calor  $Q_f$ . Finalmente, en 4-1 se comprime nuevamente al sistema con un trabajo realizado sobre éste hasta alcanzar el estado inicial 1. El área dentro del ciclo es el trabajo neto realizado por el sistema. En el diagrama *TS* el ciclo de Carnot tiene una forma más simple donde el calor  $Q_c$  entra por la recta horizontal superior y sale calor  $Q_f$  por la recta horizontal inferior. El calor neto suministrado al sistema es el área del rectángulo. Una máquina en la que su sustancia de trabajo realice un ciclo de Carnot, se denomina máquina de Carnot.

El ciclo de Carnot es reversible mientras que un proceso real no lo es y tal como se comentó antes, la eficiencia de cualquier proceso es menor o igual a la de Carnot. Para procesos reales es estrictamente menor. Entonces, ¿cuál es la utilidad del ciclo de Carnot? Antes de responder a esta pregunta se consideran las condiciones que se deben cumplir para aproximarse a la eficiencia de Carnot. En primer lugar, se deben carecer de efectos disipativos como la fricción y en segundo, la temperatura del sistema (el fluido) debe ser constante a lo largo de los procesos de suministro (o extracción) de calor. Es claro que en la práctica es imposible cumplir estas dos condiciones y por lo tanto, la eficiencia de cualquier máquina real tiene eficiencia menor a la máquina de Carnot que opere en las mismas temperaturas. Sin embargo, la eficiencia de una máquina de Carnot con aire estándar como sustancia de trabajo, es el punto de referencia importante para comparar otras máquinas. Además, todo proceso de una máquina real será aproximado por un proceso ideal reversible.



### Motor alternativo de combustión interna



Componentes el pistón-cilindro del motor alternativo. Fuente: basado en Shapiro, (2008).

Es conveniente en este momento introducir algunos términos utilizados en la ingeniería sobre motores y con este fin se considera la figura de arriba. Para comenzar, un motor de combustión interna de pistón alternante, o *motor alternativo de combustión interna*, consiste en un pistón que se mueve dentro de un cilindro provisto de dos válvulas. Se denomina *calibre* del cilindro al diámetro de este. La *carrera* es la distancia que recorre el émbolo en una dirección. Se dice que el pistón está en el *punto muerto superior* (PMS) cuando está en la posición de volumen mínimo del gas dentro del cilindro y este volumen mínimo se llama *volumen libre del claro*. A la región del cilindro que contiene al gas se nombra *cámara de combustión* o *de compresión* y cuando el pistón está en la posición de tal manera que el volumen de la cámara de compresión sea máximo, se dice que se encuentra en el *punto muerto inferior* (PMI). El volumen desplazado por el pistón al recorrer la distancia de carrera desde el PMS hasta el PMI es el *volumen de desplazamiento* o *cilindrada*. Otro parámetro importante referente a los volúmenes del cilindro es la *razón de compresión*  $r$  que se define como el cociente entre el volumen del PMI y el volumen del PMS, es decir

$$r = \frac{V_{PMI}}{V_{PMS}}$$

Además de la razón de compresión, un parámetro adicional muy útil para caracterizar la productividad de un motor alternante productor de energía mecánica es la *presión media efectiva* (PME) que se define como la presión promedio que, si actuara durante toda la carrera de expansión, produciría una salida de trabajo igual al trabajo neto realizado por el proceso cíclico real (o idealizado). De esto se puede deducir que el trabajo efectuado en un ciclo es



$$W_{ciclo} = (PME)(calibre)(carrera) \\ = (PME)(cilindrada)$$

En motores alternantes de tamaño comparable, un valor mayor de la PME es indicativo de un mejor rendimiento en términos de potencia producida. El texto de Wark (1984) presenta un ejemplo muy ilustrativo referente a la PME.

Es conveniente analizar esquemáticamente el proceso real que ocurre en un motor alternante de combustión interna para después hacer las aproximaciones necesarias y encontrar su correspondiente ideal. Para ello, se considera un motor de cuatro tiempos donde su nombre indica que ejecuta cuatro carreras dentro del cilindro por cada dos revoluciones del árbol de levas<sup>1</sup>. La siguiente figura muestra un diagrama *PV* de un ciclo de un motor alternante. Con ayuda de esta y basados en el texto de Shapiro (2008), se explica el funcionamiento del motor.

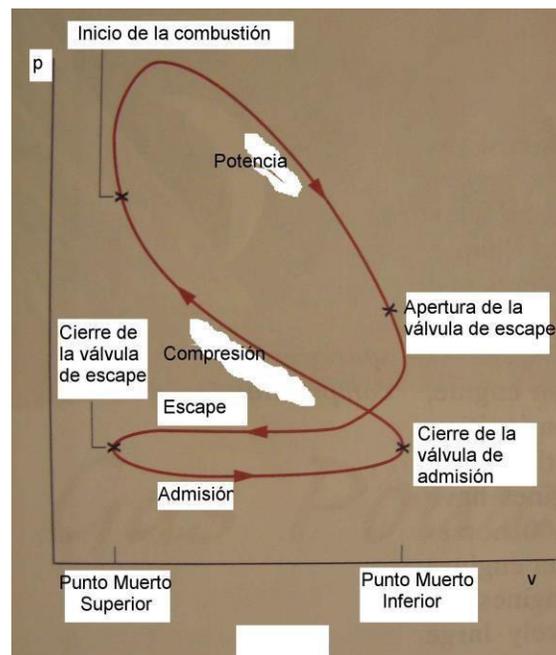


Diagrama *PV* de un motor alternativo de combustión interna. Fuente: basado en Shapiro, (2008).

<sup>1</sup> Un árbol de levas es un mecanismo formado por un eje provisto de piezas mecánicas (levas) sujetas a él cuyas formas son especiales y son orientadas de diferente manera para activar, empujar, mover o tocar diferentes mecanismos a intervalos repetitivos como válvulas, pistones, etc. En esencia, un árbol de levas es un temporizador mecánico cíclico.

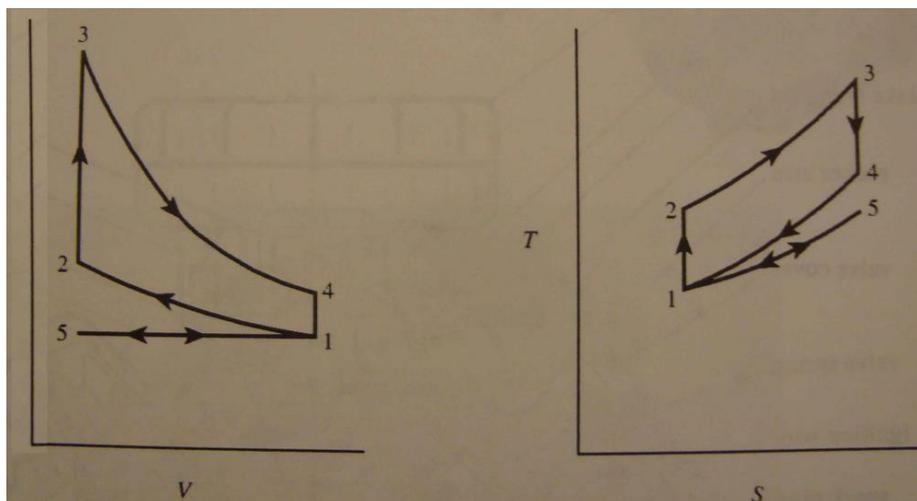


El proceso consta de los siguientes pasos:

1. Con la válvula de admisión abierta, el pistón ejecuta una *carrera de admisión* para introducir aire fresco al cilindro, o en el caso de los motores de ignición por chispa, se inyecta una mezcla de aire y combustible.
2. Con las dos válvulas cerradas, el pistón lleva a cabo una *carrera de compresión* aumentando la temperatura y presión de la carga. Lo anterior requiere de trabajo, que es realizado por el pistón sobre el contenido del cilindro. En el caso de los motores de ignición por chispa, casi al final de la carrera de admisión comienza el proceso de combustión por medio de la chispa. En el caso de los motores de ignición por compresión, la combustión ocurre espontáneamente debido a la inyección de combustible, casi al final de la carrera de admisión y continúa a lo largo de la primera parte de la expansión.
3. La temperatura y presión elevadas que se consiguieron con la ignición provocan una expansión llamada *carrera de potencia*, durante la cual la carga realiza trabajo sobre el pistón a medida que éste regresa al PMI.
4. Entonces, el pistón realiza una carrera de escape en la cual los gases quemados son purgados del cilindro a través de la válvula de escape abierta.

### Ciclo de Otto

El ciclo de Otto es el que mejor se ajusta al motor de cuatro tiempos de ignición por chispa que es adecuado para la producción de cantidades relativamente pequeñas de trabajo. La figura arriba mostrada que esquematiza el ciclo de un motor de cuatro pasos real puede simplificarse para llegar al ciclo de la figura abajo presentada.





Diagramas *PV* y *TS* para un ciclo de Otto. Fuente: basado en Shapiro, (2008).

El **proceso 1-2** representa la compresión adiabática (carrera de admisión) del aire mientras el pistón se mueve desde el PMI hasta el PMS. En este punto se asume que el aire fresco ya se ha inyectado al cilindro. Se considera adiabática la compresión porque esta se lleva a cabo tan rápido que no hay tiempo suficiente para que haya una transferencia de calor significativa a través de las paredes del cilindro o del pistón. Lo anterior corresponde al paso 1 del proceso real. En el **proceso 2-3** hay una transferencia rápida de calor desde una fuente de calor externa mientras el pistón se encuentra en el PMS. Por ello, este proceso se considera a volumen constante. En realidad, lo que ocurre es la ignición de la mezcla de aire y combustible que se lleva a cabo tan rápido que el volumen de la cámara de compresión se mantiene aproximadamente constante. El **proceso 3-4** es una expansión adiabática debida al incremento de la temperatura y presión del gas provocada por la combustión. La expansión ocurre tan rápido que se pueden hacer las mismas suposiciones hechas para el proceso 1-2. El **proceso 4-1** completa el ciclo liberando calor hacia el exterior cuando se abre la válvula de escape de manera súbita. Durante la parte violenta de la purga (inmediatamente que se abre la válvula), el pistón permanece en la PMS de modo que puede suponerse que el proceso se lleva a cabo a volumen constante. Si se utilizará la misma sustancia de trabajo en todo el proceso, aquí se podría comenzar el ciclo de nuevo. Sin embargo, no es así, porque se deben sustituir los productos de la combustión e introducir aire fresco y nuevo combustible para que el ciclo reinicie. Esto lo completa el **proceso 1-5** que termina de eliminar los productos de la combustión con un decremento del volumen de la cámara de compresión, pero esta vez a presión constante, la atmosférica. Una vez en 5, se cierra la válvula de escape y se abre la válvula de admisión para comenzar la inyección de la mezcla hasta alcanzar el punto 1 a presión atmosférica, **proceso 5-1**. Ahora sí, el motor está listo para otro ciclo.

Los procesos 1-5 y 5-1 se realizan a volúmenes ligeramente distintos, pero para fines prácticos coinciden sus valores. Es por ello que el trabajo y calor generados en uno son anulados por el otro, ya que se realiza de manera inversa. Por lo tanto, se pueden omitir estos dos procesos en el análisis del ciclo para finalmente llegar al ciclo de Otto mostrado abajo y compuesto de los siguientes pasos:

1. Compresión adiabática (isentrópica<sup>2</sup>), 1-2
2. Suministro de calor a volumen constante (proceso isócoro), 2-3
3. Expansión adiabática, 3-4
4. Liberación de calor isocora, 4-1

Al finalizar el análisis del ciclo de Carnot se puntualizó que todo proceso de una máquina real será modelado por medio de un proceso reversible. Es entonces justificado el adjetivo isentrópico al referirse a procesos adiabáticos, ya que, para un proceso reversible,  $dQ = T dS$  dedonde se deduce que si no hay intercambio de calor entonces no hay intercambio de entropía.

<sup>2</sup> Recuerda que un proceso isentrópico es aquel donde la entropía permanece constante, mientras que uno adiabático es en el que no hay transferencia de calor.



Una vez analizado el ciclo de Otto se puede determinar la eficiencia térmica del mismo. Se realizará basado en Wark (1984). Esta eficiencia se define como el cociente del trabajo neto realizado en un ciclo y el calor añadido al sistema. Es decir,

$$\eta_T = \frac{W_{neto}}{Q_c},$$

donde  $W_{neto}$  es el trabajo neto realizado por el sistema y en un diagrama  $PV$  representa el área encerrada por el ciclo, mientras que  $Q_c$  es el calor añadido al sistema desde la fuente a temperatura alta. Para calcular el trabajo neto y el calor suministrado se recurre a la primera ley de la termodinámica,  $\Delta E = Q - W$  donde se ha supuesto un sistema cerrado, por lo que el incremento de energía solo se debe a un incremento de energía interna del gas. Entonces,  $\Delta U = Q - W$ . En los procesos de expansión y compresión adiabáticos, el calor es cero por lo que  $-W = \Delta U$ , mientras que en los procesos isócoros, el trabajo es cero, ya que  $dW = pdV$ , así que  $Q = \Delta U$  en este caso. Se calcula el trabajo por medio de los calores de entrada y salida. Para ello, se utilizará el análisis de aire frío estándar lo que implica que el aire se toma como gas ideal cuya energía interna es  $U = U_0 + mc_v T$ , obteniendo

$$Q_c = Q_{2-3} = \Delta U_{2-3} = U_3 - U_2 = mc_v(T_3 - T_2)$$

$$Q_f = -Q_{4-1} = \Delta U_{4-1} = U_4 - U_1 = mc_v(T_4 - T_1),$$

y como el trabajo neto del proceso cíclico completo es simplemente  $Q_{2-3} + Q_{4-1}$ , porque la energía interna del sistema considerado como gas ideal, es una función solo de la temperatura, por lo tanto, en un ciclo  $\Delta U = 0$ . Entonces

$$\begin{aligned} \eta_T &= \frac{W_{neto}}{Q_c} = \frac{c_v(T_3 - T_2) - c_v(T_4 - T_1)}{c_v(T_3 - T_2)} \\ &= 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \left(\frac{T_1}{T_2}\right) \frac{T_4/T_1 - 1}{T_3/T_2 - 1} \end{aligned}$$

Ahora,  $V_2 = V_3$  y  $V_1 = V_4$ . Los procesos 1-2 y 3-4 son isentrópicos y satisfacen las relaciones

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma-1} \quad y \quad \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{V_4}{V_3}\right)^{\gamma-1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma-1}$$

con  $\gamma = c_p/c_v$ . De aquí se deduce que  $T_2/T_1 = T_3/T_4$  o  $T_4/T_1 = T_3/T_2$ . Sustituyendo este resultado en la ecuación para la eficiencia del ciclo de Otto con aire frío estándar se obtiene

$$\eta_{T,Otto} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{\gamma-1} = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}},$$



donde  $r$  es la relación de compresión del ciclo ideal. Esta ecuación indica que los parámetros principales en el control de la eficiencia de un ciclo de Otto son, la relación de compresión y la razón de los calores específicos. En general, la eficiencia térmica crece con la razón de compresión lo cual invita a pensar que para mejorar la eficiencia de un ciclo de Otto se debe aumentar la razón de compresión. Sin embargo, esto no es del todo cierto, ya que la dependencia de la eficiencia con la razón de compresión se vuelve constante a partir de cierto límite. En el caso de aire frío estándar, a razones de compresiones mayores a 10, la eficiencia ya no aumenta significativamente. En la práctica, la razón de compresión está limitada por la aparición de pre-ignición o de bamboleo del motor cuando dicha razón alcanza valores mayores a 10, si se utilizan combustibles comunes de hidrocarburos. Otra manera de modificar la eficiencia sería variando la razón de las capacidades caloríficas de la sustancia de trabajo. Por ejemplo, gases monoatómicos ideales poseen una razón de sus calores específicos mientras que gases poliatómicos tienen razones de calores específicos menores. Entonces, sería conveniente utilizar gases monoatómicos como sustancias de trabajo. Desafortunadamente, el aire utilizado junto con la presencia de dióxido de carbono, vapor de agua y otras moléculas poliatómicas, hace imposible la obtención de razones de los calores específicos más elevados.

Wark (1984) menciona como tomar en cuenta la variación del valor de la razón de calores específicos con respecto del aire a las temperaturas correspondientes, por medio de tablas y en Rolle (2005), hace una muy buena comparación entre el ciclo de Otto ideal y uno “real”.

Para concluir con el ciclo de Otto se debe comentar que el combustible comúnmente utilizado en estos motores es la gasolina cuyos productos de combustión ya se mencionaron y dan razones de compresión bajas con respecto al motor Diesel que se presenta a continuación.

### **Ciclo Diesel**

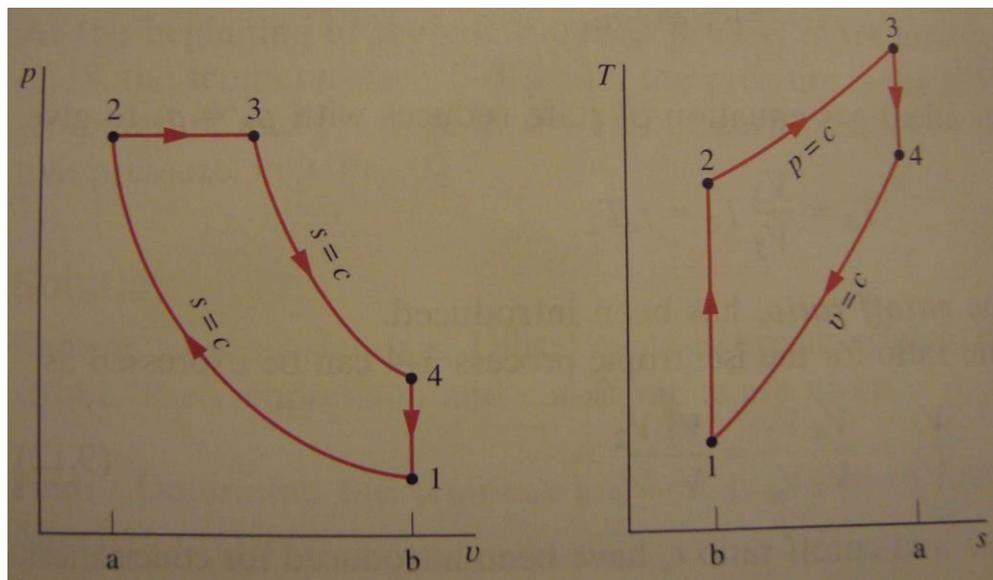
Un motor Diesel es otro ejemplo de motores de combustión interna, parecido al motor de Otto, pero con la diferencia de que opera con razones de compresión más altas. Otra diferencia con el motor de Otto es que la ignición no se provoca con chispa sino por medio de un incremento en la temperatura por arriba de la autoignición de la mezcla combustible-aire. Es decir, el motor Diesel es de combustión interna de ignición por compresión. Ahora, si al inicio de la carrera de compresión se introduce el aire junto con el combustible, como se hace en el motor de Otto, la mezcla comenzaría la combustión en cuanto alcance la temperatura de ignición sin tener control sobre el inicio y duración del proceso de combustión. Para salvar esta dificultad, el combustible se inyecta independientemente del aire cuando el pistón está cerca del PMS. Se puede entonces decir que ambos motores difieren principalmente en el método para lograr la combustión y en el ajuste de la sincronización del proceso de combustión. El resto del ciclo del motor de cuatro tiempos Diesel es similar al ciclo del motor de Otto.



La idealización del motor Diesel corresponde al ciclo Diesel cuyos procesos son los siguientes:

1. Compresión adiabática similar a la del ciclo de Otto, 1-2
2. Suministro de calor a presión constante (proceso isobárico), 2-3
3. Expansión adiabática, 3-4
4. Liberación de calor isocora, 4-1

El suministro de calor en 2-3 puede considerarse isobárico porque muy cerca del PMS se inyecta el combustible a presión cercana a la del punto 2. Como en estas condiciones la mezcla ya está a temperatura de ignición, se produce la misma inmediatamente sin modificar el volumen de la cámara de compresión. La siguiente figura muestra el ciclo ideal de un motor Diesel en los diagramas  $PV$  y  $TS$ .



Diagramas  $Pv$  y  $Ts$  para un ciclo Diesel. Fuente: basado en Shapiro, (2008).

Antes de calcular la eficiencia del ciclo Diesel, es conveniente invitarte a revisar los conceptos de trabajo y calor, ya que se deben calcular para los procesos isócoros e isobáricos. En el curso de Termodinámica I se abordaron estos temas, pero si tienes problemas con recordarlos puedes consultar cualquier fuente citada en esta unidad.

