

TEMA 2

CICLOS DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR

Aspectos fundamentales de los ciclos de refrigeración.

Ciclo de Carnot inverso.

Ciclo de refrigeración por compresión de vapor.

Ciclo real de refrigeración por compresión de vapor.

Sistema de refrigeración en cascada.

Sistema de refrigeración por compresión en múltiples etapas.

Selección del refrigerante adecuado.

Sistema de refrigeración por absorción de amoníaco.

CICLOS DE REFRIGERACIÓN

Una de las principales áreas de aplicación de la termodinámica es la refrigeración, que es la transferencia de calor de una región de temperatura inferior hacia una temperatura superior. Los dispositivos que producen la refrigeración se llaman refrigeradores, y los ciclos en los que operan se denominan ciclos de refrigeración por compresión de vapor, donde el refrigerante se evapora y condensa alternadamente, para luego comprimirse en la fase de vapor. Otros ciclos de refrigeración conocidos son los ciclos de refrigeración de gas en los que el refrigerante permanece todo el tiempo en fase gaseosa y el de absorción de amoníaco donde existe mezcla de amoníaco y agua en algunos procesos en el ciclo.

OBJETIVO DIDÁCTICO:

Analizar el comportamiento de los ciclos termodinámicos de sistemas de refrigeración por compresión de vapor y absorción de amoníaco.

Objetivos Específicos:

- Describir los diferentes dispositivos termodinámicos que componen a los ciclos de refrigeración.
- Estudiar los ciclos de refrigeración por compresión de vapor simple y sus modificaciones.
- Definir las principales diferencias entre los ciclos reales e ideales y las causas que las provocan.
- Estudiar el ciclo de refrigeración por absorción de amoníaco.

TEMA N° 2

CICLOS DE REFRIGERACIÓN

ASPECTOS FUNDAMENTALES DE LOS CICLOS DE REFRIGERACIÓN

De la práctica cotidiana el calor fluye desde una zona de alta temperatura a una de baja temperatura sin necesidad de algún dispositivo. El proceso inverso no sucede por si solo (principio de la segunda ley de la termodinámica), para lograr transferir calor desde una zona de baja temperatura a una de alta sin violar la segunda ley requiere de dispositivos especiales conocidos como refrigeradores.

Los refrigeradores son dispositivos cíclicos y los fluidos de trabajo empleados en los ciclos de refrigeración se llaman refrigerantes. En la figura 2-A, se muestra de manera esquemática un refrigerador. En este caso Q_{sum} es la magnitud del calor extraído del espacio refrigerado a la temperatura T_{sum} , Q_{ced} es la magnitud del calor liberado hacia el espacio caliente a la temperatura T_{ced} y W_{neto} , es la entrada neta de trabajo al refrigerador. Como se analizó, Q_{sum} y Q_{ced} representan magnitudes, y por ello son cantidades positivas.

Otro dispositivo que transfiere calor de un medio de baja temperatura a uno de alta es la **bomba de calor**. Los refrigeradores y las bombas de calor son esencialmente lo mismo, solo difieren en los objetivos como lo describe la figura 2-A y 2-B.

El desempeño de los refrigeradores y de las bombas de calor se expresa en los términos de coeficiente de operación (COP), el cual se define como:

$$COP_R = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Entrada requerida}} = \frac{\text{Efecto de enfriamiento}}{\text{Entrada de trabajo}} = \frac{\dot{Q}_{sum}}{\dot{W}_{neto, entra}} \quad (2.1)$$

$$COP_{BC} = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Entrada requerida}} = \frac{\text{Efecto de calentamiento}}{\text{Entrada de trabajo}} = \frac{\dot{Q}_{ced}}{\dot{W}_{neto, entra}} \quad (2.2)$$

Es importante resaltar que el COP de los refrigeradores y bomba de calor pueden ser mayores a uno. Debido a que:

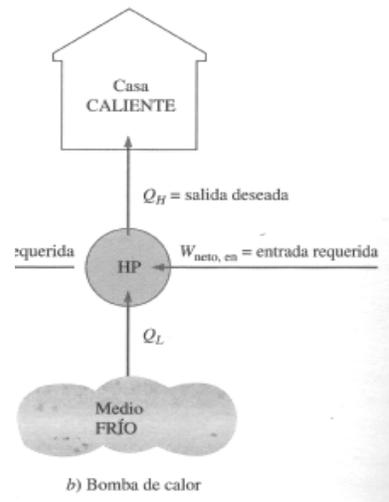
$$COP_{BC} = COP_R + 1 \quad (2.3)$$

Para valores fijos de Q_L y Q_H . Esta relación implica que $COP_{BC} > 1$ puesto que COP_R es una cantidad positiva, es decir, una bomba de calor funcionará en el peor de los casos, como un calentador de resistencia.