De nuevo, la eficiencia térmica es  $\eta_T = W_{neto}/Q_c$ , donde hay que calcular el trabajo neto y el calor suministrado por el depósito caliente. Para un proceso cíclico el estado inicial y final es el mismo, el incremento de la energía interna es cero. Por otro lado, el sistema se considera cerrado como en el caso del ciclo de Otto, así que la primera ley de la termodinámica  $\Delta E = Q_{neto} + W_{neto}$  se expresa como  $\Delta U = 0 = Q_{neto} + W_{neto}$ . Por lo tanto,  $W_{neto} = -Q_{neto}$ , pero  $Q_{neto} = Q_c - Q_f$  de manera que la eficiencia se transforma en



$$\eta_T = \frac{W_{\text{neto}}}{Q_c} = \frac{Q_c - Q_f}{Q_c} = 1 - \frac{Q_f}{Q_c},$$

donde  $Q_c$  y  $Q_f$  son el calor entrante de la fuente caliente y el calor saliente hacia la fuente fría, respectivamente. Por otro lado, en el ciclo Diesel el calor entra en el proceso 2-3 y sale en el proceso 4-1 y es aquí donde hay que calcular estas cantidades. En el proceso 2-3 la primera ley de la termodinámica se escribe

$$U_3 - U_2 = Q_{2-3} - W_{2-3}$$

El proceso 2-3 se realiza a presión constante por lo que el trabajo se puede calcular directamente como

$$W_{2-3} = \int_2^3 p dV = p(V_3 - V_2)$$

Despejando el calor  $Q_{2-3}$  se tiene

$$\begin{aligned} Q_{2-3} &= U_3 - U_2 + p(V_3 - V_2) = U_3 + pV_3 - (U_2 + pV_2) \\ &= H_3 - H_2 \end{aligned}$$

El calor liberado en el proceso 4-1 ya fue calculado en el ciclo de Otto y es  $Q_{4-1} = U_4 - U_1$ , dando una expresión para la eficiencia del ciclo Diesel

$$\eta_T = 1 - \frac{U_4 - U_1}{H_3 - H_2} = 1 - \frac{u_4 - u_1}{h_3 - h_2}$$

Ahora, solo basta calcular los incrementos de energía interna y entalpía de los procesos, pero el de energía ya se realizó dando  $u_4 - u_1 = c_v(T_4 - T_1)$ . Mientras que el incremento de entropía se calculó utilizando el análisis de aire estándar donde se considera un gas ideal. En estas condiciones  $H = H_0 + C_p T$  o en términos de cantidades específicas,  $h = h_0 + c_p T$ , por lo tanto, la eficiencia se puede escribir como

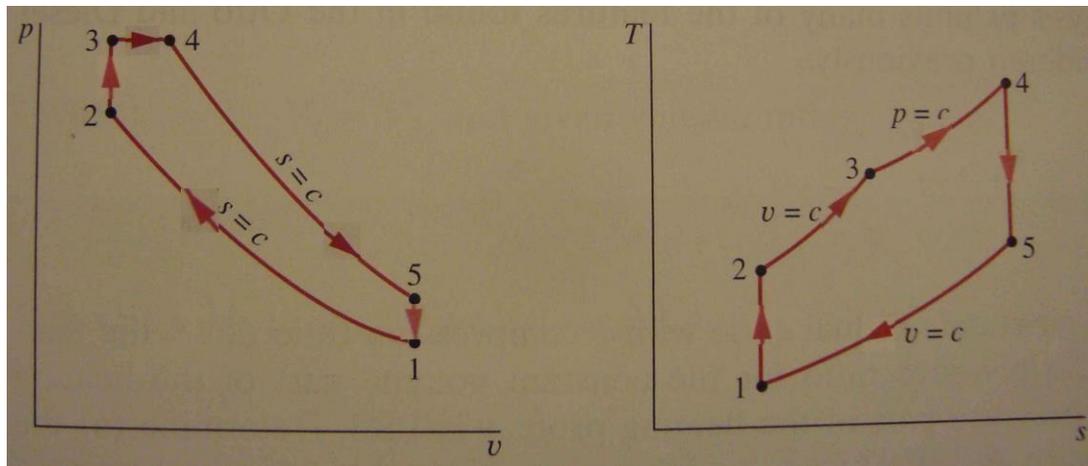
$$\eta_T = 1 - \frac{c_v(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{\gamma(T_3 - T_2)}$$

Haciendo un desarrollo análogo al de la eficiencia del ciclo de Otto y definiendo la relación de corte como  $r_c = V_3/V_2$ , se puede demostrar que la eficiencia del ciclo Diesel resulta

$$\eta_{T,diesel} = 1 - \frac{1}{r_c^{\gamma-1}} \left[ \frac{r_c^{\gamma} - 1}{\gamma(r_c - 1)} \right]$$



De la última relación se puede notar que la eficiencia del ciclo Diesel depende, además de la razón de compresión, de la razón de corte y de la razón de las capacidades caloríficas. La eficiencia de un ciclo Diesel difiere de la eficiencia de un ciclo Otto por el factor entre corchetes cuadrados que se puede demostrar que siempre es mayor o igual a la unidad de donde se deduce que la eficiencia de un ciclo Diesel es menor o igual que la del ciclo de Otto con la misma relación de compresión. En la práctica, un aumento en la relación de corte tiene un fuerte efecto en la eficiencia térmica del ciclo Diesel con aire estándar. Por esta razón, los fabricantes de motores de ignición por compresión tienden a diseñarlos más parecidos a un motor de Otto. Una manera de lograr esto es por medio de un ciclo muy particular que es utilizado ampliamente en los actuales motores de combustión interna de ignición por compresión, el *ciclo dual* mostrado en la figura de abajo que se describe brevemente a continuación.



Diagramas  $Pv$  y  $Ts$  para un ciclo dual. Fuente: basado en Shapiro, (2008).

Este ciclo ideal es una combinación del ciclo de Otto y el ciclo Diesel que añade un punto más de referencia entre el proceso 2-3 del ciclo de Otto (o del ciclo Diesel). En este punto, el ciclo realiza tanto el proceso de inyección de calor de manera isocora propia del ciclo de Otto, como el proceso de expansión isobárica correspondiente del ciclo Diesel. Se puede demostrar tal como lo menciona Shapiro, (2008) que dice que la eficiencia de un ciclo dual es

$$\begin{aligned} \eta_T &= 1 - \frac{u_4 - u_1}{(u_x - u_2) + (h_3 - h_x)} \\ &= 1 - \frac{T_4 - T_1}{(T_x - T_2) + \gamma(T_3 - T_x)} \end{aligned}$$

donde  $T_x$  representa el nuevo punto de referencia para introducir los dos procesos. También, se puede expresar la eficiencia del ciclo dual en términos de la relación de corte  $r = V_3/V_x = V_3/V_2$  y de la *relación de presión a volumen constante* durante el proceso  $x-2$  que se define como  $r_p = P_x/P_2 = P_3/P_2$ , dando como resultado (Wark, 1984)



$$\eta_{T,dual} = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}} \left[ \frac{r_p r^{\gamma} - 1}{\gamma r_p (r_c - 1) + (r_p - 1)} \right]$$

Si  $r_p$  es igual a la unidad, la eficiencia del ciclo dual se reduce a la correspondiente para el ciclo Diesel. De manera similar, si la relación de corte es igual a la unidad, la eficiencia del ciclo dual se reduce a la eficiencia del ciclo de Otto.

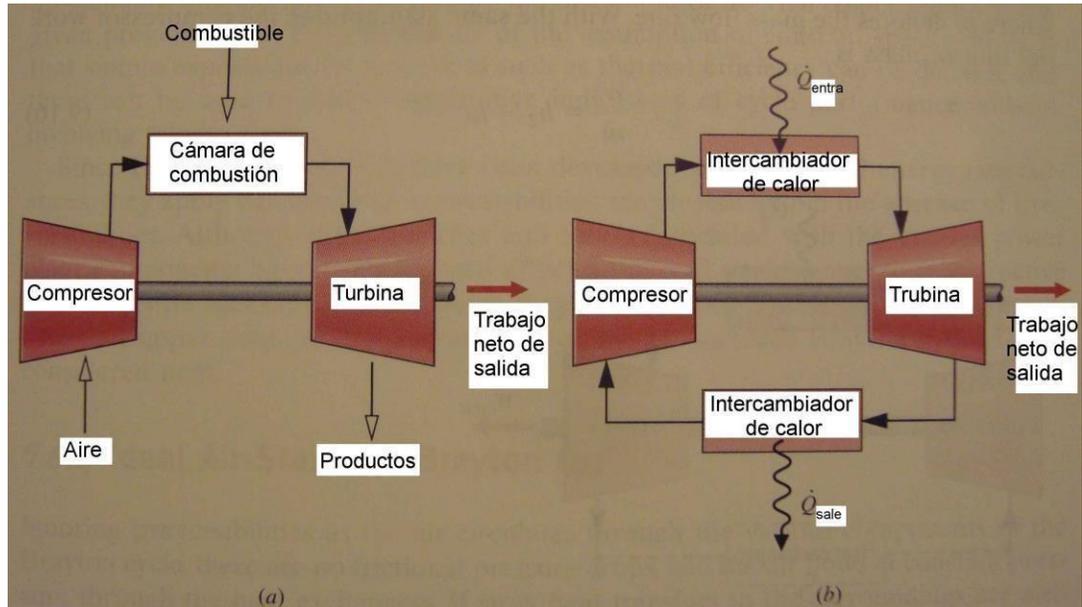
En comparación, para la misma entrada de calor y la misma razón de compresión, la eficiencia térmica de los tres ciclos disminuye en el orden siguiente: ciclo de Otto, ciclo dual y ciclo Diesel. Es por esta razón que los motores actuales se diseñan más parecidos al ciclo Otto o dual que al Diesel.

### Ciclo de Brayton

Al inicio de la presente sección se mencionó que había varios tipos de motores de combustión interna, desde los motores alternantes hasta los motores de turbina de gas. En la primera parte de esta sección se analizaron los motores alternantes, ahora se avocará al análisis de las turbinas de gas, dejando para el subtema de ciclos combinados el análisis de las turbinas de gas-vapor.

Las turbinas de gas se han convertido en un dispositivo productor de potencia muy popular debido a la proporción favorable potencia de salida-peso de estos motores, así como su operación más suave y el incremento en la capacidad de mantenimiento. La aplicación de este motor principalmente se da en el área del transporte (por ejemplo, aviones de propulsión, plantas de potencia marítimas, etc.). Las turbinas de gas también son utilizadas comúnmente en plantas generadoras estacionarias.

Las turbinas de gas pueden ser de dos tipos, de régimen abierto y cerrado. Las de uso más común son las primeras, pero la idealización es más sencilla para las de régimen cerrado. La figura presentada a continuación muestra un esquema de ambos regímenes.



Esquema de funcionamiento de la turbina de gas simple de (a) régimen abierto y (b) régimen cerrado.  
Fuente: basado en Shapiro, (2008).

Pero se comienza con el análisis del funcionamiento de las **turbinas de régimen abierto**. En este motor se inyecta aire de la atmósfera continuamente hacia un compresor rotatorio o axial que eleva considerablemente la presión del aire de manera adiabática. Después, el aire entra a una cámara de combustión (o **combustor**) en la que es mezclado con combustible para quemarse a presión constante, generando productos de combustión a una alta temperatura. Enseguida, estos productos se expanden a través de una turbina descargándolos a los alrededores por lo que la presión final, en este paso corresponde a la atmosférica. Parte del trabajo desarrollado por la turbina se emplea en la operación del compresor y el resto se emplea para generar electricidad, para impulsar un vehículo o para otros propósitos. Como puede notarse, en realidad este motor no trabaja realmente en un ciclo, ya que el aire entra continuamente a él y es expulsado del mismo, sin lograr un restablecimiento de la sustancia de trabajo para dejarla en el estado inicial. A pesar de ello, a este régimen suele llamarse de ciclo abierto.

La **turbina de régimen cerrado** difiere del anterior en la manera que la sustancia de trabajo recibe calor y en que ésta sustancia si regresa al estado inicial. En la parte (b) del esquema del motor de turbina de gas, la sustancia de trabajo recibe calor desde una fuente externa, por ejemplo, de un reactor nuclear. El gas saliente de la turbina se transfiere a un intercambiador de calor para ser enfriado antes de reingresar al compresor. Este es el motor que se analizará primero por medio de la aproximación de su ciclo ideal, el ciclo de Brayton. Como antes, se utiliza un análisis de aire estándar (ver sección anterior si necesita repasar el análisis de aire estándar) y es justificada la simplificación, ya que, en la práctica, los combustibles comúnmente utilizados (principalmente hidrocarburos) tienen proporciones con respecto a la masa del aire de 50:1. De nuevo, se debe tener cuidado con los valores de los parámetros que se obtendrán de



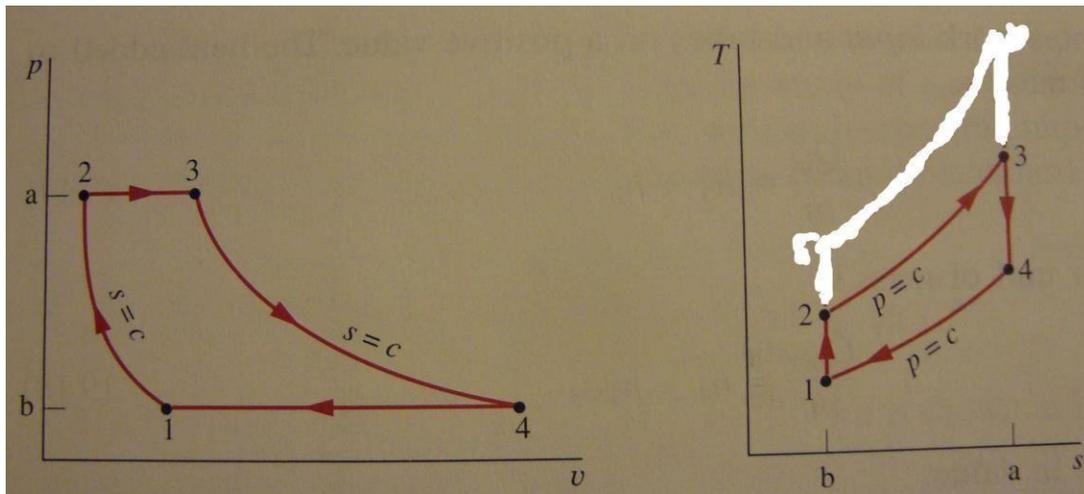
este análisis porque pueden diferir significativamente con los del motor real. No obstante, con el análisis de aire estándar se puede ilustrar muy bien el funcionamiento del motor de turbina de gas de manera cualitativa.

En concordancia con el análisis de aire estándar, se asume que el intercambio de calor, generado posiblemente por la combustión de la mezcla, se realiza a través de una fuente externa. Con estas suposiciones, el ciclo que se realiza es el siguiente:

1. Se inyecta aire a temperatura ambiente al compresor en el estado 1 mientras se comprime, proceso 1-2 en la siguiente figura, por medio de un eje de paletas puestas de manera inversa a la de la turbina de salida. De aquí que reciba el nombre de **turbina inversa**. Esto incrementa la presión y temperatura del aire pero la compresión es tan rápida que resulta plausible ignorar las pérdidas de calor hacia los alrededores por medio de las paredes del compresor. Por lo tanto, el proceso 1-2 se lleva a cabo de manera adiabática.
2. El aire pasa al combustor o, en otras configuraciones, al intercambiador de calor. En ambos casos dichos dispositivos se idealizan por medio de una fuente externa de calor. El **combustor** es básicamente una cámara abierta por la que fluye el aire a medida que se quema. El flujo de aire y combustible es aproximadamente estacionario, por lo que se puede asumir que este proceso se realiza a presión constante.
3. El aire (o productos de la combustión) sale del compresor a gran velocidad realizando una expansión que se puede considerar adiabática debido a la rapidez del flujo que no permite un intercambio de calor con los alrededores. La presión al final de este proceso es muy cercana a la inicial atmosférica. Para producir la potencia propia del motor, el aire a temperatura y presión elevadas, salen del combustor por una boquilla de diámetro pequeño y esto provoca un incremento significativo de la velocidad del flujo. El aire incide sobre las paletas de la turbina llamada **turbina impulsora** y provoca el giro rápido del eje de las paletas.
4. Después de producir el trabajo requerido, el aire pasa a una cámara a presión constante, donde intercambia calor con los alrededores hasta alcanzar la temperatura inicial y está listo para realizar un nuevo ciclo.

Al ciclo descrito anteriormente se puede simplificar con el objeto de realizar un análisis, al menos cualitativo, de un motor de turbina de gas. El ciclo ideal que se ajusta a este tipo de motores es el ciclo de Brayton (figura mostrada enseguida) que consta de los siguientes pasos:

1. Compresión adiabática (o isentrópica), 1-2
2. Suministro de calor a presión constante (proceso isobárico), 2-3
3. Expansión adiabática (o isentrópica), 3-4
4. Liberación de calor a presión constante (proceso isobárico), 4-1



Diagramas  $Pv$  y  $Ts$  para el ciclo de Brayton. Fuente: basada en Shapiro, (2008).

Ahora están en condiciones de calcular la eficiencia del ciclo de Brayton. En la primera unidad se obtuvo la expresión de la primera ley de la termodinámica en términos de cantidades específicas  $\Delta h + \Delta ke + \Delta pe = q - w_{sist}$ . En los procesos isentrópicos 1-2 y 3-4,  $q = 0$ . Si además, se desprecian los efectos de la energía potencial, el balance energético para los procesos 1-2 y 3-4 se reduce a  $\Delta h + \Delta ke = -w_{sist}$  o particularmente,

$$-w_{1-2} = h_2 - h_1 + \frac{1}{2}(u_2^2 - u_1^2)$$

$$-w_{3-4} = h_4 - h_3 + \frac{1}{2}(u_4^2 - u_3^2)$$

En una turbina real, la diferencia entre las velocidades de entrada y salida no son considerables. Por lo tanto, se pueden despreciar los efectos de la energía cinética de modo que las ecuaciones anteriores se reducen a

$$w_{1-2} = -(h_2 - h_1)$$

$$w_{3-4} = -(h_4 - h_3)$$

En los procesos isobáricos 2-3 y 4-1, el balance energético es  $\Delta h = q - w$  ignorando los efectos de la energía cinética. Así, para estos procesos se tiene

$$q_{2-3} - w_{2-3} = h_3 - h_2$$

$$q_{4-1} - w_{4-1} = h_1 - h_4,$$



donde ya se han despreciado los efectos de la energía cinética. El trabajo isobárico de los procesos 2-3 y 4-1 no debe incluirse porque se realiza contra la atmósfera y ya está considerado en la entalpía, así que

$$q_{2-3} = h_3 - h_2,$$

del mismo modo

$$q_{4-1} = (h_1 - h_4)$$

Para calcular la eficiencia debemos conocer el trabajo neto realizado por el sistema y el calor de entrada. Por una parte,

$$\begin{aligned} w_{neto} &= w_{1-2} + w_{3-4} \\ &= -(h_2 - h_1) - (h_4 - h_3) \\ &= (h_3 - h_2) + (h_1 - h_4) \end{aligned}$$

Y por otra parte, el calor de entrada es  $q_{entra} = q_{2-3}$ . Por lo tanto, la eficiencia térmica del ciclo de Brayton es

$$\begin{aligned} \eta^T &= \frac{w_{neto}}{q_c} = \frac{(h_3 - h_2) + (h_1 - h_4)}{(h_3 - h_2)} \\ &= 1 + \frac{h_1 - h_4}{h_3 - h_2} = 1 - \frac{h_4 - h_1}{h_3 - h_2} \end{aligned}$$

Ahora bien, se recuerda que se está utilizando un análisis de aire estándar en el cual, la sustancia de trabajo se considera como gas ideal. Ya se advertido que en este caso, la entalpía toma la forma  $h = h_0 + c_p T$ . Sustituyendo esta expresión en la eficiencia del ciclo de Brayton se tiene

$$\begin{aligned} \eta^T &= 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \\ &= 1 - \frac{T_1}{T_2} \left[ \frac{T_4/T_1 - 1}{T_3/T_2 - 1} \right] \end{aligned}$$

Aún se pueden modificar esta expresión para escribir la eficiencia en términos de la razón de presión. Para ello, utilizan el análisis de aire frío estándar donde se asume un gas con capacidades caloríficas constantes a temperatura ambiente. En este caso, se puede demostrar



que un proceso adiabático cumple la relación  $pV^\gamma = \text{cte}$ . Aplicando esta expresión a los estados inicial y final de los procesos 1-2 y 3-4 se llega a

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{(\gamma-1)/\gamma}, \quad \frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{(\gamma-1)/\gamma}$$

Nota que  $p_2 = p_3$  y  $p_1 = p_4$ , por lo que de inmediato se deduce que  $T_4/T_1 = T_3/T_2$  y la eficiencia del ciclo de Brayton queda

$$\eta_T = 1 - \frac{T_1}{T_2}$$

Aplicando de nuevo la primera de las ecuaciones anteriores y recordando que la razón de presiones  $r_p = p_1/p_2$ , se llega a la expresión deseada para la eficiencia térmica del ciclo de Brayton

$$\eta_{T,Brayton} = 1 - \frac{1}{r_p^{(\gamma-1)/\gamma}}$$

Como pueden notar de la ecuación precedente, se podría incrementar la eficiencia al aumentar la temperatura de la cámara de combustión, pero esto no es factible en la práctica debido a las limitaciones metalúrgicas en la construcción del motor. El límite de temperatura alta a la que puede operar una turbina es de 1700 K. No obstante, hay otra manera de hacer más eficiente este ciclo. De la última ecuación se puede ver que la eficiencia de un ciclo Brayton ideal de aire estándar frío depende de la razón de presiones a lo largo del compresor. Un incremento de esta razón provoca un incremento en la eficiencia, lo que se traduce en una diferencia de presiones que debe generar el compresor. Por una parte, aunque en efecto, esto hace más eficiente el ciclo, el trabajo neto desarrollado por la turbina es menor que otro con menor razón de compresión. Por consiguiente, se debe sacrificar eficiencia por potencia. Por otra parte, si construyen dos turbinas trabajando entre las mismas temperaturas, para que ambos realicen el mismo trabajo, la de mayor relación de compresión, y por lo tanto, mayor eficiencia, debe tener un flujo de masa mayor. Esto provoca que el motor tenga dimensiones muy grandes, cosa que no es deseable para vehículos pequeños. Para verificar lo dicho, puedes hacer un diagrama  $TS$  del ciclo de Brayton y convencerte por ti mismo de lo anterior.

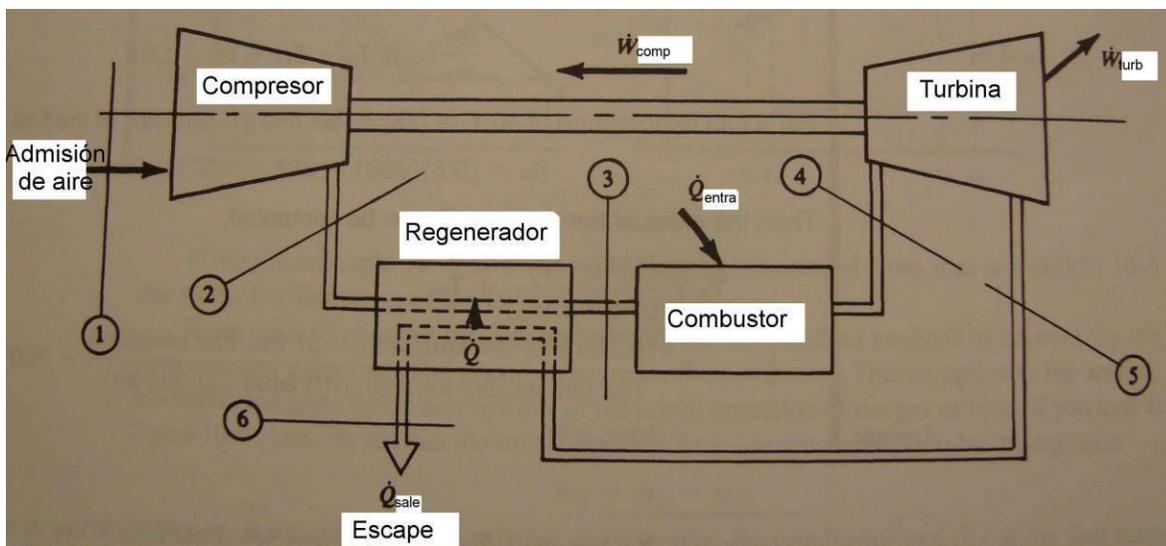
### Ciclos regenerativos

Como complemento a esta sección, se describe brevemente y sin mayor formalidad, algunas modificaciones al ciclo de Brayton utilizado en las turbinas, que aumentan la eficiencia total del motor.

Las turbinas de gas de régimen abierto operan de manera tal que la temperatura de salida de la turbina, comúnmente, es mucho mayor que la temperatura de entrada. Es posible aprovechar el



calor del gas de salida para calentar el gas de entrada disminuyendo el calor neto que la fuente externa debe inyectar a la turbina. Como la inyección de calor se lleva a cabo en el combustor, es aquí donde hay que aprovechar este calor. Al incrementar la temperatura de la corriente de salida del compresor, que es la temperatura de la corriente de entrada del combustor, se necesita menos combustible para iniciar realizar la ignición. Esto es análogo a disminuir la cantidad de calor que la fuente externa del ciclo de Brayton suministra a la sustancia de trabajo que sea visto, tiene implicaciones importantes en la eficiencia del motor. A la técnica de extracción de calor de la corriente de salida para el reciclaje hacia el motor se le llama **calentamiento regenerativo**, por ello, a una turbina que opere con un dispositivo para este fin se le denomina **turbina regenerativa**. El ciclo ideal utilizado para modelar este tipo de turbinas es nombrado **ciclo regenerativo**. La siguiente figura muestra un esquema de la configuración de este tipo de dispositivos.



Esquema del funcionamiento del ciclo regenerativo de Brayton. Fuente: basado en Rolle, (2005).

El compresor se conecta al intercambiador de calor de contraflujo donde se calienta por el calor proveniente de la corriente de salida de la turbina. La corriente ya caliente pasa al combustor donde se quema para continuar con el proceso normal de la turbina de gas. La corriente de salida de la turbina se desvía al intercambiador de calor para calentar la corriente de entrada del combustor.

Para el análisis de la turbina regenerativa, se considera que el intercambiador de calor es reversible y la transferencia de calor se puede representar en un diagrama  $TS$ , como el área bajo la curva del proceso como en la figura de abajo. A decir verdad, los diagramas  $pV$  y  $TS$  para esta turbina regenerativa son iguales aparentemente que para la turbina normal. La diferencia radica en la manera de inyectar el calor y esto se puede indicar en estos diagramas.

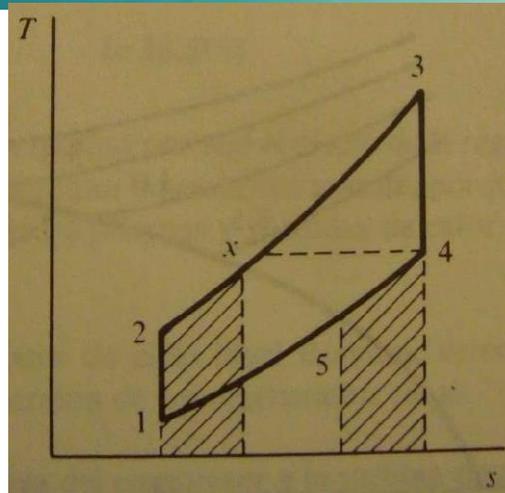


Diagrama Ts para un ciclo regenerativo de turbina de gas. Fuente: basada en Wark, (1984).

Si el proceso de calentamiento regenerativo es reversible, el flujo de calor que sale de la corriente de escape de la turbina debe ser igual al calor que suministra a la corriente de salida del compresor. Por lo tanto, las dos áreas sombreadas en la figura anterior son iguales. Es decir,  $Q_{2-x} = Q_{4-5}$ . En principio, debería ser posible calentar la corriente de salida del compresor hasta la temperatura de la corriente de salida de la turbina. En Shapiro (2008), hay una demostración cualitativa de este hecho. En la práctica, estos calores no son iguales debido a las irreversibilidades del intercambiador de calor, haciendo que se pierda algo en la transferencia. Es por ello que en la figura citada la temperatura de los puntos x y 4 no coinciden. Como describe Wark (1984), una manera de evaluar la pérdida de calor del proceso de recalentamiento es por medio de la efectividad del regenerador definida como

$$\eta_{ef} = \frac{\text{transferencia real de calor}}{\text{máxima transferencia de calor posible}} = \frac{h_x - h_2}{h_4 - h_2}$$

La temperatura que corresponde a  $h_x$  es menor que la que corresponde a  $h_4$ . Considerando el “reciclado” de calor por parte del regenerador, la eficiencia térmica del ciclo regenerativo es

$$\eta_T = 1 - \frac{h_y - h_1}{h_3 - h_x}$$

Aplicando el análisis de aire estándar, se puede demostrar que esta eficiencia puede transformarse en

$$\eta_{T,regen} = 1 - \frac{T_1}{T_3} r^{(\gamma-1)/\gamma}$$

Y al mismo tiempo, la efectividad resulta



$$\eta_{ef} = 1 - \frac{T_x - T_2}{T_4 - T_2}$$

Así mismo, Wark (1984) comenta sobre la dependencia de la eficiencia térmica del ciclo regenerativo lo siguiente.

La eficiencia térmica del ciclo regenerativo disminuye al aumentar la relación de las presiones para un valor fijo de  $T_3/T_1$ ... Para aumentar la eficiencia térmica... el valor de  $T_x$  debe ser lo más grande posible, porque la entrada de calor se reduce, pero el trabajo neto no cambia... Aumentarla (la eficiencia) más allá de este valor (usualmente 0.7 para turbinas de gas estacionarias) conduce generalmente a costos de equipos que invalidan cualquier ventaja de la eficiencia térmica mayor. Además, una mayor eficiencia (efectividad del regenerador) requiere una mayor área para la transferencia de calor, lo que conduce a una mayor caída de presión en el regenerador que produce una pérdida en la eficiencia del ciclo (eficiencia térmica del ciclo regenerativo).

Rolle (2005), calcula con poco detalle la eficiencia térmica del ciclo regenerativo. Se te recomienda que repitas estos cálculos, pero con mayor detalle. También se te invita a que deduzcas las expresiones para la eficacia del regenerador dependiente de las temperaturas y la eficiencia térmica del ciclo regenerativo,  $\eta_{T,regen}$ .

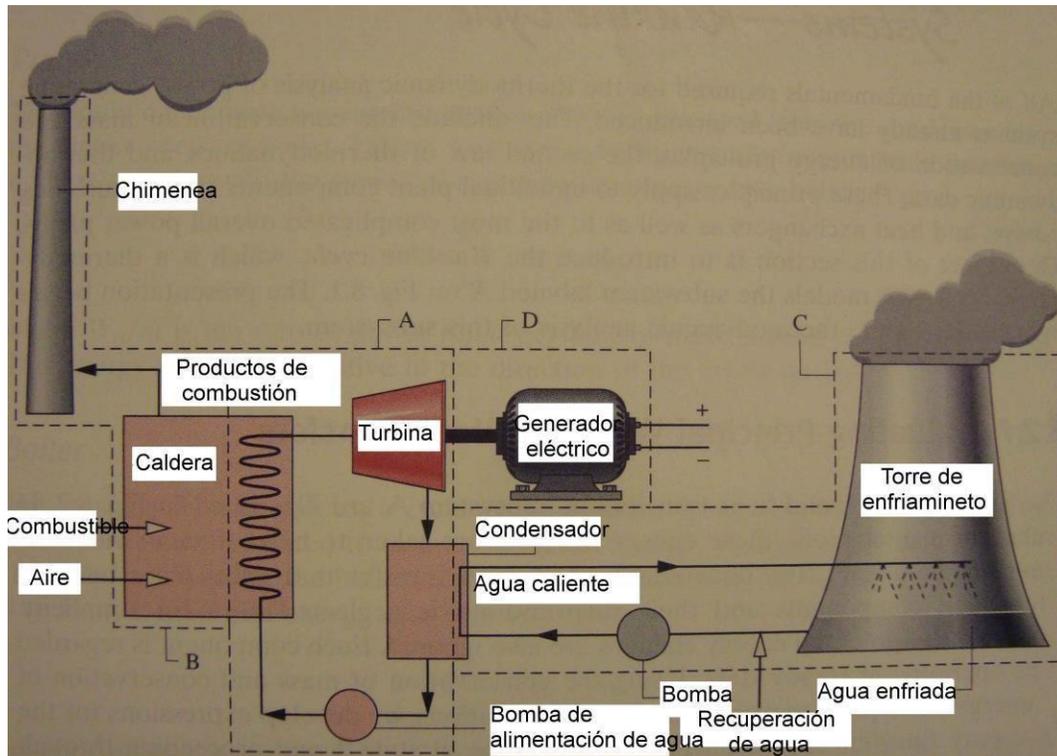
Existen otras modificaciones al ciclo regenerativo que puedes consultar en Shapiro (2008), donde se tratan otros dispositivos que se aproximan por medio del ciclo de Brayton como los motores de propulsión y cohetes.

## 2.1.2. Ciclos de vapor

Al inicio de la presente unidad, se mencionó la importancia de estudiar sistemas generadores de exergía o potencia, y en el apartado previo se trataron sistemas que trabajan con ciclos de potencia de gas. En el presente subtema, se analizarán sistemas que utilizan ciclos de potencia de vapor para su funcionamiento. La aplicación más importante de estos dispositivos es la producción de potencia eléctrica porque gran parte de la electricidad generada comercialmente es producida por plantas motrices de vapor. Los combustibles fósiles o nucleares proporcionan la energía para producir el vapor que se conduce hacia la turbina de vapor de un generador eléctrico. Ya se trate de combustibles fósiles o nucleares, las plantas de potencia de vapor utilizan el mismo principio básico de funcionamiento, el ciclo de vapor. Este último difiere del ciclo de gas discutido en el apartado anterior, en que la sustancia de trabajo se presenta en dos fases de la materia durante el ciclo. A continuación, se describirá el funcionamiento básico de los sistemas de potencia de vapor, pero antes se sugiere repasar los diagramas de fase de sustancias puras vistos en la asignatura de Termodinámica I, porque serán indispensables en esta sección. También lo puedes revisar en el texto de Rolle, (2005).



### Planta de potencia de vapor



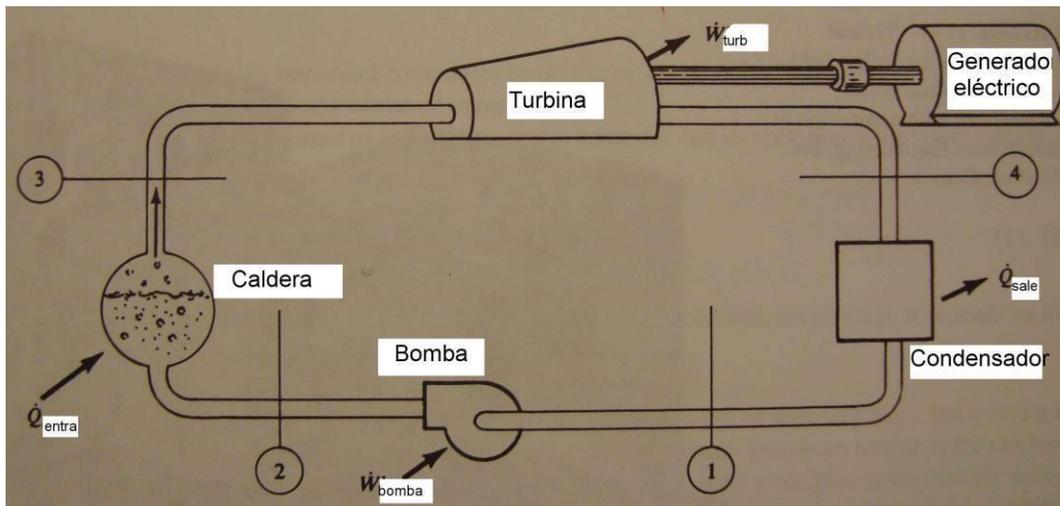
Esquema de una planta generadora de potencia de vapor simple. Fuente: basada en Shapiro, (2008).

La figura anterior muestra un esquema de los componentes básicos de una planta de potencia de vapor que utiliza combustibles fósiles. El subsistema A es el encargado de transformar el calor en trabajo útil y por lo tanto, es el objeto de estudio de este subtema. Es por ello que se deja a un lado por el momento para describir el resto de la planta.

El subsistema B provee la energía necesaria para vaporizar el agua que pasa por la caldera. En plantas que utilizan combustibles fósiles, esto se hace por medio de la transferencia de calor desde gases calientes producidos por la quema del combustible hacia la sustancia de trabajo, que pasa por tuberías y contenedores en la caldera. En plantas nucleares, la energía es proporcionada por reacciones nucleares controladas que tienen lugar en el reactor dentro de un edificio asilado. Las plantas solares tienen receptores que concentran y recolectan la radiación solar que vaporiza la sustancia de trabajo. El vapor generado en B pasa a través de una turbina en A donde se expande, disminuyendo su presión. El eje de la turbina se conecta a un generador eléctrico representado por el subsistema D. El vapor que abandona la turbina pasa por un sistema de tuberías que transportan agua fría. Aquí se condensa en las paredes de las tuberías. Esta parte de la planta se llama condensador y corresponde al subsistema C. En la planta del diagrama, el agua caliente es enviada a una torre de enfriamiento en la cual, el calor recolectado en el condensador es liberado a la atmósfera. Entonces, el agua es recirculada hacia el condensador.



Ahora se considera el subsistema A responsable de, como ya se mencionó, transformar el calor suministrado por la caldera en trabajo útil aprovechado por la turbina. Se comienza por explicar su funcionamiento general para así poder representarlo por medio de algún ciclo termodinámico. La figura mostrada a continuación representa un esquema de la operación de la turbina de vapor típica.



Esquema de una típica turbina de vapor cerrada. Fuente: basado en Rolle, (2005).

1. Líquido saturado (agua proveniente del condensador) es bombeado hacia la caldera consiguiendo una elevada presión. Además de que se procura aislar todas las tuberías que transportan al líquido, el proceso se lleva a cabo de manera rápida. Es por ello que se puede decir que el líquido realiza una compresión adiabática.
2. En la caldera, el líquido recibe una cantidad de calor que provoca el calentamiento del mismo hasta llevarlo al estado de líquido saturado. Como se le sigue inyectando calor el líquido se vaporiza a través de una transición de fase a presión constante. Una vez que todo el líquido se ha transformado en vapor, comienza a elevar su temperatura y presión, aunque esta última no se modifica demasiado por lo que se considera a todo el proceso como isobárico. La caldera se considera la fuente externa de calor.
3. El vapor proveniente de la caldera, el cual tiene una elevada presión y temperatura, se expande a través de la turbina produciendo trabajo a la vez que se descarga hacia el condensador a relativa baja presión. Como en el paso 1, el proceso es tan rápido que no hay tiempo de intercambio de calor con los alrededores por lo que el proceso es aproximadamente adiabático.
4. En el condensador existe un flujo de calor del flujo de escape de la turbina hacia el agua fría que fluye en una corriente separada. El vapor disminuye su temperatura hasta llegar al estado de vapor saturado. Continúa el intercambio de calor haciendo que el vapor se

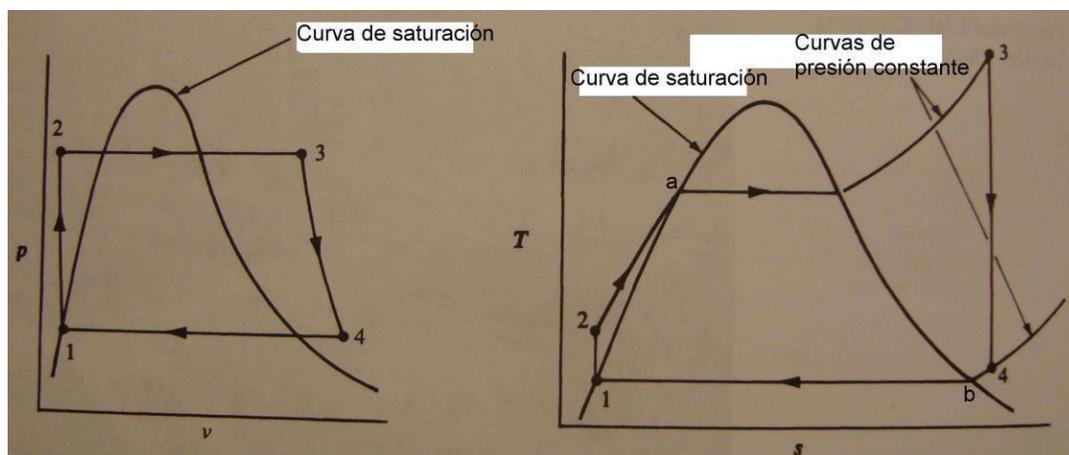


condense a temperatura y presión constantes. Continúa la condensación hasta que se llega al estado de líquido saturado. En este punto, el sistema está listo para realizar un nuevo ciclo.

Como puede notarse, en el proceso presentado anteriormente se hacen algunas suposiciones que ayudan al análisis del proceso completo, pero no son suficientes. Es por ello que se deben hacer suposiciones adicionales para facilitar el análisis del proceso. Una de ellas es la de asumir que no hay intercambio de calor entre los diversos componentes de la planta y sus alrededores. Además, se debe considerar que todos los componentes del sistema trabajan en estado estacionario y se desprecian los efectos de las energías, cinética y potencial. Finalmente, se considera que todos los procesos involucrados son reversibles.