La capacidad de enfriamiento de un sistema de refrigeración (la rapidez del calor extraído del espacio refrigerado) con frecuencia se expresa en **toneladas de refrigeración** equivalentes a **12.000 Btu/h** o **12660 KJ/h**. Esto tiene su base en la capacidad que tiene un sistema de refrigeración en convertir 1 tonelada de agua líquida a 0 °C (32 °F) en hielo a 0°C (32 °F) en 24 horas.



(fig 2-a): Esquema de sistema de refrigeración.
 Fuente: Yunus Cengel y Michael Boles, "Termodinámica", cuarta edición.



2-a): Esquema de sistema de Bomba de calor.
 Fuente: Yunus Cengel y Michael Boles, "Termodinámica", cuarta edición.

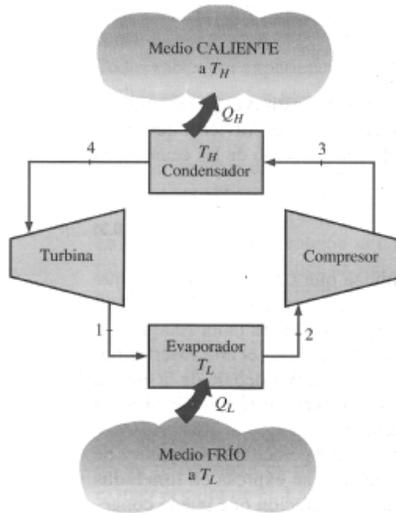
CICLO DE REFRIGERACIÓN

Como introducción al tema de ciclos de refrigeración por compresión de vapor, es necesario tener presentes distintos aspectos tratados con anterioridad en termodinámica relacionados con el ciclo de Carnot inverso debido a su utilización como ciclo de referencia para evaluar el desempeño de otros ciclos y en particular al ciclo de refrigeración por compresión de vapor, haciendo las comparaciones correspondientes para así lograr caracterizar el funcionamiento de los sistemas de refrigeración bajo el esquema de los ciclo termodinámicos.

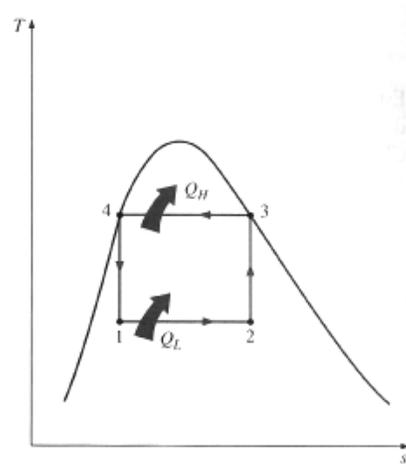
CICLO DE CARNOT INVERSO

El ciclo de Carnot es totalmente reversible, permitiendo que los cuatro procesos que comprenden el ciclo puedan invertirse. El resultado es un ciclo que opera en dirección contraria a las manecillas del reloj, que se llama **ciclo invertido de Carnot**. Un refrigerador o bomba de calor que opera en este

ciclo recibe el nombre de **refrigerador o bomba de calor de Carnot**. Aunque en la práctica no es utilizado por razones que mas adelante se expondrán, sirve de referencia para evaluar el desempeño de un dispositivo real que trabaje bajo las mismas condiciones de temperatura.



(fig 2.1-a): Ciclo de Carnot inverso. Fuente: Yunus Cengel y Michael Boles, "Termodinámica", cuarta edición.



(fig 2.1-b): Diagrama Ts de Carnot. Fuente: Yunus Cengel y Michael Boles, "Termodinámica", cuarta edición.