### Ciclo de Rankine

Con las suposiciones anteriores, el proceso de la subunidad de la planta de poder de vapor se puede simplificar al siguiente ciclo mostrado en la figura de abajo



Diagramas  $PV$  y  $Ts$  para el ciclo de Rankine. Fuente: basado en Rolle, (2005).

1. Compresión adiabática (y por lo tanto, isentrópica) del líquido (agua), 1-2
2. Suministro isobárico de calor para transformar el líquido en vapor, 2-3
3. Expansión adiabática (e isentrópica) del vapor a baja presión, 3-4
4. Liberación isobárica de calor para condensar el vapor, 4-1

En consecuencia, el ciclo de vapor descrito consta de dos procesos adiabáticos y dos procesos isobáricos con la particularidad de que los últimos involucran una transición de fase de la sustancia de trabajo en los puntos  $a$  y  $b$ . El ciclo ideal que mejor se ajusta a este proceso cíclico es el *ciclo de Rankine* y nótese que es el mismo ciclo que el ciclo de Brayton salvo que en el primero, la sustancia de trabajo se presenta en dos fases a lo largo del proceso. Como en los ciclos de gas, es conveniente ahora calcular la eficiencia de este proceso. Para tal propósito, se determinará el balance energético del ciclo completo.



Tomando un volumen de control alrededor de la bomba, un balance de energía por medio de la primera ley de la termodinámica para volumen de control establece que  $q - w = \Delta h$ , porque sean despreciado los efectos de las energías cinética y potencial. De la relación anterior, directamente se obtiene el trabajo adiabático (isentrópico) que desarrolla la bomba en 1-2

$$-w_{1-2} = h_2 - h_1$$

Mientras que el trabajo isobárico del proceso 2-3 no debe incluirse porque se realiza contra la atmósfera y ya está considerado en la entalpía. Utilizando el balance de energía para este proceso se obtiene que

$$q_{2-3} = (h_3 - h_2)$$

Como en el proceso 1-2, el trabajo adiabático (isentrópico) en el proceso 3-4 es

$$-w_{3-4} = h_4 - h_3$$

Mientras que el balance energético del proceso 4-1 es similar al correspondiente del proceso 2-3 arrojando

$$q_{4-1} = (h_1 - h_4)$$

Con este balance se puede ahora calcular la eficiencia ( $\eta = w_{neto}/q_{entra}$ ) del ciclo de Rankine identificando al calor entrante con el calor del proceso 2-3. De este modo, la eficiencia térmica es

$$\begin{aligned} \eta_T &= \frac{w_{1-2} + w_{3-4}}{q_{2-3}} \\ &= \frac{-(h_2 - h_1) - (h_4 - h_3)}{(h_3 - h_2)} \\ &= \frac{(h_3 - h_2) + (h_1 - h_4)}{(h_3 - h_2)} = 1 + \frac{(h_1 - h_4)}{(h_3 - h_2)} \end{aligned}$$

Invirtiendo la diferencia del numerador, se obtiene finalmente que la eficiencia térmica del ciclo de Rankine

$$\eta_{T,Rankine} = 1 - \frac{(h_4 - h_1)}{(h_3 - h_2)}$$

Nota que esta eficiencia es la misma que la del ciclo de Brayton, como debía ser, ya que el ciclo se compone de los mismos procesos. En este caso ya no es tan sencillo ni deseable expresar la eficiencia en términos de razones de compresión o de presión debido a la transición de fase



que impide utilizar el modelo de gas ideal para el análisis. Lo que puedes hacer para calcular la eficiencia en este caso, es consultar las tablas de propiedades termodinámicas del vapor. Aunque, sí es posible expresar la eficiencia de este ciclo en términos de temperaturas como en el caso de los ciclos de gas. Se puede demostrar tal como lo presenta Shapiro, (2008)<sup>3</sup> que la eficiencia térmica del ciclo de Rankine también puede escribirse como

$$\eta_{T,Rankine} = 1 - \frac{T_f}{T_c}$$

donde  $T_f$  es la temperatura (fría) promedio a la que se cede el calor y  $T_c$  la temperatura (caliente) promedio a la que se inyecta el calor. La eficiencia del ciclo de Rankine así expresada es similar a la eficiencia del ciclo de Carnot, salvo los valores promedio de las temperaturas en el primero.

Cuando se analizaron las turbinas de gas, se mencionó que gran parte del trabajo de salida de la turbina es utilizada por el compresor que inyecta el aire al combustor. En las plantas de vapor ocurre algo similar. Parte del trabajo de salida es requerido por la bomba que suministra agua a la caldera. Pero a diferencia de las turbinas de gas, en las plantas de vapor, la bomba no requiere tanto trabajo. Esto se debe a que se necesita más trabajo para comprimir un líquido, con el mismo incremento de presión, que un gas. Te darás cuenta fácilmente al revisar un diagrama  $PV$  del agua y recordando que el trabajo es el área bajo la curva que representa un proceso, por ejemplo, isotérmico.

Por otra parte, analizando diagramas  $Ts$  del ciclo de Rankine, se puede mostrar que un incremento en la presión de la caldera incrementa la eficiencia térmica del ciclo de Rankine. Mientras que una disminución de la presión del condensador por su parte es la que incrementa esta eficiencia. Sin embargo, existe un valor límite de las presiones de la caldera y el condensador como se presenta a continuación. (Shapiro, 2008, y/o Wark, 1984).

El calor de salida del ciclo de Rankine se transfiere desde el vapor que se condensa hacia agua (o aire) a temperatura ambiente con valores entre 15°C y 30°C. Para mantener una adecuada transferencia de calor, la diferencia de temperaturas entre el vapor y el agua a temperatura debe estar entre los 10°C y 15°C. Por lo tanto, la temperatura mínima del vapor que se condensa debe encontrarse entre 25°C y 45°C. Si se consultan las tablas de vapor saturado, las presiones de saturación correspondiente a este intervalo de temperatura deben hallarse entre 0.03 y 0.10 bar, las cuales son muy bajas pero alcanzables en las plantas de vapor actuales.

<sup>3</sup> En el texto citado se encuentra la expresión  $\eta_{T,Rankine} = 1 - T_f/T_c$  cuya diferencia con la que se presenta radica en la temperatura de salida a la fuente fría. Para el cálculo de la eficiencia, Shapiro utiliza un ciclo que no abandona (por la derecha) de la región de transición de fase por lo que el proceso 4-1 se lleva a cabo isotérmicamente. Por esta razón, la temperatura de salida ( $T_f$ ) no es el promedio. Mientras que se considera un proceso donde 4-1 si abandona la región de transición, provocando una variación de la temperatura en una parte de este proceso. De aquí que aparezca la temperatura promedio  $T_c$ .



Por otra parte, aunque la disminución de la presión de escape de la turbina mejora la eficiencia térmica del ciclo de Rankine, tiene la gran desventaja de aumentar el contenido de humedad (hecho conocido en el ámbito de la ingeniería como **disminución de la calidad**) del mismo, disminuyendo la eficiencia de una turbina real. Además, las gotitas de líquido que se forman debido al incremento de humedad del flujo de escape provocan un serio problema de erosión en las paletas de la propia turbina.

También se puede mejorar la eficiencia térmica del ciclo de Rankine al elevar la temperatura promedio del flujo de admisión a la turbina,  $T_c$ , hecho que puede verificarse al revisar la última expresión para la eficiencia térmica del ciclo de Rankine. Este aumento de temperatura y la disminución de la humedad del flujo de escape de la turbina pueden conseguirse mediante la implementación de un sobre-calentador. Este dispositivo provoca un aumento isobárico de temperatura en el flujo de admisión de la turbina porque el flujo de escape de la caldera ingresa a otra sección de suministro de calor que mantiene la presión casi constante. De nuevo, hay un valor límite para la temperatura que puede alcanzar el flujo de admisión de la turbina y se debe principalmente a restricciones metalúrgicas. Los valores para esta temperatura límite van desde 540°C a 600°C. En Wark (1984) se amplía esta discusión incluyendo diagramas  $Ts$  que ayudan a concluir que la eficiencia mejora debido al aumento de la temperatura mencionada.

### Ciclo de Rankine con recalentamiento

Como se menciona en el apartado previo, se puede aumentar la eficiencia del ciclo de Rankine por medio de un sobre-calentador que incrementa la temperatura promedio del flujo de admisión de la turbina. Como menciona Wark (1984):

Se puede conseguir una mejoría equivalente en la temperatura promedio durante el proceso de suministro de calor si se aumenta la presión máxima del ciclo, es decir, la presión de la caldera... Sin embargo, para una temperatura fija máxima fija en el generador de vapor (caldera), un aumento en su presión produce una disminución de la calidad del vapor (incrementa la humedad) que sale de la turbina.

Ya se comentó que este problema provoca la erosión de las paletas de la turbina por lo que no se puede hacer uso de lo anterior para mejorar la eficiencia del ciclo. Sin embargo, hay una manera de aprovechar los incrementos de presión que aumentan la temperatura promedio del flujo de salida de la caldera. Es a través del ciclo de Rankine con recalentamiento, o simplemente ciclo de recalentamiento.

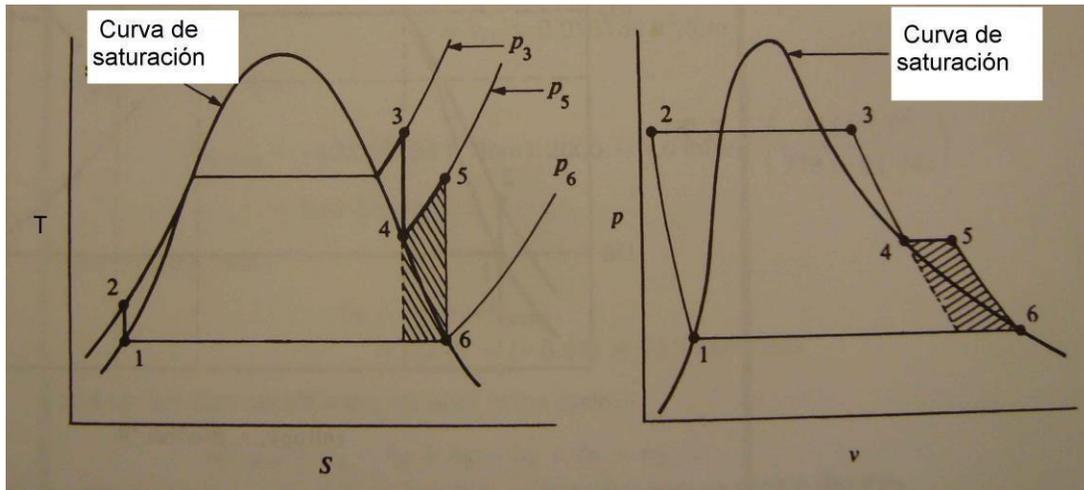
La operación de la sección encargada de la generación de la potencia en planta de potencia de vapor con recalentamiento consta de los siguientes pasos

1. Líquido saturado (agua proveniente del condensador) es bombeado hacia la caldera consiguiendo una elevada presión. Además de que se procura aislar todas las tuberías que transportan al líquido, el proceso se lleva a cabo de manera rápida. Es por ello que



- se puede decir que el líquido realiza una compresión adiabática. (Es igual al paso 1 del apartado de Planta de potencia de vapor).
2. En la caldera, el líquido recibe una cantidad de calor que provoca el calentamiento del mismo hasta llevarlo al estado de líquido saturado. Como se le sigue inyectando calor el líquido se vaporiza a través de una transición de fase a presión constante. Una vez que todo el líquido se ha transformado en vapor, comienza a elevar su temperatura y presión, aunque esta última no se modifica demasiado por lo que se considera todo el proceso como isobárico. La caldera se considera la fuente externa de calor. (Es igual al paso 2 del apartado de Planta de potencia de vapor).
  3. El vapor proveniente de la caldera, el cual tiene una elevada presión y temperatura, se expande parcialmente a través de la turbina produciendo trabajo a la vez que se recolecta para ser enviado de vuelta a la caldera. La expansión parcial provoca un decremento en la temperatura y presión, pero el estado alcanzado en este paso es muy cercano a la curva de saturación de vapor, por lo que el flujo sigue siendo vapor. El proceso es tan rápido que no hay tiempo de intercambio de calor con los alrededores por lo que el proceso es aproximadamente adiabático.
  4. El vapor expandido parcialmente en la turbina es conducido de nuevo a la caldera donde es recalentado hasta una temperatura un poco menor que la temperatura de la caldera. El proceso se lleva a cabo a presión considerada constante.
  5. El vapor recalentado, de elevada presión y temperatura, proveniente de la caldera, se ingresa nuevamente a la turbina para su expansión completa, produciendo trabajo a la vez que se descarga hacia el condensador a relativa baja presión. El proceso se considera adiabático por la misma razón que en el paso 3.
  6. En el condensador existe un flujo de calor del flujo de escape de la turbina hacia el agua fría que fluye en una corriente separada. El vapor disminuye su temperatura hasta llegar al estado de vapor saturado. Continúa el intercambio de calor haciendo que el vapor se condense a temperatura y presión constantes. Continúa la condensación hasta que se llega al estado de líquido saturado. En este punto, el sistema está listo para realizar un nuevo ciclo. (Es igual al paso 4 del apartado de Planta de potencia de vapor).

Como puede observarse, el ciclo de recalentamiento es muy similar al ciclo de Rankine simple solo con una modificación que tiene grandes repercusiones en la eficiencia térmica de la planta de vapor. En el ciclo simple, el flujo que sale de la caldera pasa a la turbina para su expansión completa y después ingresa al condensador. Mientras que, en el ciclo de recalentamiento, el flujo mencionado se expande parcialmente y se reingresa a la caldera para recalentarse y solo entonces se expande por completo a través de la turbina. Este proceso de operación se puede simplificar en el siguiente ciclo que se muestra esquemáticamente en la figura de abajo:



Diagramas  $TS$  y  $Pv$  para el ciclo de recalentamiento. Fuente: basada en Shapiro, (2008).

1. Compresión adiabática (y por lo tanto, isentrópica) del líquido (agua), 1-2
2. Suministro isobárico de calor para transformar el líquido en vapor, 2-3
3. Expansión parcial adiabática (e isentrópica), 3-4
4. Suministro isobárico de calor para recalentar el vapor, 4-5
5. Expansión adiabática a baja presión, 5-6
6. Liberación isobárica de calor para condensar el vapor, 6-1

Ya conocido el ciclo ideal de la planta de potencia de vapor con recalentamiento, se puede realizar un balance energético con el objeto de calcular la eficiencia térmica de este ciclo, el ciclo de Rankine con recalentamiento. En secciones anteriores se han utilizado procedimientos similares para obtener la eficiencia de los ciclos, por lo que esta vez se omitirán los detalles y se te invita a desarrollar los cálculos que llevan a la expresión de la eficiencia que se presenta. Como antes, se desprecian los efectos de las energías cinética y potencial.

El trabajo adiabático del proceso 1-2 es

$$-w_{1-2} = h_2 - h_1$$

El calor que se inyecta a la sustancia de trabajo ahora es el debido a los procesos 2-3 y 4-5. Por lo tanto,  $q_c = q_{2-3} + q_{4-5}$ , y al aplicar el balance de energía correspondiente se concluye que

$$q_c = (h_3 - h_2) + (h_5 - h_4)$$

Como en el caso del proceso 1-2, el trabajo adiabático del proceso 3-4 y 5-6 es

$$-w_{3-4} = h_4 - h_3$$

$$-w_{5-6} = h_6 - h_5$$



Mientras que el balance energético del proceso 6-1 es similar al correspondiente del proceso 2-3 arrojando

$$q_{6-1} = (h_1 - h_6)$$

Ahora se está en condiciones de calcular la eficiencia térmica que es  $\eta = w_{neto}/q_{entra}$ . Considerando que  $w_{neto} = w_{1-2} + w_{3-4} + w_{5-6}$ , que  $q_{entra} = q_c$ , y sustituyendo las expresiones anteriores se encuentra que la eficiencia del ciclo Rankine con recalentamiento es

$$\eta_{T,recal} = 1 + \frac{(h_1 - h_6)}{(h_3 - h_2 + h_5 - h_4)}$$

A partir de esta expresión se dificulta encontrar la eficiencia térmica en términos de las razones de compresión o de presión como en el caso de Rankine simple. Por otra parte, se debe puntualizar que se debe tener cuidado al elegir la trayectoria 4-5 correspondiente al recalentamiento porque puede suceder que la temperatura promedio de este proceso sea menor que la temperatura promedio del primer calentamiento (proceso 2-3). Esto provoca una temperatura promedio del suministro completo de calor inferior, lo que implica una disminución de la eficiencia térmica. En otras palabras, el recalentamiento no necesariamente aumenta la eficiencia del ciclo de Rankin simple. Sin embargo, si se elige bien el proceso 4-5, si es posible mejorar la eficiencia térmica y además, se elimina el problema de la mala calidad del vapor (exceso de humedad) en la turbina, previniendo así la corrosión de la misma.

### Ciclo regenerativo de Rankine

Ya se ha visto que una manera de mejorar la eficiencia es por medio del ciclo de recalentamiento o por medio del sobrecalentamiento. El análisis cualitativo de un diagrama  $Ts$  permite determinar que tanto se incrementa el rendimiento del ciclo de Rankine simple. No es mucha la ganancia en eficiencia comparado con los problemas técnicos y económicos que deben resolverse. Sin embargo, cabe decir que las ventajas pueden rebasar a los problemas. Pero hay otra manera de mejorar sustancialmente la eficiencia del ciclo de Rankine simple, y por lo tanto, de las plantas de vapor de este tipo. Este método no aumenta la presión ni temperatura del flujo de entrada de la turbina. Este proceso recibe el nombre de *ciclo regenerativo de Rankine*. Un dispositivo que utiliza este ciclo trabaja de manera similar a su correspondiente que utiliza el ciclo de Rankine simple salvo que pareciera que realiza varios ciclos en uno solo. La siguiente figura muestra un esquema del dispositivo con regeneración de dos estaciones de regeneración.





La turbina puede tener más de dos estaciones de extracción de vapor a lo largo de ella y cada porción del flujo realizará un proceso similar al descrito anteriormente y sirve para calentar el flujo proveniente del condensador. El número de estaciones de extracción de la turbina es el número de bombas extra e intercambiadores de calor que se necesitarán. El funcionamiento de este dispositivo es complicado de describir en una secuencia de pasos lineales porque algunos procesos involucrados se llevan a cabo de manera simultánea. Pero el funcionamiento general puede englobarse en los siguientes pasos:

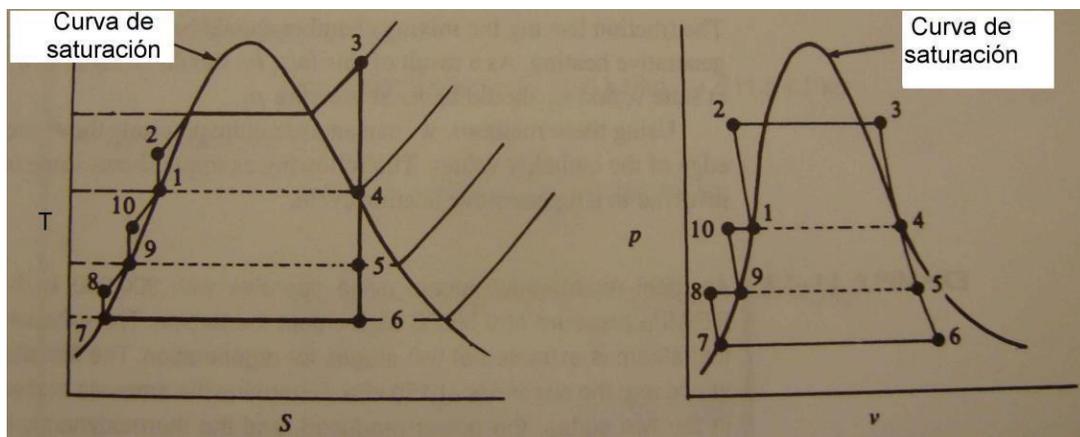
1. Líquido saturado (agua proveniente del condensador) es bombeado hacia la caldera consiguiendo una elevada presión. Además de que se procura aislar todas las tuberías que transportan al líquido, el proceso se lleva a cabo de manera rápida. Es por ello que se puede decir que el líquido realiza una compresión adiabática. (Es igual al paso 1 del apartado de Planta de potencia de vapor).
2. En la caldera, el líquido recibe una cantidad de calor que provoca el calentamiento del mismo hasta llevarlo al estado de líquido saturado. Como se le sigue inyectando calor el líquido se vaporiza a través de una transición de fase a presión constante. Una vez que todo el líquido se ha transformado en vapor, comienza a elevar su temperatura y presión, aunque esta última no se modifica demasiado por lo que podemos considerar todo el proceso como isobárico. La caldera se considera la fuente externa de calor. (Es igual al paso 2 del apartado de Planta de potencia de vapor).
3. Una fracción del vapor proveniente de la caldera, el cual tiene una elevada presión y temperatura, se expande parcialmente a través de la turbina produciendo trabajo a la vez que se recolecta para ser enviado a un intercambiador de calor llamado calentador de agua de alimentación o simplemente, calentador de alimentación. El resto del vapor continúa la expansión en la turbina. La extracción temprana del flujo de la turbina se hace cuando éste ha llegado al estado de saturación de vapor. El proceso es tan rápido que no hay tiempo de intercambio de calor con los alrededores por lo que el proceso es aproximadamente adiabático.
4. La fracción del vapor restante se expande parcialmente a través de la turbina produciendo trabajo mientras que una fracción más del vapor se recolecta para ser enviado a otro calentador de alimentación. El fluido restante continúa la expansión en la turbina. El proceso es tan rápido que no hay tiempo de intercambio de calor con los alrededores por lo que el proceso es aproximadamente adiabático. 5. El vapor que concluyó la expansión en la turbina continúa con el proceso normal del ciclo de Rankine hasta salir del condensador.
5. Al salir del condensador, el líquido se inyecta al intercambiador de calor por medio de una bomba que incrementa la presión y temperatura de este fluido. Además de que se procura aislar todas las tuberías que transportan al líquido, el proceso se lleva a cabo de



manera rápida. Es por ello que se puede decir que el líquido realiza una compresión adiabática.

6. En el calentador de alimentación, el vapor extraído tempranamente de la turbina intercambia calor con el líquido proveniente del condensador provocando un aumento de temperatura de este último y una condensación del anterior. Al salir del calentador de alimentación, los flujos tienen presiones y temperaturas similares. Este proceso se lleva a cabo a presión constante.
7. En el segundo calentador de alimentación, el flujo extraído tempranamente de la primera estación de extracción de la turbina intercambia calor la mezcla de los flujos del condensador y segunda estación de extracción, provocando un aumento de temperatura de estos últimos y una condensación del anterior. Al salir del calentador de alimentación, los flujos tienen presiones y temperaturas similares. Este proceso se lleva a cabo a presión.
8. Los flujos salientes del último calentador de alimentación se inyectan a la caldera por medio de una bomba que incrementa la presión y temperatura de este fluido. Como en el paso 5, la compresión se lleva a cabo de manera adiabática.

Como ya se mencionó, el ciclo anterior puede incluir más de dos intercambiadores, así como más de una estación de extracción de vapor de la turbina. El esquema presentado en la figura anterior cuenta con 2 calentadores de alimentación y por lo tanto, con 2 estaciones de extracción de vapor de la turbina. El ciclo completo puede resumirse en los siguientes procesos mostrados en la figura de abajo.



Diagramas *TS* y *PV* para el ciclo regenerativo. Fuente: basado en Rolle, (2005).

1. Compresión adiabática (y por lo tanto, isentrópica) del fluido, 1-2.
2. Suministro isobárico de calor para transformar el líquido en vapor, 2-3.
3. Expansión parcial adiabática (e isentrópica) del flujo de admisión de la turbina, 3-4.
  - 3.1.1. Liberación isobárica de calor para condensar la fracción de flujo extraída en 4, 4-



4. Expansión parcial adiabática (e isentrópica) del flujo de admisión de la turbina sin la fracción extraída en 4, 4-5.
  - 4.1.1. Liberación isobárica de calor para condensar la fracción de flujo extraída en 5, 5-9.
5. Expansión adiabática (e isentrópica) del flujo de admisión de la turbina sin la fracción extraída en 4 y 5, 5-6.
6. Liberación isobárica de calor para condensar la fracción final de flujo saliente en 5, 6-7.
7. Compresión adiabática de la fracción final del flujo saliente en 5, 7-8.
8. Suministro isobárico de calor para elevar la temperatura de la fracción final de vapor saliente en 5, 8-9.
9. Compresión adiabática, de la fracción final de vapor saliente en 3 junto con la fracción de fluido condensado extraído en 5, 9-10.
10. Suministro isobárico de calor para elevar la temperatura de la fracción final de vapor saliente en 3 y del fluido condensado extraído en 5. Aquí se integra todo el fluido para reiniciar el ciclo, 10-1.

Idealizado el ciclo de trabajo de la planta regenerativa, están en condiciones de calcular la eficiencia térmica del mismo. Los balances de energía que se utilizaron en el cálculo de la eficiencia del ciclo de Rankine simple siguen siendo válidos y útiles, pero con la consideración de que las ecuaciones de energía deben expresarse en términos de tasas de intercambio de las cantidades específicas<sup>4</sup> en lugar de sólo cantidades específicas. En otras palabras, se deben tomar en cuenta los flujos de masa a lo largo de todo el ciclo y hacer balances de energía de volumen de control. Aplicando el principio de conservación de la masa al diagrama de operación de la planta regenerativa según lo hace Rolfe (2005), se puede notar que

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 + \dot{m}_5 + \dot{m}_6$$

Por otro lado, el balance de energía para sistemas abiertos es

$$\dot{m}q - w = \sum_e \dot{m}_e (ke_e + pe_e + h_e) - \sum_s \dot{m}_s (ke_s + pe_s + h_s)$$

Donde los subíndices e y s representan a las entradas y salidas, respectivamente. Descartando los efectos de las energías, cinética y potencial, este balance se transforma en

$$\dot{m}q - w = \sum_e \dot{m}_e h_e - \sum_s \dot{m}_s h_s$$

El trabajo se debe a todos los realizados por la turbina (procesos 3-4, 4-5 y 5-6) y al de las bombas (procesos 7-8 bomba c, 9-10 bomba b y 1-2 turbina a). El trabajo de la turbina es entonces

<sup>4</sup> Ver unidad anterior, subtema 1.1.2 si se requieren revisar los balances de energía para sistemas abiertos.



$$\begin{aligned} W'_{trub} &= m'_{3}(w_{3-4}) + (m'_{5} + m'_{6})(w_{4-5}) + m'_{6}(w_{5-6}) \\ &= m'_{3}(h_{3} - h_{4}) + (m'_{5} + m'_{6})(h_{4} - h_{5}) + m'_{6}(h_{5} - h_{6}) \end{aligned}$$

Mientras que el realizado por las bombas es fácil de calcular, ya que este proceso se conduce adiabáticamente. En estas condiciones  $W' = m' w$ , siendo  $w = -\Delta h$ . Para cada bomba el trabajo es entonces

$$w_{bomba\ a} = w_{1-2} = -(h_1 - h_2)$$

$$w_{bomba\ b} = w_{9-10} = -(h_9 - h_{10}) \text{ y}$$

$$w_{bomba\ c} = w_{7-8} = -(h_7 - h_8)$$

El flujo de masa en cada bomba es  $m'_{1}$  para a,  $m'_{10} = m'_{1} - m'_{4}$  para b y  $m'_{8} = m'_{9} - m'_{5}$  para c. Entonces,

$$W'_{1-2} = -m'_{1}(h_1 - h_2),$$

$$W'_{9-10} = -m'_{10}(h_9 - h_{10}) \text{ y}$$

$$W'_{7-8} = -m'_{8}(h_7 - h_8)$$

El trabajo neto realizado en el ciclo es entonces

$$\begin{aligned} W'_{neto} &= W'_{trub} + W'_{1-2} + W'_{9-10} + W'_{7-8} \\ &= m'_{3}(h_3 - h_4) + (m'_{5} + m'_{6})(h_4 - h_5) + m'_{6}(h_5 - h_6) \\ &\quad - m'_{1}(h_1 - h_2) - m'_{10}(h_9 - h_{10}) - m'_{8}(h_7 - h_8) \end{aligned}$$

Ahora, el suministro de calor neto desde una fuente externa a temperatura alta solo se debe al suministrado por la caldera en el proceso 2-3. Los intercambios de calor ocurridos en los procesos 5-6 y 4-1 son internos, desde el sistema hacia el propio sistema, por lo que no deben ser considerados para el cómputo de calor neto suministrado. Entonces, aplicando el balance energético al proceso 2-3, el calor añadido  $Q'_{entra} = Q_{2-3}$  es

$$Q'_{entra} = m'_{1}(h_3 - h_2)$$

Con estos balances, ya se podría encontrar una expresión para la eficiencia térmica del ciclo regenerativo de Rankine. Sin embargo, aunque después de un álgebra bastante engorrosa se llegara a una expresión sencilla, ésta no solo es aplicable a todos los ciclos regenerativos sino solo al que utiliza dos estaciones de extracción. Si el ciclo contiene un número diferente de



estaciones, se debe hacer el análisis correspondiente para ese caso específico. Lo que se quiso mostrar, es la manera de proceder con el balance de masa y energía para obtener la eficiencia térmica. De cualquier forma, las expresiones para el trabajo neto y el calor añadido ya se pueden sustituir en  $\eta_{T,regen} = W_{neto}/Q_{entra}$ .

Es importante diseñar correctamente los diferentes procesos para obtener el mejor rendimiento del ciclo. Un parámetro para el buen diseño es la relación de los flujos de masa en los calentadores. Por lo tanto, es conveniente analizar el flujo en cada uno.

Un balance de energía de flujo estacionario establece que, en el calentador I,

$$\dot{m}_1 q - w = \dot{m}'_4 h_4 + \dot{m}'_{10} h_{10} - \dot{m}'_1 h_1$$

Pero  $\dot{m}_1$  es el flujo neto en el calentador y es cero porque el mismo flujo que entra, sale. Además, como ya se mencionó antes, en este proceso no hay trabajo neto realizado por el sistema, así que el balance se reduce a  $0 = \dot{m}'_4 h_4 + \dot{m}'_{10} h_{10} - \dot{m}'_1 h_1$  o  $\dot{m}'_1 h_1 = \dot{m}'_4 h_4 + \dot{m}'_{10} h_{10}$ . La relación que guardan los flujos de masa es  $\dot{m}'_{10} = \dot{m}'_1 - \dot{m}'_4$  de modo que

$$\dot{m}'_1 h_1 = \dot{m}'_4 h_4 + (\dot{m}'_1 - \dot{m}'_4) h_{10}$$

Que al resolver para  $\dot{m}'_4/\dot{m}'_1$  se obtiene

$$\frac{\dot{m}'_4}{\dot{m}'_1} = \frac{h_1 - h_{10}}{h_4 - h_{10}}$$

Mientras que en calentador II, un análisis análogo muestra que

$$\frac{\dot{m}'_5}{\dot{m}'_9} = \frac{h_9 - h_8}{h_5 - h_8}$$

Es importante que las fracciones que abandonan los calentadores se encuentren en el estado de líquido saturado para el buen funcionamiento del calentamiento regenerativo. Derivado de este hecho,  $h_9$  debe ser igual a  $h_f$  (la entalpía de fusión) a la presión del agua en el estado 9 y  $h_1$  debe ser igual a  $h_f$  a la presión  $p_1$ . Con esto, se asegurará que la eficiencia del ciclo sea mejorada.

Para concluir esta sección, es preciso mencionar que se puede diseñar un dispositivo que combine ciclos de recalentamiento con ciclos regenerativos. De esta manera se mejora sustancialmente la eficiencia térmica. A este tipo de ciclos combinados se les llama, *ciclos regenerativos de Rankine con recalentamiento*. En Rolle (2005) se analiza con cierto detalle este ciclo.



### 2.1.3. Ciclos combinados

En los dos subtemas precedentes, se analizaron los ciclos de potencia de gas y vapor por ser los de uso más común en la generación de potencia. Los primeros son muy útiles en la producción de trabajo motriz y los segundos en la producción de electricidad. Estos no son las únicas aplicaciones de estas plantas, así como el agua, ya sea en su fase líquida o de vapor, no es la única sustancia de trabajo que se puede utilizar para propósitos prácticos. Se pueden construir plantas que combinan ciclos con distintas sustancias de trabajo para mejorar el rendimiento de la planta completa. El propósito de este apartado es el de presentar un panorama general de dichos dispositivos y los ciclos que utilizan para su funcionamiento, sin elaborar análisis energéticos detallados que lleven al cálculo de la eficiencia de sus ciclos. La razón de esto es que, en algunos casos, la termodinámica necesaria para su comprensión rebasa el alcance del presente texto y en otros, ya se han hecho estos análisis en los apartados previos. En lugar de esto, se explicará cualitativamente su funcionamiento y las maneras en que estos dispositivos mejoran la eficiencia de las plantas independiente que se trataron antes.

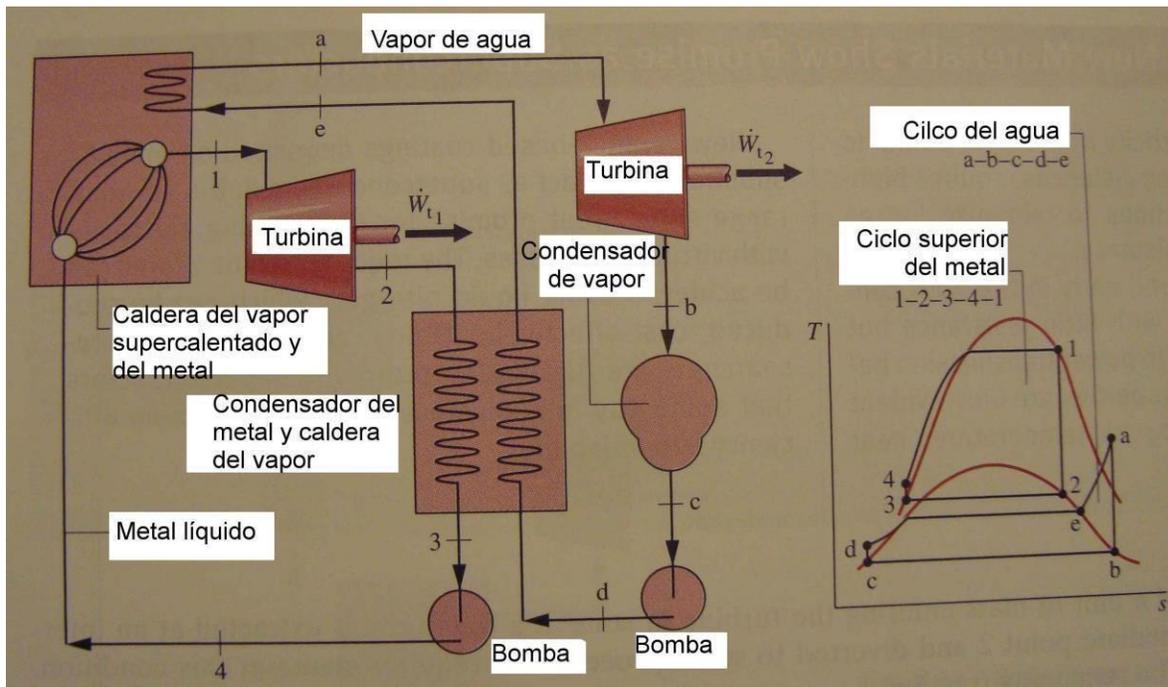
Para indagar la manera de mejorar el desempeño de las plantas de potencia, se considera la eficiencia de Carnot de  $\eta = 1 - T_f/T_c$ . De esta expresión, se deduce que la eficiencia se puede mejorar al incrementar la temperatura de suministros de calor  $T_c$ . Entre mayor sea, mejor es la eficiencia o, de otra manera, se puede lograr una mejoría en la eficiencia al disminuir la temperatura a la cual se entrega calor a la fuente fría, idealmente a temperatura cero. Como se presenta en los siguientes temas, la tercera ley de la termodinámica impide alcanzar el cero absoluto de temperatura además de que es impráctico y muy costoso desarrollar motores que trabajen a temperaturas muy bajas. Debido a esto, no queda más que trabajar con temperaturas de la fuente caliente lo más altas posibles, siempre que lo permitan los materiales utilizados para la construcción de los diversos componentes de la planta. Los materiales y la tecnología, utilizados para la construcción de las plantas, ha limitado estas temperaturas a unos 600°C para los ciclos de vapor y de unos 1900°C para los ciclos de gas. La desventaja del agua es su baja temperatura crítica (temperatura a la cual deja de presentar transición de fase líquido-vapor). En estas circunstancias, la caldera suministra calor a temperatura relativamente baja. Para salvar parcialmente esta dificultad, se podría utilizar otra sustancia de trabajo con una temperatura crítica mucho mayor. Afortunadamente, se ha descubierto que los metales alcalinos son muy provechosos al utilizarlos para que operen en ciclos de Rankine a altas temperaturas. Los más importantes son el potasio, sodio y mezclas de estos dos cuyas propiedades como presión de vapor, capacidad calorífica y coeficientes de transferencia de calor, son muy convenientes para operar en estos ciclos. Por sí solos, los ciclos de Rankine con sustancias de trabajo como las mencionadas anteriormente, mejoran el desempeño de las plantas de potencia de vapor, pero existe una ventaja más cuando se acoplan a otra planta de potencia que en conjunto elevan significativamente la eficiencia del dispositivo completo.



### Ciclos de vapor binarios

Un ciclo binario es aquel en el cual el calor extraído durante el proceso de eliminación de un ciclo de potencia se usa como la entrada de calor para otro ciclo. (Wark, 1984).

En los ciclos binarios se utilizan dos fluidos como sustancias de trabajo, que operan en distintos rangos de temperatura, uno por encima del otro. Uno puede ser metal líquido y la otra agua. El proceso real de estos dispositivos puede idealizarse por medio del ciclo de Rankine para ambas sustancias. Como un ciclo opera por encima del otro, al superior se le denomina ciclo superior o cubierta. La figura de abajo muestra un diagrama de operación de una planta binaria y el diagrama  $Ts$  de los ciclos de Rankine asociados a ésta. Las sustancias de operación son agua y un metal líquido, las cuales se presentan en estado de vapor y líquido a lo largo de sus respectivos ciclos.



Esquema de funcionamiento del ciclo de vapor binario metal-vapor. Fuente: basado en Shapiro, (2008).

En el diagrama de operación arriba presentado, se observa el acoplamiento de los dos dispositivos, mostrando que el calor liberado en la condensación del fluido del ciclo superior es suministrado al líquido del ciclo a baja temperatura para su eventual evaporación. Este proceso se lleva a cabo en un intercambiador de calor interconectado a ambos sistemas que sirve como condensador para el ciclo del metal y como caldera en el ciclo del agua. Típicamente, el decremento de entalpía específica del metal al condensarse en el intercambiador es varias veces menor que el incremento de entalpía específica del vapor de agua vaporizarse, lo que implica que el calor cedido por una unidad de masa del metal sea menor, en la misma proporción, que el calor necesario para vaporizar una unidad de masa de agua. Por esta razón,

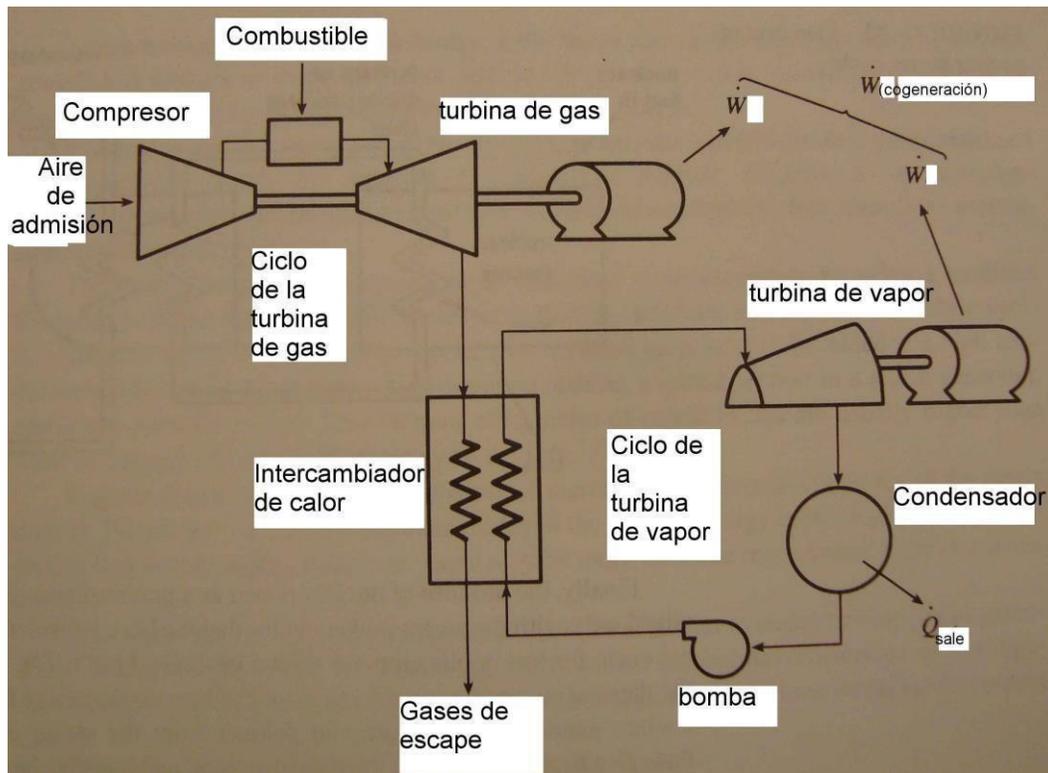


es necesario que la cantidad de masa del metal que pasa por el intercambiador sea varias veces mayor que la cantidad de masa de agua.