Considere un ciclo de Carnot invertido ejecutado dentro de la campana de saturación de un refrigerante, como el que se muestra en la figura (2.1-a)

1-2 Se transfiere (absorción) calor reversiblemente desde la región fría T_L , de forma isoterma donde el refrigerante experimenta cambios de fase.

2-3 Se comprime el refrigerante isoentrópicamente, hasta que alcanza la temperatura máxima T_H .

3-4 Se transfiere calor reversiblemente a la región caliente a T_H , de forma isoterma, donde el refrigerante experimenta cambios de fase (vapor a líquido).

4-1 Se expande el refrigerante isoentrópicamente hasta, alcanzar la temperatura mínima T_L

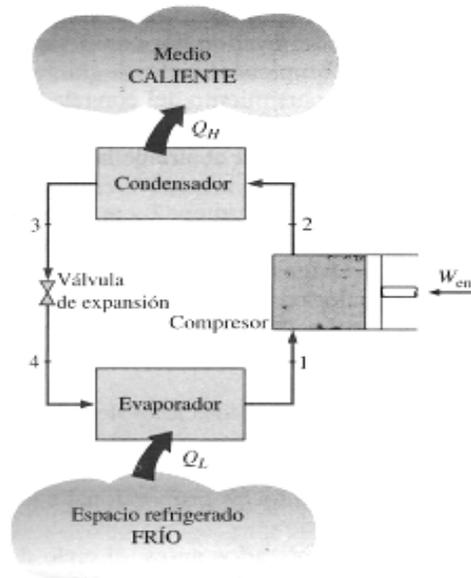
Los inconvenientes de un ciclo de refrigeración de Carnot como modelo de dispositivo práctico radican en los procesos de compresión y expansión. En general debe evitarse comprimir una mezcla húmeda por el daño de las presencias de pequeñas gotas líquidas puedan causar al compresor (caso análogo de las turbinas de vapor). La expansión con una turbina bajo condiciones similares a la ya descrita es igual de perjudicial, la restricción a las condiciones de saturación limita la capacidad de absorber calor. Las modificaciones para evitar estos dos tipos de problemas inherentes al ciclo de Carnot conducen en la práctica al ciclo de refrigeración por compresión de vapor.

CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR.

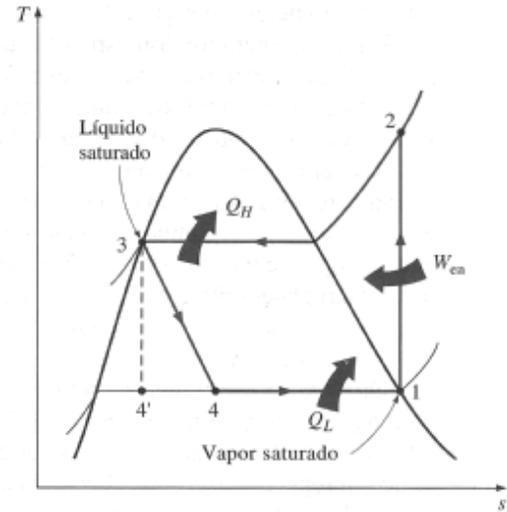
En el proceso de compresión de vapor se realizan modificaciones al ciclo de Carnot basados en las siguientes consideraciones:

- En el proceso de compresión, el fluido de trabajo solo debe estar en la fase de vapor.
- Para expandir el refrigerante es recomendable utilizar un dispositivo más económico y con cero mantenimientos (válvula de estrangulamiento o tubo capilar).
- La temperatura de condensación no debe limitarse a la zona de saturación.

Muchos aspectos imprácticos asociados con el ciclo invertido de Carnot, se eliminan al evaporar el refrigerante completamente antes de que se comprima y al sustituir la turbina con un dispositivo de estrangulamiento, tal como una válvula de expansión o tubo capilar (ver figura 2.2-a)



(fig 2.2-a): Ciclo de refrigeración por compresión de vapor. Fuente: Yunus Cengel y Michael Boles, "Termodinámica", cuarta edición.



(fig 2.2-b): Diagrama Ts. Fuente: Yunus Cengel y Michael Boles, "Termodinámica", cuarta edición.