Como ejemplo, se puede mencionar que la temperatura de condensación de un ciclo de potasio puede descender hasta los 600°C, la cual es similar. Al inicio de esta unidad, se comentó que las temperaturas máximas de operación de una planta de vapor están cerca de los 600°C. La conclusión de esto es que, en teoría, el ciclo de Rankine del potasio se puede acoplar muy bien al ciclo de Rankine del agua para formar un ciclo binario. En la práctica, las irreversibilidades de los procesos impiden una transferencia íntegra del calor además de que la velocidad del flujo debe ser mayor para el potasio y no siempre se pueden conseguir velocidades suficientes. Aun así, la eficiencia térmica de un ciclo de potasio fluctúa entre el 20% y el 30%, mientras que la eficiencia de los ciclos de vapor está entre el 30% y 40%. Cuando se acopla un ciclo de potasio con un ciclo de vapor, la eficiencia térmica del ciclo binario completo puede fluctuar entre el 50% y 60%. Como puedes ver, el acoplamiento de ambos ciclos mejora significativamente el rendimiento de la planta completa. Sin embargo, el costo de estos dispositivos es muy elevado y solo se justifica su implementación cuando el beneficio otorgado por la mejoría en la eficiencia sea realmente significativo y benéfico a mediano plazo.

### **Ciclo combinado de gas-vapor**

Como se puntualizó en el apartado anterior, el acoplamiento de dos sistemas generadores de potencia puede mejorar el desempeño de cada uno de ellos. El ciclo combinado de gas-vapor es uno más de ellos. El principio es exactamente el mismo que el del ciclo binario, solo que esta vez, los sistemas que se acoplan son, una turbina de vapor y una de gas. Para mostrar el beneficio de acoplar ambos dispositivos, se considera la temperatura del flujo de escape de una turbina de gas. Por ejemplo, las turbinas de gas siemens comercializadas actualmente en España tienen una temperatura de escape de 375°C a 555°C (Siemens AG, 2010). Mientras que la temperatura de admisión de las turbinas de vapor está entre 400°C y 585°C (Siemens AG, 2010). Observa que la temperatura de admisión de las turbinas de vapor es similar a la temperatura de escape de las turbinas de gas. Entonces, resulta natural pensar en acoplar ambas en un ciclo como el ciclo binario. La figura mostrada abajo presenta un diagrama de dicho acoplamiento.



Esquema de funcionamiento de una planta de cogeneración. Fuente: basada en Rolle, (2005).

El análisis del proceso es completamente análogo al análisis del ciclo binario. Además, el balance de energía ya sea hecho para ambas turbinas, así que no debe representar problemas el cálculo de la eficiencia del ciclo completo. Se te invita a realizarlo.

Tal como pudiste notar, los ciclos de potencia son de suma importancia, no solo en la industria energética sino también en un amplio campo de la ingeniería en donde se necesite desarrollar potencia mecánica o eléctrica, por ejemplo.

## 2.2. Ciclos de refrigeración

En el tema anterior, se analizaron sistemas que utilizan ciclos termodinámicos para el análisis de su funcionamiento, lo cual permitió diseñar dispositivos que generan potencia con una eficiencia máxima. Estos dispositivos fueron las plantas de potencia. Sin embargo, dichas plantas no son las únicas que se valen de análisis de los ciclos termodinámicos para su comprensión, diseño y mejora del desempeño. Los sistemas de refrigeración son otros dispositivos a los cuales se les puede aplicar los análisis de ciclos que se utilizaron con las plantas de potencia. Como los sistemas productores de potencia, los sistemas de refrigeración pueden utilizar como sustancia de trabajo un gas, o una sustancia que se presenta en dos



fases. En los sistemas de esta especie, el propósito es el de remover calor continuamente desde un cuerpo a una temperatura baja con respecto a sus alrededores, con el fin de mantener esa diferencia de temperaturas. En otras palabras, un sistema de refrigeración “mantiene un cuerpo frío”. Otro dispositivo que funciona de una manera similar a la de un “refrigerador” es una bomba de calor que difiere del anterior en el cual el calor es inyectado desde los alrededores hacia un cuerpo de temperatura mayor.

Las aplicaciones más conocidas de estos sistemas se centran en la conservación de alimentos o en el acondicionamiento de aire para mantener espacios de edificios, casas, negocios, etc., a una temperatura confortable. Pero estas no son las únicas aplicaciones ni las más importantes. También se utilizan para licuar; combustibles utilizados en cohetes, oxígeno para la fabricación de acero, nitrógeno para la investigación a bajas temperaturas y gas natural para su transportación. Las bombas de calor se utilizan para mantener un espacio a una temperatura mayor que la ambiente o para suministrar calor en procesos industriales que se llevan a cabo a temperaturas altas.

En este tema se presentan los conceptos necesarios para que puedas realizar el análisis de sistemas, ya sea de refrigeración o de bombeo de calor, con el fin de evaluar su eficiencia y en su caso, mejorarla.

### 2.2.1. Propiedades de los refrigerantes

Cuando se analiza un sistema industrial en particular, se comienza por entender su funcionamiento real y después se realizan las suposiciones adecuadas para simplificar el sistema hasta llegar a una idealización de este. Es hasta entonces, cuando se pueden aplicar los principios físicos, en este caso y particularmente, termodinámicos para analizar el sistema. Este razonamiento se siguió constantemente en las secciones al estudiar los sistemas generadores de potencia. Con los sistemas de refrigeración se debe hacer lo mismo. Las suposiciones mencionadas son de diversa índole, pero hay algunas, que involucran a la sustancia de trabajo, que se deben hacer invariablemente. En este subtema, se abordarán aspectos de las sustancias de trabajo de los sistemas de refrigeración y bombeo de calor, mayormente utilizadas en la industria. Se comentan sus propiedades y se discute la forma de elegir la mejor sustancia para un sistema determinado. Una vez hecho esto, se estará en condiciones de comenzar con el análisis de los sistemas de refrigeración y bombeo de calor propiamente.

A continuación, se resume el tratado sobre refrigerantes que hace Shapiro, (2005):

A la sustancia de trabajo de los sistemas de refrigeración y bombeo de calor se denomina *refrigerante*. Durante casi cinco décadas, los refrigerantes más utilizados fueron los cloro-fluoro-carbonos (CFCs). El refrigerante R-12 ( $\text{CCl}_2\text{F}_2$ ) es el más conocido de ellos. En la actualidad, existen acuerdos internacionales que prohíben el uso de estos refrigerantes debido a los efectos tan nocivos para la capa de ozono de la tierra. En lugar de estos, se han desarrollado



refrigerantes que sustituyen al cloro por átomos de hidrógeno de los CFCs disminuyendo el potencial dañino para la capa de ozono. Los HFCs que no contiene cloro son una clase de estos. El refrigerante R-134a ( $\text{CF}_3\text{CH}_2\text{F}$ ) es considerado como el mejor sustituto ecológico del R-12.

Un representante de los refrigerantes que no contienen cloro porque se reemplazó con hidrógeno es el R-22 ( $\text{CHClF}_2$ ), que es una clase de los llamados HCFCs. El amoníaco ( $\text{NH}_3$ ) se está usando últimamente como refrigerante alternativo sustituto de los CFCs porque no contiene cloro. Anteriormente, ya era popular su uso en los primeros desarrollos de los sistemas de refrigeración de compresión de vapor y hoy se emplea la refrigeración por absorción que se presentan en su momento. Actualmente, se investigan hidrocarburos como el propano ( $\text{C}_3\text{H}_8$ ) y metano ( $\text{CH}_4$ ), así como gases como el dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ) para utilizarlos como refrigerantes.

Debido a su uso común, existen tablas de las propiedades termodinámicas de diversos refrigerantes. En Shapiro (2005), puedes consultar tablas para los refrigerantes R-22, R134a, amoníaco y propano mientras que en Rolle (2005) encontrarás tablas para R-502 (R-22, 48.8%/R-155, 51.2%), R-407c (R-32, 23%/R125, 25%/R134a, 52%), R-123 ( $\text{CCl}_2\text{HCF}$ ), y una tabla mucho más completa del R-22. Estas tablas serán de gran utilidad para el análisis de los sistemas de refrigeración y de bombeo de calor, además de que brindará la oportunidad de investigar los efectos, en los ciclos de refrigeración, del uso sustancias de trabajo alternativas.

Lo que menciona Shapiro (2005), no es lo único que se debe tomar en cuenta en un refrigerante. La selección del mismo se basa parcialmente en la relación presión-temperatura en la que opera el refrigerador. Generalmente, se desea eliminar presiones excesivamente bajas cuando se evapora, y presiones excesivamente altas cuando se condensa. Otros criterios para tomar en cuenta al elegir el refrigerante son:

1. La economía
2. Efectos nocivos mínimos al medio ambiente
3. Inflamabilidad
4. Calor latente de condensación ( $h_{fg}$ ) a la temperatura de refrigeración (es deseable que sea alto)
5. Presión de saturación baja a la temperatura de operación (deseable que sea baja)

Termodinámicamente hablando, el criterio 4 es el más importante para elegir un refrigerante, porque un calor latente de condensación es indicativo de una gran cantidad de calor necesaria para condensar una unidad de masa del refrigerante. Esto implica que, al condensarse, absorba mucho calor del espacio que se desea mantener frío.



### 2.2.2. Sistemas de refrigeración de vapor

Un sistema de refrigeración es un dispositivo que extrae calor de una fuente a baja temperatura y lo deposita en una fuente a alta temperatura. En los sistemas productores de potencias, se aprovecha del hecho que el calor fluye espontáneamente desde un cuerpo a temperatura alta hacia un cuerpo a temperatura baja y en el proceso se genera trabajo que pudieron aprovechar para mover un avión, automóvil, etc., o producir electricidad, la generación de trabajo mecánico al mover un eje. En teoría, lo único que se tuvo que hacer fue poner en contacto térmico a la sustancia de trabajo con la fuente caliente y enseguida ponerlo en contacto con la fuente fría. Claro, el arreglo debe ser muy particular para lograr el trabajo deseado. Aquí está presente la segunda ley de la termodinámica, que una de las tantas formas de enunciarlo es:

“Es imposible un proceso cuyo único resultado sea la transferencia de calor de un cuerpo de menor temperatura a otro de mayor temperatura.”

La segunda ley de la termodinámica dice en qué sentido ocurren los procesos. En este contexto, las máquinas térmicas son “naturales” En el caso de los sistemas de refrigeración, la transferencia de calor ocurre ¿desde el cuerpo frío hacia el cuerpo caliente! Entonces, ¿un sistema de refrigeración viola la segunda ley de la termodinámica?

No, la clave está en la frase, **cuyo único resultado**, ya que como producto de la transferencia de calor se tuvo que suministrarle un trabajo neto al sistema. Más adelante se explicará este hecho con ayuda del ciclo de Carnot. Mientras tanto, se describe cómo opera un sistema de refrigeración.

El proceso de un sistema de refrigeración de vapor comienza con la entrada de la sustancia de trabajo o refrigerante a un *evaporador*. En este punto, el refrigerante se encuentra en un estado de dos fases, líquido-vapor. En el evaporador una parte del refrigerante tiene un cambio de fase de líquido a vapor debido al suministro de calor proveniente de una fuente externa (el espacio o cuerpo que se necesita enfriar) a temperatura  $T_f$  que es más alta que la del refrigerante. Recuerda que, durante una transición de fase de una sustancia pura, la temperatura y presión de la misma permanecen constantes por lo que estas variables no cambian mientras el refrigerante pasa por el evaporador. Después, un compresor eleva la presión y temperatura de la mezcla de vapor-líquido hasta convertirlo en un vapor saturado. La temperatura pasa de  $T_f$  a una mayor que  $T_C$ , con  $T_f < T_C$ . A la salida del compresor, el refrigerante es conducido a un condensador donde pasa del estado de vapor saturado a uno de líquido saturado como consecuencia de la liberación de calor hacia una región de temperatura menor  $T_C$ . La diferencia de temperaturas entre el refrigerante y las fuentes no es demasiada, pero si suficiente como para permitir la transferencia de calor. Como en este paso ocurre una transición de fase, la temperatura y presión del refrigerante se mantienen constantes. A la salida del condensador, el refrigerante es conducido al evaporador realizando una expansión que puede ser aprovechada por una turbina que retroalimente al compresor o para que realice otro trabajo, también se

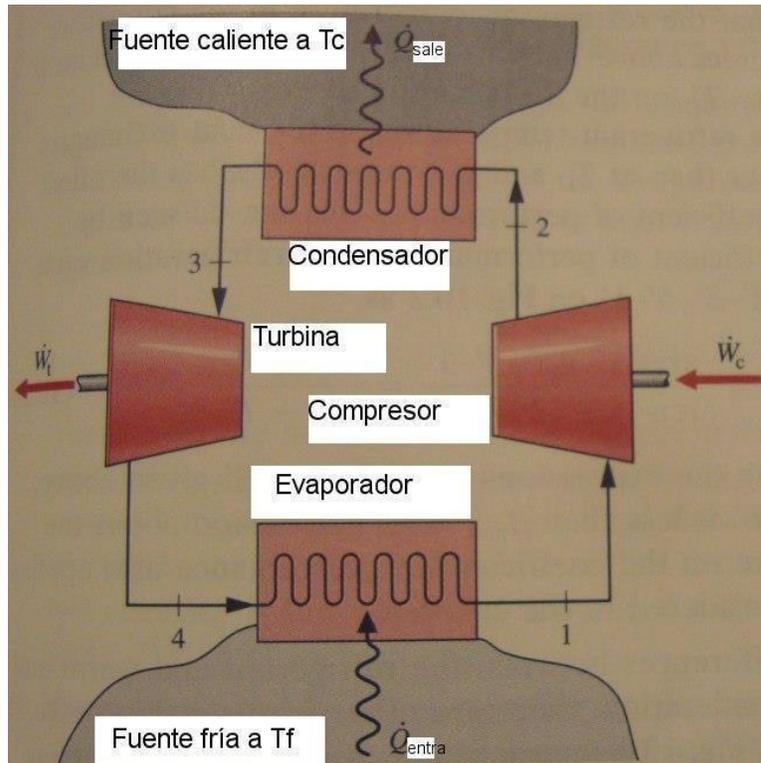


puede conseguir la expansión rápida al abrir súbitamente una válvula que contiene al refrigerante en un compartimento para que se expanda por sí solo a otro compartimento a menor presión. Al realizar la expansión, el refrigerante disminuye su presión, y temperatura hasta un valor por debajo de  $T_f$ .

El funcionamiento del sistema de refrigeración descrito anteriormente se puede resumir en los siguientes pasos:

1. El refrigerante en estado de coexistencia vapor-líquido, pasa por un compresor que eleva la presión y temperatura por medio de una compresión rápida, llevándolo a un estado de vapor saturado. Las tuberías se deben aislar para evitar la pérdida de calor en este punto. Esto junto con el hecho de que la compresión es rápida, permiten asumir que el proceso es adiabático.
2. El refrigerante se pone en contacto con una fuente externa a temperatura alta y libera calor hacia ésta, debido a que su temperatura es un poco menor que de la fuente. Aquí hay una transición de fase por lo que el proceso se lleva a cabo a temperatura constante. El refrigerante pasa de un estado de vapor saturado a uno de líquido saturado.
3. Se realiza una expansión súbita o regulada por una turbina, provocando disminución de la temperatura y presión del refrigerante. Es importante señalar aquí que este proceso es el causante de las mayores irreversibilidades que pudiera tener este. Por ello, es importante considerarlas para el análisis del proceso. Aunque por el momento no se hará esto. Al final de la expansión, el refrigerante queda a temperatura un poco mayor que la temperatura del espacio que se quiere mantener frío, pasando de un estado de líquido saturado a otro de coexistencia líquido-vapor.
4. El refrigerante, que llega a un evaporador, recibe un suministro de calor desde una fuente fría provocando por una transición de fase. El proceso se lleva a cabo a presión y temperatura constantes por ser precisamente, un cambio de fase. La fuente fría es el espacio o cuerpo que se desea mantener frío. El refrigerante en todo este proceso es de mala calidad.

La siguiente figura muestra un esquema de dicho funcionamiento.



Esquema de funcionamiento del refrigerador de Carnot y Diagrama  $Ts$  del ciclo correspondiente Fuente: basado en Shapiro, (2008).

Aunque el funcionamiento de un sistema de refrigeración es general, cada uno de ellos difiere en el proceso que utiliza para su operación. Como en el caso de los sistemas productores de potencia, los procesos que se llevan a cabo en los sistemas de refrigeración pueden ser aproximados por medio de ciclos termodinámicos que dependerán de cada sistema que se modele.

Como pueden darse cuenta, el funcionamiento del refrigerador de vapor puede modelarse con dos procesos isotérmicos y dos adiabático. De inmediato se identifican estos con el ciclo de Carnot que se trató al inicio del tema anterior. Entonces, el ciclo es el siguiente (con la notación basada en la figura mostrada más adelante):

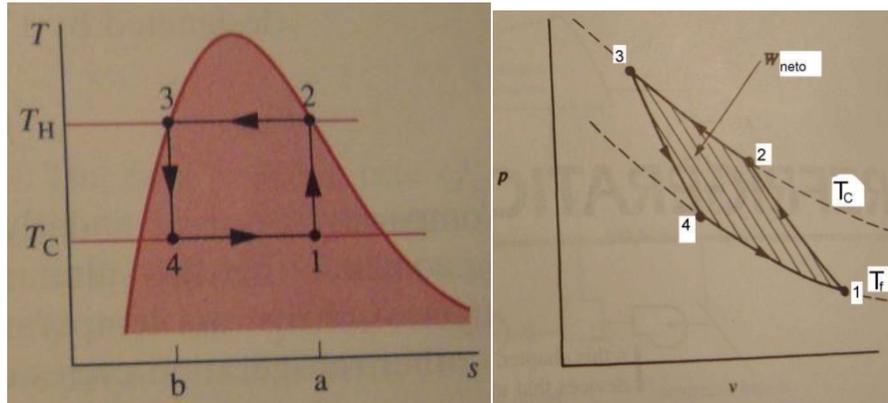
1. Compresión adiabática reversible, 1-2
2. Liberación isotérmica reversible de calor, 2-3
3. Expansión adiabática reversible, 3-4
4. Suministro isotérmico reversible de calor, 4-1

En efecto, este es el ciclo de Carnot pero recorrido inversamente. Por ello, es conveniente analizarlo.



### Ciclo de Carnot inverso

En la figura que se presenta a continuación se muestra el ciclo de Carnot inverso en el que se basa el análisis:



Diagramas  $Ts$  y  $Pv$  para el ciclo de Carnot inverso. Fuente: basado en Shapiro, (2008).

Este ciclo de Carnot ya fue estudiado en el curso anterior de Termodinámica I y se repasó al inicio del tema anterior. Sin embargo, se discutirá nuevamente identificándolo con el proceso de refrigeración. Se sabe que la eficiencia del ciclo de Carnot es  $\eta = 1 - Q_f/Q_c = 1 - T_f/T_c = (T_c - T_f)/T_c$  pero vale la pena calcularlo nuevamente. En un ciclo de refrigeración no tiene sentido definir una eficiencia, ya que lo que interesa no es la proporción de calor que se transforma en trabajo sino la proporción de trabajo necesario para extraer calor. Es por ello que resulta más conveniente definir el **coeficiente de rendimiento** como

$$\text{COP} = \frac{Q_{\text{sale}}}{W_{\text{neto}}}$$

que no es más que el inverso de la eficiencia del ciclo si se utilizara como motor. Es decir,  $\text{COP} = 1/\eta$  por lo cual, para calcular COP se debe calcular las mismas cantidades, como  $Q_f$  y  $W_{\text{neto}}$ .