Para cada proceso, la ecuación general de energía en régimen estacionario por unidad de masa, despreciando la variación de la energía cinética y potencial está dada por

$$q + w = h_{salida} - h_{entrada} \quad (2.4)$$

La capacidad de refrigeración, es el flujo de calor transferido en el evaporador $\dot{Q}_{evap.}$ planteada así:

$$\dot{Q}_{evap.} = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (2.5)$$

En el compresor y en el proceso de estrangulamiento no se transfiere calor, mientras que sólo existe trabajo en el proceso de compresión. El coeficiente de operación del ciclo está dado por:

$$COP_{REF} = \frac{\dot{Q}_{Evap.}}{\dot{W}_{Comp.}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (2.6)$$

Principio de funcionamiento de los principales dispositivos del sistema de refrigeración.

Evaporador: Se transfiere calor (absorbe) de la región fría al refrigerante (ver figura 2.2-a), que experimenta un cambio de fase a temperatura constante. Para que la transferencia de calor sea efectiva, **la temperatura de saturación del refrigerante debe ser menor** que la temperatura de la región fría.

Condensador: El refrigerante se condensa al ceder calor a una corriente externa al ciclo (ver figura 2.2-a). El agua y el aire atmosférico son las sustancias habituales utilizadas para extraer calor del condensador. Para conseguir que se transfiera calor, **la temperatura de saturación del refrigerante debe ser mayor** que las temperaturas de las corrientes atmosféricas.

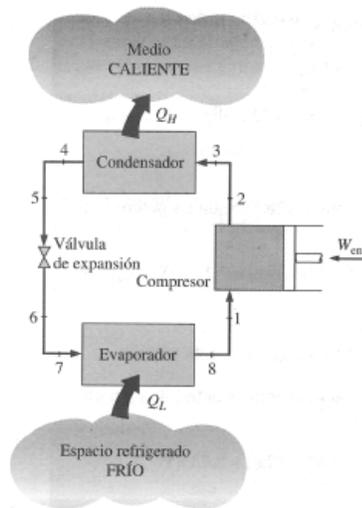
Compresor: Para alcanzar las condiciones requeridas en el condensador logrando la liberación del calor desde el sistema al ambiente, es necesario comprimir el refrigerante de manera de **aumentar su presión y en consecuencia su temperatura (generalmente temperaturas de sobrecalentamiento)**, los requerimiento de potencia de entrada depende de las necesidades de enfriamiento.

Válvula de estrangulamiento: Liberado el calor en el condensador es necesario revertir el proceso del compresor de manera de **obtener bajas**

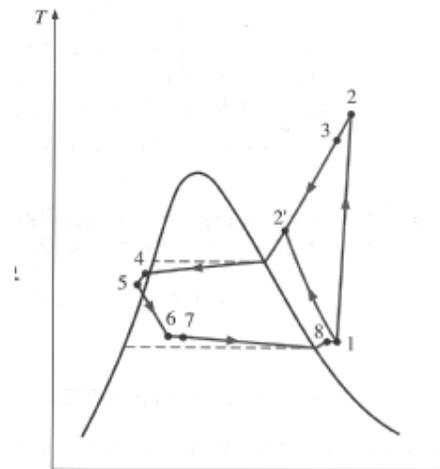
temperatura al disminuir la presión (estrangular), logrando las condiciones requeridas en el evaporador.

CICLO REAL DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR

Un ciclo real de refrigeración como el mostrado en la figura 2.3 por compresión de vapor, difiere de uno ideal por varias razones. Entre las más comunes están las irreversibilidades que suceden en varios componentes. Dos fuentes comunes de irreversibilidades son la fricción del fluido (que provoca caídas de presión) y la transferencia de calor hacia o desde los alrededores.



(fig 2.3-a): Ciclo de refrigeración por compresión de vapor . Fuente: Yunus Cengel y Michael Boles, "Termodinámica", cuarta edición.



(fig 2..3-b): Diagrama Ts real. Fuente: Yunus Cengel y Michael Boles, "Termodinámica", cuarta edición.

Influencia de las irreversibilidades en el compresor.

El proceso de compresión en el ciclo ideal es internamente reversible y adiabático y, en consecuencia, isentrópico. Sin embargo, el proceso de compresión real incluirá efectos friccionantes los cuales incrementan la

entropía y la transferencia de calor que puede aumentar o disminuir la entropía, dependiendo de la dirección. En el caso adiabático e irreversible la salida real puede determinarse a partir del rendimiento adiabático del compresor planteado como:

$$\eta_{compr} = \frac{W_{s,ideal}}{W_{a,real}} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2'} - h_1} \quad (2.7)$$

Influencia de las irreversibilidades en el evaporador.

En los ciclos ideales de refrigeración, el fluido de trabajo sale del evaporador y entra al compresor como vapor saturado. Pero esta condición es imposible de mantener el estado del refrigerante con tanta precisión. En lugar de eso se procura diseñar el sistema de manera de sobrecalentar ligeramente al refrigerante a la entrada del compresor para así garantizar evaporación completa al momento de ingresar al compresor. Asimismo, en línea que conecta al evaporador al compresor suele producirse caídas de presión del refrigerante y cierta ganancia de calor no deseable, trayendo como resultado un aumento en el volumen específico del refrigerante y por ende un incremento en los requerimientos de potencia de entrada al compresor, basado en el criterio de $W_{neto} = \int v dp$

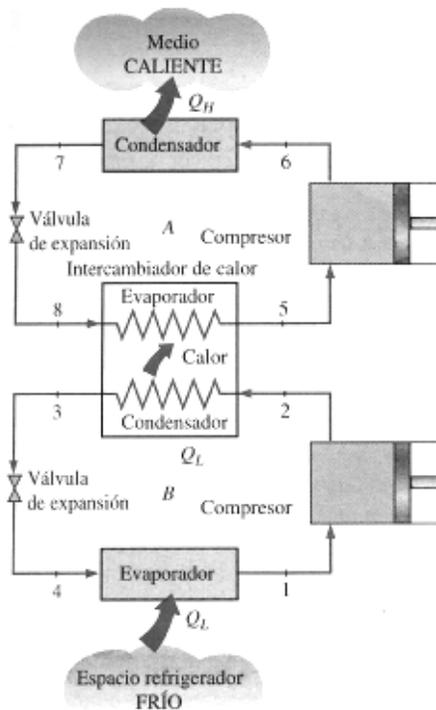
Influencia de las irreversibilidades en el condensador.

En los ciclos ideales de refrigeración, el fluido de trabajo sale del condensador como líquido saturado a la presión de salida del compresor. Sin embargo, es inevitable que se produzcan caídas de presión en el condensador así como en las líneas que conectan al compresor y a la válvula de estrangulamiento, además de la imposibilidad de mantener con precisión la regulación del condensador para tener a la salida líquido saturado, y es indeseable enviar refrigerante a la válvula de estrangulamiento sin condensar

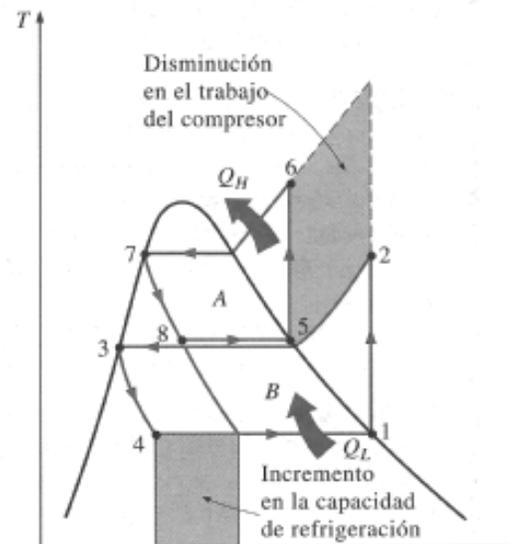
en su totalidad, debido a que reduce la capacidad de absorción de calor, por lo que se considera el subenfriamiento como alternativa para disminuir la entalpía de entrada a la válvula de estrangulamiento y en consecuencia aumentar la capacidad de absorción de calor (efecto refrigerante)

SISTEMA DE REFRIGERACIÓN EN CASCADA

El ciclo en cascada es un conjunto de ciclos de compresión de vapor simple en serie, de manera que el condensador de un ciclo de temperatura inferior, proporciona calor al evaporador de un ciclo de temperatura mayor. El refrigerante por lo general en cada circuito es diferente con el objeto de ajustar los intervalos de temperatura y presión (ver figura 2.4-a y 2.4-b).