En un ciclo reversible, el trabajo neto realizado en un ciclo debe ser igual al calor suministrado en todo el ciclo entonces

$$W_{\text{neto}} = Q_{\text{neto}} = \sum Q = Q_{\text{entra}} + Q_{\text{sale}}$$

Para el ciclo de Carnot inverso, ver diagrama  $TS$  de la figura anterior,

$$Q_{\text{entra}} = Q_f = T_f \Delta S$$



$$Q_{sale} = Q_c = -T_c \Delta S$$

donde  $\Delta S$  es el cambio en la entropía entre los estados 1 y 2 que es el mismo entre los estados 3 y 4. Tómese en cuenta que, en este caso, el ciclo se recorre en sentido inverso al ciclo de un motor y como consecuencia, el signo de los calores se invierte, así como el de los trabajos. Así,

$$Q_{neto} = (T_f - T_c)\Delta S = W_{neto}$$

Por lo que el coeficiente de rendimiento es

$$\text{COP} = \frac{-T_c \Delta S}{(T_f - T_c)\Delta S} = \frac{T_c}{(T_c - T_f)}$$

Otro parámetro alternativo para evaluar el desempeño de un refrigerador es el **coeficiente de refrigeración**, COR, definido como

$$\text{COR} = \frac{-Q_{entra}}{W_{neto}}$$

que en el caso del ciclo de Carnot es

$$\text{COR} = \frac{T_f}{(T_c - T_f)}$$

Los coeficientes de rendimiento y refrigeración determinan que tan eficientemente es el refrigerador y saca calor del cuerpo a baja temperatura. COP determina cuanto trabajo necesito para inyectar calor a la fuente caliente, entre más grande sea el valor de COP mejor rendimiento tendrá el refrigerador porque estará sacando también una cantidad grande de calor de la fuente fría, aunque no necesariamente. Este coeficiente es más útil para analizar el rendimiento de las bombas de calor que se describen más adelante.

Por otra parte, COR determina cuanto trabajo se necesita para extraer calor de la fuente fría. El coeficiente de refrigeración si es una medida directa del calor que se saca de la fuente fría con determinado trabajo. Entre mayor sea COR, mayor será el rendimiento del refrigerador. Como puede suponerse, este coeficiente es más utilizado en sistemas de refrigeración.

El modelo del ciclo de Carnot ayuda a entender un sistema de refrigeración, pero para fines prácticos, el cálculo de los coeficientes de rendimiento y refrigeración por medio del ciclo de Carnot, distan mucho de los correspondientes para un sistema real. Existen tres causas principales por lo que esto sucede.

Primero, para modelar al sistema de refrigeración se asumió que la diferencia de temperaturas entre las dos fuentes externas de calor y el sistema, son pequeñas mientras estos están en

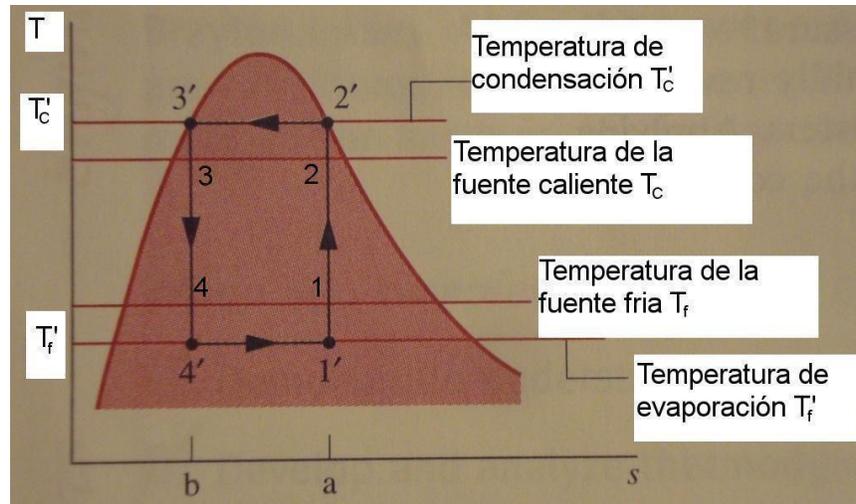


contacto. En la práctica, la diferencia de temperaturas mencionada no es despreciable y provoca que el intercambio de calor se realice a temperaturas promedio distintas a la de las fuentes. Esta diferencia de temperaturas era de suponerse, de otro modo, no puede haber intercambio de calor entre fuente y refrigerante. Esto provoca un decremento en la eficiencia del refrigerador que puede deducirse fácilmente. Si se nombra como  $T_c'$  y  $T_f'$  a las temperaturas promedio a la cuales se lleva a cabo el intercambio de calor con la fuente caliente y fría, respectivamente, del diagrama  $TS$  de la figura mostrada más abajo, se puede observar que el calor neto liberado por el sistema en un ciclo (área delimitada por  $1'-2'-3'-4'$ ), que es el trabajo neto realizado sobre el sistema, es mayor en el ciclo real que en el ciclo ideal de Carnot (área  $1-2-3-4$ ). Por otro lado, el calor suministrado al sistema (área  $1'-a-b-4'$ ) es menor que el calor suministrado en el ciclo ideal (área  $1-a-b-4$ ). Entonces, el coeficiente de refrigeración para ambos ciclos es

$$COR_{real} = \frac{\text{área } 1' - 2' - 3' - 4'}{\text{área } 1' - a - b - 4'}$$

$$COR_{ideal} = \frac{\text{área } 1 - 2 - 3 - 4}{\text{área } 1 - a - b - 4}$$

De aquí se deduce que  $COR_{real} < COR_{ideal}$ . Por lo que el rendimiento de un refrigerador real será menor que el de uno de Carnot, como era de esperarse.



Comparación de los diagramas  $Ts$  entre las temperaturas, ideal y real del sistema en un ciclo de Carnot.  
Fuente: basado en Shapiro, (2008).

En segundo lugar, la compresión se lleva a cabo con el refrigerante en dos fases, vapor y líquido. Las gotas de líquido no son deseables porque dañan al compresor. Por eso, es conveniente eliminar la presencia de las gotas para realizar una compresión sin la fase líquida del refrigerante. Esto se conoce como **compresión seca**.



Por último, la expansión, acoplada a la turbina, desarrolla una cantidad de trabajo muy baja comparada con el trabajo desarrollado por el compresor. La razón de esto es que las condiciones de operación del refrigerador no son las idóneas para la turbina de modo que su eficiencia se ve afectada considerablemente. La relación costo-beneficio no es ventajosa con la turbina. Este problema se resuelve fácilmente al no incluir en lugar de la turbina, unas simples válvulas de estrangulamiento.

Los sistemas de refrigeración reales con compresión seca y válvula de estrangulamiento se conocen como sistemas de refrigeración por compresión de vapor y el ciclo termodinámico utilizado para su análisis se denomina del mismo modo y es el objeto de estudio del siguiente apartado.

### **Ciclo de refrigeración por compresión de vapor**

En el apartado precedente se explicó ya el funcionamiento general de los sistemas de refrigeración de vapor y se mencionó que el ciclo de Carnot no es conveniente para analizar sistemas reales. También se puntualizó el origen de las diferencias de estos con los sistemas ideales. Por lo tanto, no hay nada más que agregar con respecto al funcionamiento de los sistemas de refrigeración por compresión de vapor. Lo único que haremos en este sentido, es numerar los pasos que realiza este sistema que difieren de los del ciclo ideal solo en las fases del refrigerante cuando realiza el ciclo. En resumen:

1. El refrigerante en estado de coexistencia vapor saturado, pasa por un compresor que eleva la presión y temperatura de este, por medio de una compresión rápida, llevándolo a un estado de vapor sobrecalentado. Las tuberías se deben aislar para evitar la pérdida de calor en este punto. Esto junto con el hecho de que la compresión es rápida, permiten asumir que el proceso es adiabático.
2. El refrigerante se pone en contacto con una fuente externa a temperatura alta y libera calor hacia ésta debido a que su temperatura es un poco menor que de la fuente. En una parte del proceso, la temperatura desciende hasta que el refrigerante llega a un estado de vapor saturado. Una vez allí, comienza una transición de fase que impide una variación de la temperatura. La presión también es constante.
3. Se realiza una expansión súbita gobernada por una válvula de estrangulamiento, provocando una disminución de la temperatura y presión del refrigerante. Aquí es donde se considera la irreversibilidad del proceso generada por la expansión libre a través de la válvula. Al final de la expansión, el refrigerante queda a temperatura un poco mayor que la temperatura del espacio que se quiere mantener frío, pasando de un estado de líquido saturado a otro de coexistencia líquido-vapor distinto al alcanzado en el ciclo ideal.
4. El refrigerante, que llega a un evaporador, recibe un suministro de calor desde una fuente fría provocando por una transición de fase. El proceso se lleva a cabo a presión y



temperatura constantes por ser precisamente, un cambio de fase. La fuente fría es el espacio o cuerpo que se desea mantener frío. El refrigerante pasa de estado de vapor de mala calidad a un estado de vapor saturado.

Nótese que este ciclo contempla la irreversibilidad del proceso de expansión libre. Las demás partes del proceso se consideran reversibles. El efecto que tiene esta irreversibilidad en el ciclo de compresión de vapor se muestra en la figura siguiente

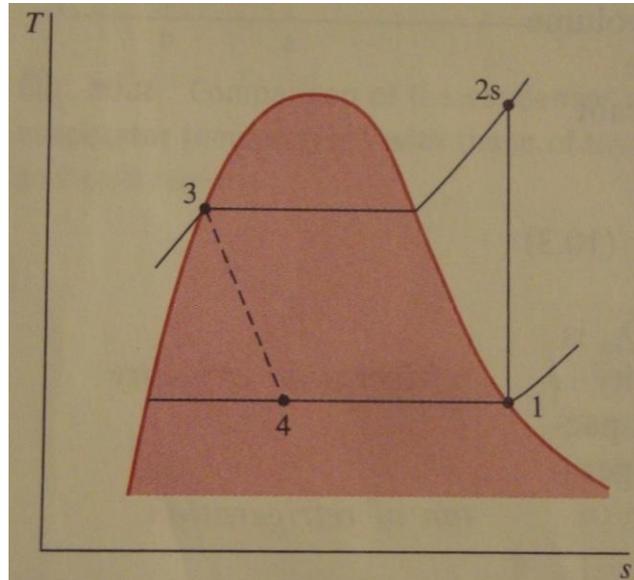


Diagrama  $Ts$  de un ciclo ideal de compresión de vapor. Fuente: basado en Shapiro, (2008).

El ciclo se “idealiza” como sigue

1. Compresión adiabática reversible, 1-2
2. Liberación isotérmica reversible de calor, 2-3
3. Expansión adiabática **irreversible**, 3-4
4. Suministro isotérmico reversible de calor, 4-1

La modificación del proceso 3-4 genera una disminución en el área bajo el proceso 4-1 que es el calor extraído de la fuente fría a la vez que genera un aumento del área encerrada por el ciclo completo que representa el calor neto y por ende, el trabajo neto. Pero si se examina la figura anterior, la disminución del calor extraído de la fuente fría es mayor que la correspondiente al trabajo. Esto provoca que el coeficiente de refrigeración tenga una caída (ver definición de COR), demeritando el desempeño del refrigerador.

Para calcular los coeficientes de rendimiento y refrigeración, se necesita hacer un balance de energía en el ciclo. Para este análisis se desprecian los efectos de la energía cinética y potencial. Por otra parte, se debe recordar que el proceso se lleva a cabo de manera inversa al



de un motor de modo que el trabajo y calor calculados tienen signo contrario y que los calores de entrada y salida son respecto del sistema, no del espacio que se requiere enfriar.

El trabajo realizado por sobre un control de volumen en el proceso de compresión adiabática es

$$W'_{comp} = W'_{1-2} = -m' (h_2 - h_1)$$

donde  $W'_{comp}$  es la potencia desarrollada por el compresor. El calor de salida es

$$Q'_{sale} = Q'_{2-3} = m' (h_3 - h_2)$$

La expansión libre no es un proceso reversible, pero se puede demostrar, si no lo has hecho ya puedes consultar cualquier texto de la bibliografía básica, que para este proceso,

$$h_4 = h_3$$

Finalmente, el balance de energía para el proceso 4-1 arroja

$$Q'_{entra} = Q'_{4-1} = m' (h_1 - h_4)$$

Sustituyendo las expresiones para el calor de entrada y el trabajo neto en el coeficiente de rendimiento para el ciclo de compresión se obtiene

$$\text{COP}_{comp-vap} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1}$$

Mientras que el coeficiente de refrigeración es

$$\text{COR}_{comp-vap} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

Estas relaciones dan una manera de evaluar el desempeño de un refrigerador de compresión de vapor si se conocen las entalpías en cada estado correspondiente. Esto es posible con las tablas de propiedades de los refrigerantes y del hecho de que las entalpías en los estados 3 y 4 son iguales.

Las irreversibilidades también pueden estar presentes en las otras partes del ciclo, pero las relaciones anteriores seguirán siendo válidas, pero salvo que los estados en cada paso ya no coinciden con el ciclo presentado aquí. A pesar de que el ciclo mostrado en la figura de arriba presenta esa irreversibilidad, a éste se le suele llamar **ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor**.



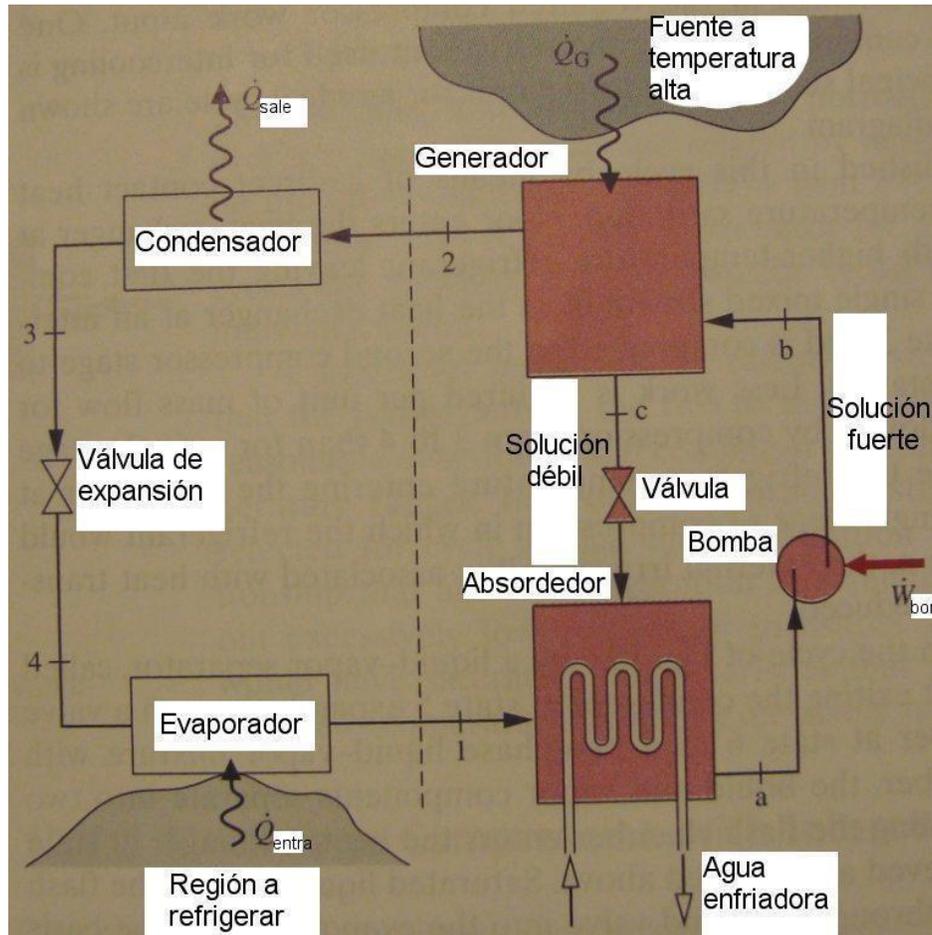
### Ciclos de refrigeración por absorción

Se pueden hacer modificaciones al ciclo de compresión de vapor para mejorar el desempeño del refrigerador. El ciclo de refrigeración por absorción incluye dos de ellas con este fin.

En lugar de una compresión del vapor entre el evaporador y el condensador, el refrigerante puede ser absorbido por una sustancia secundaria llamada **absorbente** para formar una solución líquida. Después, la solución es bombeada a la presión más alta. Como el volumen específico promedio de la solución líquida es mucho menor que aquel del vapor del refrigerante, se requiere de un trabajo significativamente menor para este fin, como ya se ha discutido antes. Lo que mejora los coeficientes de desempeño del sistema.

Lo anterior conlleva otra modificación en la que se deben implementar dispositivos que recuperen el refrigerante de la solución líquida antes de que el refrigerante entre al condensador. Lo antepuesto involucra la transferencia de calor desde una fuente de calor a temperatura relativamente alta. Para este propósito, se puede utilizar vapor o calor perdido que de otra manera sería desechado a la atmósfera.

La siguiente figura muestra un esquema del funcionamiento de un sistema de refrigeración por absorción. Aquí se utiliza amoníaco como refrigerante y agua como absorbente.



Esquema de funcionamiento del refrigerador por absorción de amoníaco-agua. Fuente: basada en Shapiro, (2008).

El sistema es similar al de compresión de vapor con la diferencia de que el compresor se sustituye por un absorbedor, una bomba, un generador y una válvula. El funcionamiento de la izquierda derecha del sistema es el mismo que en el caso del refrigerador por compresión de vapor. Por consiguiente, solo se explican los pasos que se llevan a cabo en la parte derecha de la figura que hace las veces de compresor.

El vapor de amoníaco que proviene del evaporador se traslada hacia un absorbedor que contiene agua líquida que absorbe el amoníaco formando una solución de agua-amoníaco. La formación de la solución es exotérmica por lo que libera una cantidad de energía en forma de calor. La formación de la solución es limitada por la temperatura, a mayor temperatura, menor posibilidad tendrá el amoníaco de diluirse en agua. Para mantener la temperatura constante, se hace circular agua fría alrededor del absorbedor para recolectar el exceso de calor liberado en la absorción. La “solución fuerte” de amoníaco-agua, entonces abandona el absorbedor y es enviada a una bomba que incrementa la presión de la solución hasta llegar a la del generador.



En el generador se comporta como una fuente a temperatura alta que transfiere calor hacia la solución generando la separación parcial del amoníaco, el cual es un proceso endotérmico. El vapor de amónico separado se traslada al condensador para continuar con el ciclo normal de compresión de vapor. La “solución débil” de amoníaco-agua restante se regresa al absorbedor a través de una válvula de estrangulamiento.

La fuente de calor a temperatura alta puede ser vapor de agua de desecho de alguna planta generadora de vapor u otro dispositivo similar. También puede ser una fuente de energía solar o geotérmica. En general, esta fuente no implica ningún gasto extra de energía o si lo tiene, es mínimo. Entonces, la única fuente consumidora de trabajo es la bomba, pero el trabajo que gasta es menor que el gastado por un compresor trabajando con refrigerante en estas mismas condiciones.

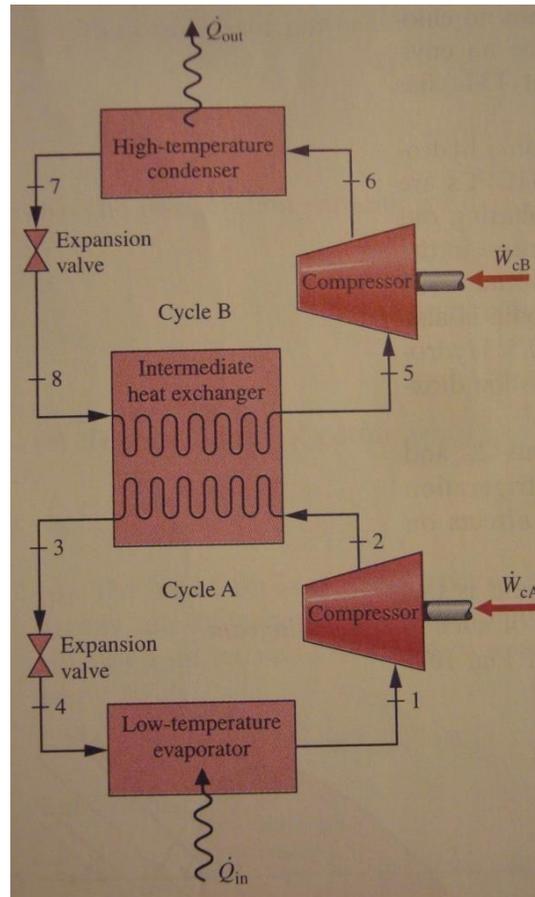
Los coeficientes de desempeño manejados por este tipo de refrigeradores son mayores comparadas con los de compresión de vapor. Sin embargo, los altos costos relacionados con la presencia de la fuente de calor y al equipo adicional necesario para su funcionamiento, eliminan las ventajas en el desempeño.

Existe una modificación a este dispositivo que puedes revisar en Shapiro, (2008).

Desgraciadamente, la termodinámica para hacer un análisis energético de este de refrigeradores para evaluar su eficiencia sale del alcance del presente texto.

### **Ciclo de compresión de vapor en casada**

Cuando se requieren temperaturas muy bajas, para fines industriales alrededor de  $-75^{\circ}\text{C}$  a  $-25^{\circ}\text{C}$ , los refrigeradores de compresión de vapor simples ya no útiles porque en este caso, la diferencia de temperatura entre el evaporador y el condensador es tan grande, que la variación de la presión de vapor con la temperatura de saturación de un solo refrigerante ya no satisface los valores deseados para el evaporador y el condensador. En otras palabras, con un solo refrigerante, se necesitaría una cantidad de trabajo exageradamente elevada para lograr temperaturas muy bajas. Sin embargo, existe una manera de salvar esto utilizando la compresión de vapor. La idea es acoplar varios ciclos de compresión de vapor, de tal manera que el condensador de uno sea el evaporador del otro. Es evidente que las sustancias de trabajo de cada ciclo deben ser distintas, ya que de otro modo se tendría el problema comentado. Sin embargo, es importante señalar que en casos especiales sí es provechoso acoplar ciclos de compresión con la misma sustancia de trabajo. La figura siguiente muestra el acoplamiento de dos sistemas de refrigeración por compresión.



Esquema de funcionamiento del refrigerador por compresión de vapor en cascada. Fuente: basado en Shapiro, (2008).

Nótese el arreglo en serie de los ciclos A y B con un intercambiador de calor de contraflujo conectándolos. En el intercambiador de calor, el calor liberado durante la condensación del refrigerante empleado en el ciclo A a temperatura baja, es utilizado para evaporar el refrigerante del ciclo B a temperatura alta. Este refrigerador es equivalente a uno cuyo espacio o cuerpo a enfriar es la fuente externa a baja temperatura del ciclo A, mientras que el calor liberado a la fuente externa es el liberado por el ciclo B. Para el ciclo completo, se pueden extender fácilmente las definiciones de los coeficientes de rendimiento y refrigeración presentados antes.

$$\text{COP} = \frac{Q_{\text{sale}}}{W_{\text{neto}}} = \frac{Q_{\text{sale}}}{W_{\text{neto,A}} + W_{\text{neto,B}}}$$

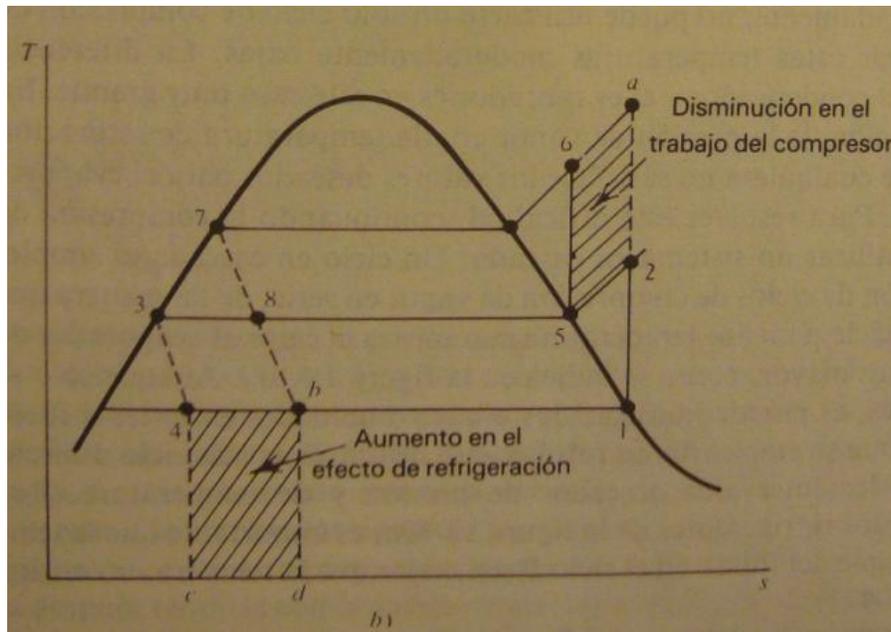
$$\text{COR} = \frac{-Q_{\text{entra}}}{W_{\text{neto}}} = \frac{-Q_{\text{entra}}}{W_{\text{neto,A}} + W_{\text{neto,B}}}$$

Nota que en este caso, las ecuaciones están en términos de tasas de cambio en lugar de cantidades absolutas. La razón de esto es porque en los ciclos analizados anteriormente, se



tenía un solo flujo estable de modo que la masa fluye de forma constante a lo largo del ciclo. En el caso del ciclo en cascada, los flujos son generalmente distintos, así que se debe considerar en las definiciones anteriores.

Por último, hay que considerar las propiedades de los refrigerantes para hacer una buena elección de los mismos al momento de diseñar un sistema de refrigeración en cascada. Deben ser tales que sus ciclos se acoplen muy bien en los rangos de temperatura que se desean operar. La figura mostrada abajo esquematiza este hecho.



Esquema de funcionamiento de un sistema de refrigeración por cascada trabajando con una sola sustancia. Fuente: basada en Wark, (1984).

Este diagrama representa un sistema de cascada con el mismo refrigerante en ambos ciclos. En este caso, el proceso de evaporación del ciclo superior debe corresponder con el proceso de condensación del ciclo inferior. Si las sustancias de trabajo fueran distintas, se necesitarían dos diagramas  $TS$  por separado para representar cada ciclo.

### 2.2.3. Sistemas de refrigeración de gas

En la sección previa se consideraron sistemas de refrigeración en los cuales, las sustancias de trabajo se presentan en dos fases, líquido-vapor, a lo largo del ciclo de operación. Se observa que con esos sistemas no se pueden alcanzar temperaturas muy bajas a menos que se acoplen y aun así, las temperaturas alcanzadas no sobrepasan los  $-75^{\circ}\text{C}$ . Se pueden conseguir temperaturas más bajas que estas, pero con otros sistemas de refrigeración, los sistemas de gas. A diferencia con los anteriores, estos últimos operan con sustancias de trabajo que no cambian de fase, se mantienen en su fase gaseosa a lo largo del ciclo de operación. Con estos sistemas se logran temperaturas más bajas y tienen un número importante de aplicaciones

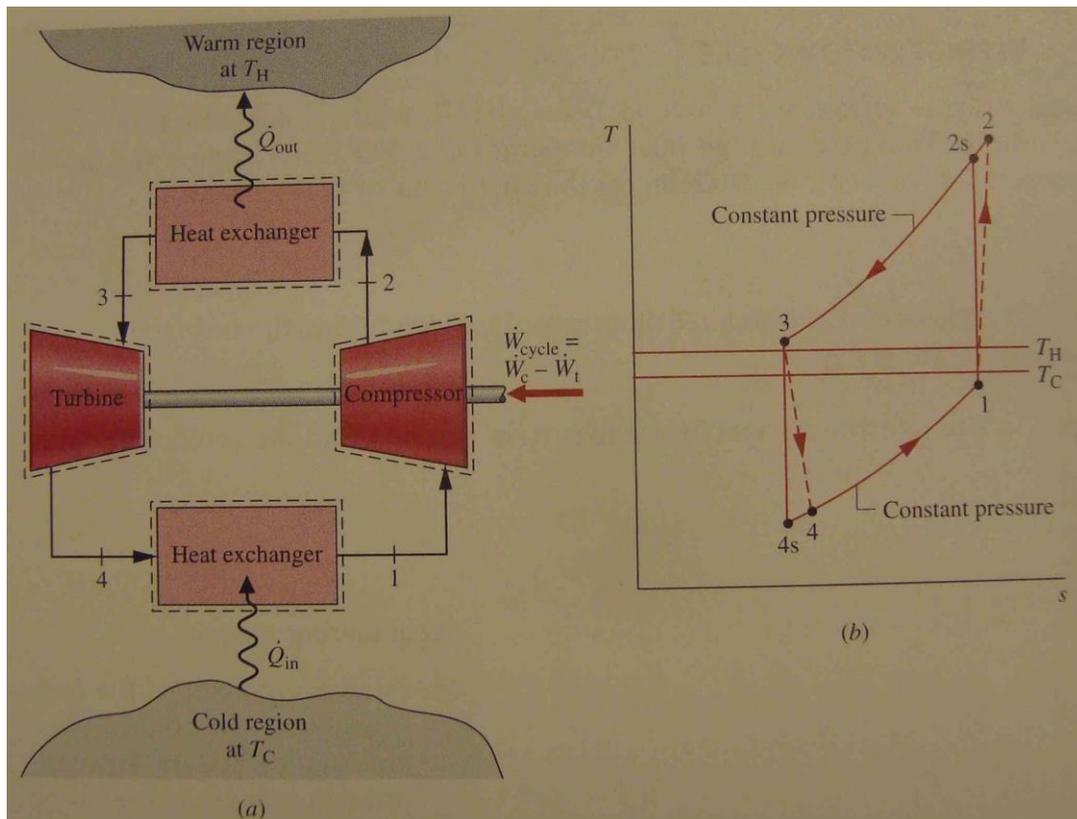


como la licuefacción de aire y otros gases, así como aplicaciones especializadas de enfriamiento de las cabinas de aviones.

Como podrás darte cuenta, esta sección y la siguiente son más breves porque mucho de lo que se necesita para analizar estos sistemas, ya se ha tratado en la sección de sistemas en todas las secciones siguientes. Al resolver los ejercicios que se te piden notarás que ya tienes las herramientas para hacerlo. Aquí solo se presenta la descripción de los sistemas y en caso necesario se realizarán cálculos para mayor claridad. Se te invita a realizar los cálculos necesarios para llegar a una expresión que no se derive aquí.

### **Ciclo de refrigeración de Brayton**

El funcionamiento de estos dispositivos es el siguiente. El gas refrigerante, con una temperatura un poco por debajo de la temperatura de la fuente fría  $T_f$ , es comprimido rápidamente por un compresor, elevando su temperatura y presión. A la salida de este, el gas con una temperatura mayor que la fuente caliente  $T_C$ , se traslada a un intercambiador de calor para liberar calor hacia la fuente caliente. Aquí, el gas se enfría hasta la temperatura  $T_C$  a presión constante. Después, el gas se expande por medio de una turbina, disminuyendo su temperatura muy por debajo de la temperatura,  $T_f$ , de la fuente fría. Con esta temperatura, el gas se conduce a un intercambiador de calor en contacto con la región que se desea enfriar. Aquí, el gas se expande a presión constante a medida que absorbe calor de la fuente fría hasta alcanzar una temperatura un poco por debajo de la temperatura  $T_C$ . De este análisis surge algo interesante, si se compara este proceso con el proceso de la turbina de gas salta a la vista la analogía con esta. Es el mismo proceso, pero recorrido de manera inversa, de modo que de inmediato se identifica el ciclo ideal de este sistema con el ciclo de Brayton de refrigeración. La figura siguiente muestra un esquema del funcionamiento del refrigerador de gas y su correspondiente ciclo de refrigeración de Brayton.



Esquema de funcionamiento de refrigerador de Brayton y diagrama  $Ts$  del mismo. Fuente: basada en Shapiro (2008).

Este ciclo ya fue analizado y rápidamente se puede calcular los coeficientes de desempeño. Como en el ciclo de Brayton normal, se utiliza el análisis de aire estándar despreciando los efectos de la energía cinética y potencial. El balance de energía arroja que

$$w_{comp} = w_{1-2} = -(h_2 - h_1)$$

$$w_{turb} = w_{3-4} = -(h_4 - h_3)$$

Mientras que las transferencias de calor de las fuentes son

$$q_{entra} = q_{4-1} = h_1 - h_4$$

$$q_{sale} = q_{2-3} = h_3 - h_2$$

Así que al sustituir estas expresiones en los coeficientes de rendimiento y de refrigeración se tiene que



$$\text{COP}_{\text{Ref,Brayton}} = \frac{h_1 - h_4}{(h_2 - h_1) + (h_4 - h_3)}$$

$$\text{COR}_{\text{Ref,Brayton}} = \frac{h_2 - h_3}{(h_2 - h_1) + (h_4 - h_3)}$$

Este ciclo ayuda a destacar la versatilidad de las turbinas, ya que se observó que pueden funcionar como compresores o como turbinas.

### 2.2.4. Bomba de calor

Como ya se mencionó antes, la función de una bomba de calor es la de mantener la temperatura dentro de una habitación u otros espacios, por encima de la temperatura de los alrededores, o proveer un flujo de calor a ciertos procesos industriales que tienen lugar a temperaturas elevadas. Las bombas de calor de compresión de vapor son ampliamente utilizadas en el calentamiento de espacios habitacionales o laborales, mientras que las bombas de calor por absorción son mayormente utilizadas en aplicaciones industriales.

Las bombas de calor funcionan de manera totalmente análogo a los refrigeradores solo varían las temperaturas de operación del sistema. De hecho, la bomba de calor actual utilizada en el acondicionamiento de ambientes funciona tanto para enfriar una habitación como para calentarla. Cuando se requiere enfriar la habitación, la bomba de calor funciona como sistema de aire acondicionado. En este modo de operación de refrigeración, se extrae calor  $Q_f$  de la habitación y se elimina una cantidad de calor  $Q_c$  hacia el exterior. En el modo de operación como aire acondicionado, es más útil el coeficiente de refrigeración para evaluar el desempeño del sistema. Ya sean calculado estos parámetros para el ciclo de Carnot que como observaron, es un ciclo ideal no muy bueno para analizar estos sistemas, pero ayuda a entender su funcionamiento son un límite de referencia. COR para Carnot es

$$\text{COR}_{\text{acond}} = \frac{-Q_f}{W_{\text{neto}}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

En el modo de calefactor, el sistema extrae calor  $Q_f$  del medio y entrega calor  $Q_c$  a la habitación. En este modo de operación, es más útil el coeficiente de rendimiento que es

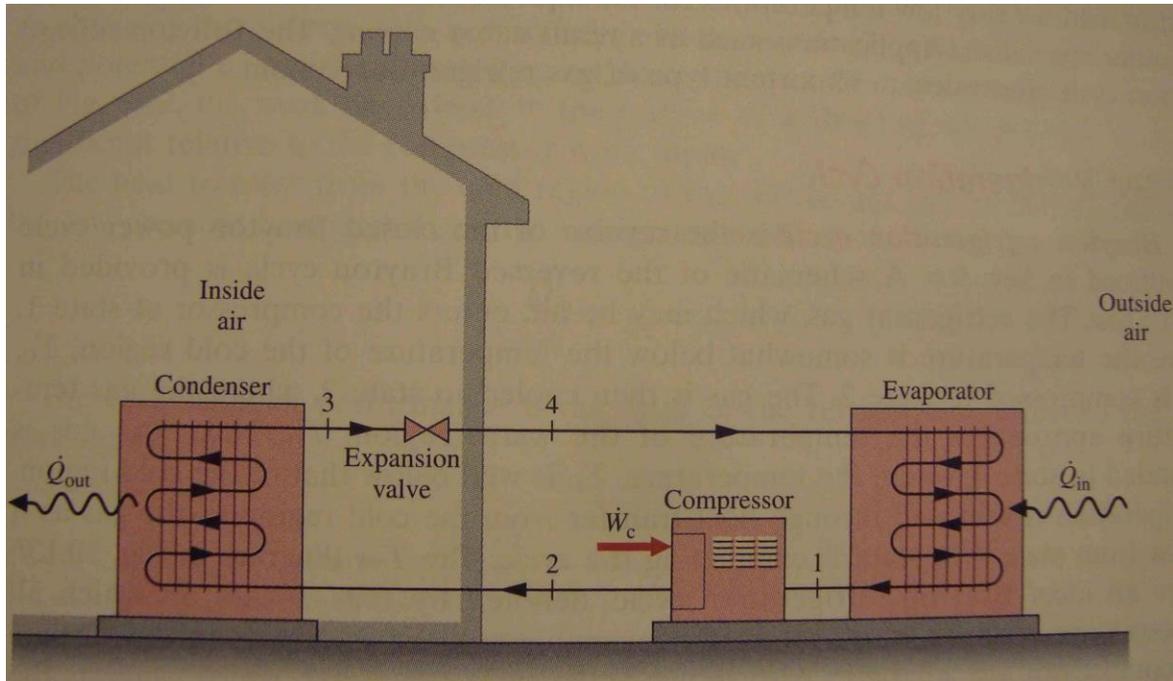
$$\text{COP}_{\text{calef}} = \frac{Q_c}{W_{\text{neto}}} = \frac{h_3 - h_2}{h_2 - h_1}$$

También se concluyó que

$$\text{COP}_{\text{calef}} = \frac{T_c}{T_c - T_f}$$



De aquí se nota que, para aumentar el desempeño del calefactor, se debe aumentar  $T_c$  o disminuir  $T_c - T_f$ . Pero  $COP_{\text{calef}}$  es más sensible a la diferencia de temperaturas. Una manera de disminuir la diferencia de temperaturas es aumentando  $T_f$  mediante el uso de un colector solar. La energía solar es absorbida por un fluido que circula por paneles solares. El fluido relativamente caliente se almacena en un gran tanque aislado. El evaporador de la bomba de calor está colocado en el interior del tanque de manera que el fluido del sistema se evapora a una presión y temperatura mayor que la normal. Este dispositivo mejora considerablemente el rendimiento del calefactor.



Sistema de bombeo típico para calentar ambientes. Fuente: basada en Shapiro, (2008).

Para finalizar, la figura anterior muestra el esquema de una bomba de calor de compresión de vapor típica. La expresión para el coeficiente de rendimiento es la misma que la del ciclo de Carnot pero las entalpías son distintas debido a las irreversibilidades.

¡Bien hecho! Ahora entiendes los ciclos de refrigeración y ha llegado el momento de aplicar tus conocimientos en la solución de problemas referentes a sistemas. Si tienes dudas no vaciles en consultar a tu Figura académica quien con gusto aclarará tus inquietudes.



## Cierre de la unidad

El estudio de esta unidad te permitió adquirir los conocimientos necesarios para analizar los sistemas productores de potencia, así como los sistemas de refrigeración. Con estas herramientas, ahora eres capaz de diseñar tu propio sistema. Que no te intimiden sistemas que aparentan una gran complejidad, seguramente al analizar por separado sus componentes individuales te darás cuenta de que aquel sistema intratable, no lo es tanto. Te invitamos a resolver muchos problemas para tomar experiencia, habilidad, e incluso intuición, en el análisis y diseño de los sistemas aquí vistos.

¡Ánimo!

## Para saber más

Si deseas aprender más sobre el ciclo dual puedes consultar Wark (1984) pp. 613-617 y Shapiro (2008) pp. 457-460.

Para explicaciones más detalladas de los ciclos regenerativos puedes consultar Shapiro (2008) (capítulo 9), Rolle (2005), (capítulo 10) y Wark (1984) (capítulo 16). Además, existen más ciclos aplicables a las turbinas que puedes consultar en la primera referencia, y en Wark, (2008) hay otros tantos ciclos que se revisan, en particular, los de Ericsson y Stirling. En Rolle, (2005) se explica detalladamente el funcionamiento de la turbina de gas y cada uno de sus componentes. La discusión allí expuesta es muy ilustrativa e interesante.

En Shapiro, (2008) se presenta un análisis exergético de los ciclos de vapor que sería muy provechoso revisar. Serviría de repaso de la unidad 1 a la vez que verificas aspectos importantes sobre el aprovechamiento de estos dispositivos.

En el apartado que corresponde al ciclo de Rankine se estudia el proceso completo haciendo un análisis global del ciclo sin detallar lo que ocurre con cada dispositivo; compresor, caldera, turbina y condensador. Si desean saber detalles de cada uno de estos dispositivos, Rolle, (2005) analiza por separado cada uno de ellos.

En Wark, (1984) se analiza una aplicación interesante de los ciclos de refrigeración de vapor a través de la licuefacción de gases y solidificación de líquidos. Además, incluye un análisis de sistemas de refrigeración que utilizan el ciclo de Stirling.



## Fuentes de consulta



### Básica

- Moran, M. J. y Shapiro, H. N. (2008). *Fundamentals of engineering thermodynamics*. 6ª ed. Inglaterra: John Wiley & Sons.
- Rolle, K. C. (2005). *Thermodynamic and heat power*. 6ª ed. USA: Pearson Prentice Hall.
- Wark, K. (1984). *Termodinámica*. 4ª ed. México: McGraw-Hill.

### Complementaria

- Jones, J.B y Hawkins, G. A. (1986). *Engineering thermodynamics*. 2ª ed. Singapore: John Wiley & Sons.
- Howell, J. R. y Buckius, R. O. (1990). *Principios de termodinámica para ingeniería*. México: McGraw-Hill.
- Siemens AG. (2010). *Catálogo de turbinas de gas industriales*. Alemania: Siemens AG.
- Siemens AG. (2009). *Catálogo de turbinas de vapor industriales*. Alemania: Siemens AG.