(fig 2.4-a): Diagrama de máquina del sistema en cascada. Fuente: Yunus Cengel y Michael Boles, "Termodinámica", cuarta edición.



(fig 2.4-b): Diagrama ts. Fuente: Yunus Cengel y Michael Boles, "Termodinámica", cuarta edición.

Criterios que determinan las restricciones del C.R.C.V y sustitución por el sistema en cascada.

- La diferencia de temperaturas entre el evaporador y el condensador es grande.
- La variación de la presión del vapor con la temperatura de saturación de un único refrigerante no se ajusta a los valores deseados para el evaporador y el condensador.
- Cuando se utiliza una sola unidad de compresión disminuye la capacidad de refrigeración.

Consideraciones para el análisis de los sistemas en cascada:

- Los flujos máscicos de los refrigerantes en los diferentes ciclos, generalmente tienen cantidades distintas, independientemente del tipo de refrigerantes.
- El flujo máscico \dot{m}_B está determinado por la capacidad de refrigeración necesaria en el evaporador del ciclo B.
- El flujo de calor transferido por el condensador **B** debe ser igual al flujo de calor transferido hacia el evaporador del ciclo **A**, cuando el intercambiador de calor global está bien aislado.

Despreciando las variaciones de energía cinética y potencial en régimen estacionario y considerando el intercambiador de calor (condensador-evaporador) adiabático, el balance de energía se plantea:

$$\sum \dot{m}_{ent} h_{ent} = \sum \dot{m}_{sal} h_{sal} \quad (2.8)$$

Estableciendo la analogía con lo planteado en las gráficas se tiene:

$$h_2 \dot{m}_2 + h_8 \dot{m}_8 = h_3 \dot{m}_3 + h_5 \dot{m}_5 \quad \text{Donde,} \quad \begin{aligned} \dot{m}_B &= \dot{m}_2 = \dot{m}_3 \\ \dot{m}_A &= \dot{m}_5 = \dot{m}_8 \end{aligned}$$

Sustituyendo los términos correspondientes se tiene:

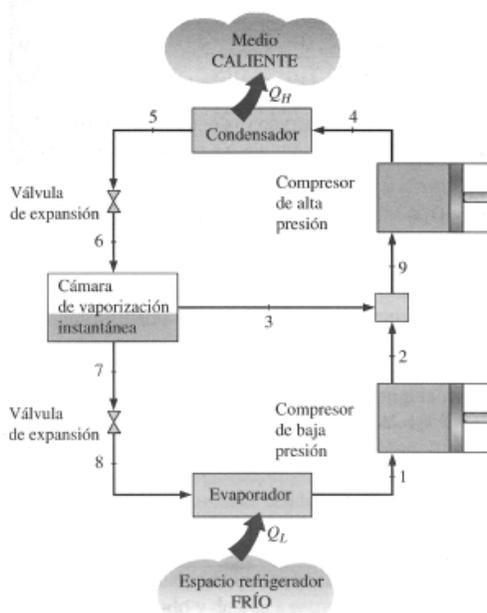
$$\dot{m}_B (h_2 - h_3) = \dot{m}_A (h_5 - h_8) \quad (2.9)$$

El rendimiento de estos dispositivos, en cascada se plantea como:

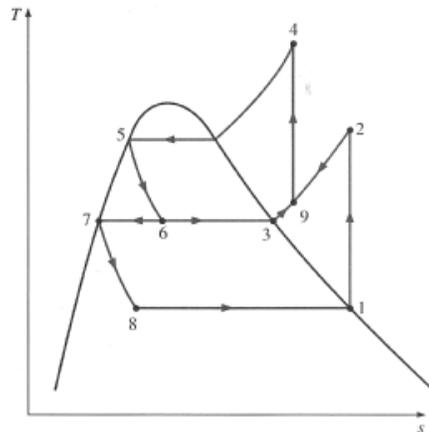
$$COP_{REF} = \frac{\dot{Q}_{L,Evap.}}{\dot{W}_{Comp.}} = \frac{\dot{m}_B (h_1 - h_4)}{\dot{m}_A (h_6 - h_5) + \dot{m}_B (h_2 - h_1)} \quad (2.11)$$

SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR MÚLTIPLES ETAPAS

Para sistemas de compresión de vapor, donde se desea reducir el trabajo de entrada del compresor, se realizan modificaciones que consiste en incluir la compresión multietapa con refrigeración intermedia. En estos ciclos de refrigeración intermedia el sumidero de energía puede ser el mismo refrigerante, ya que en muchos puntos del ciclo, la temperatura del refrigerante es inferior a la temperatura del ambiente. Por tanto, el intercambiador de calor que funciona como refrigerador intermedio, se convierte en un intercambiador regenerativo, ya que el calor se transfiere de forma interna en el sistema.



(fig 2.5-a): Diagrama de máquina del sistema multietapa. Fuente: Yunus Cengel y Michael Boles, "Termodinámica", cuarta edición.



(fig 2.5-b): Diagrama Ts. Fuente: Yunus Cengel y Michael Boles, "Termodinámica", cuarta edición.

La fracción de vapor que se forma en la cámara de evaporización instantánea, es la calidad X del fluido en el estado 6 del diagrama de máquinas tal como se observa en la figura 2.5-a, y es la fracción de flujo que pasa por la cámara de mezcla proveniente de la cámara de evaporación instantánea. La fracción de líquido formado es $1-X$, que corresponde a la fracción del flujo total que pasa por el evaporador.

Aplicando el balance de energía en la cámara de mezcla en condiciones adiabáticas, para determinar la entalpía, a la salida de la cámara se tiene:

$$xh_3 + (1-x)h_2 = h_9 \quad (2.12)$$

El efecto de refrigeración por unidad de masa que atraviesa el evaporador es:

$$q_{refrig.} = (1-x)(h_1 - h_8) \quad (2.13)$$

El trabajo total suministrado al compresor por unidad de masa que atraviesa el condensador es la suma de las dos (2) etapas, es decir:

$$w_{Comp.} = (1 - x)(h_2 - h_1) + 1(h_4 - h_3) \quad (2.14)$$

El COP del ciclo de compresión de vapor de dos etapas, con refrigeración intermedia regenerativo, se sigue definiendo como:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{refrig}}{\dot{W}_{Comp.}} \quad (2.15)$$

SELECCIÓN DEL REFRIGERANTE ADECUADO.

Aunque en los comienzos del desarrollo de los sistemas de refrigeración se utilizaron sustancias químicas como el dióxido de azufre, amoníaco y éter etílico, desde la década de los treinta, el campo ha sido denominado por la clase general de sustancias denominados compuestos clorofluorocarbonados (CFC). Los más importantes se designan R-11, R-12, R-22 y R-502 (mezcla del R-22 y R115). Al final de la década de los ochenta se tomaron medidas internacionales para restringir el uso de ciertos CFC, ya que se encontró que reduce la capa protectora del ozono de la atmósfera y contribuye al efecto invernadero. Así en la década de los noventa se inicia un periodo en el que se investiga nuevos refrigerantes, como los compuestos hidrofurocarbonados (HFC). El problema radica en el hecho de la reducción en el COP cuando simplemente se hace el cambio del refrigerante al sistema, sin modificaciones para adaptarlo. Cuando se selecciona un nuevo refrigerante generalmente es necesario rediseñar el compresor.

Los refrigerantes fluorados más comunes son:

R407C y R410, Es el que más se usa en instalaciones de Aire Acondicionado y bombas de calor.

R 134a normalmente se usa en pequeñas plantas de refrigeración a causa de entre otras cosas, que calor de evaporación de la cantidad de refrigerante en circulación es relativamente pequeño.

R 404A, Es el refrigerante que se usa en plantas de congelación donde se necesitan más bajas temperaturas. Además de estos refrigerantes fluorados, hay una larga serie de otros que no se ven a menudo hoy: R23, R417, R508A, etc.

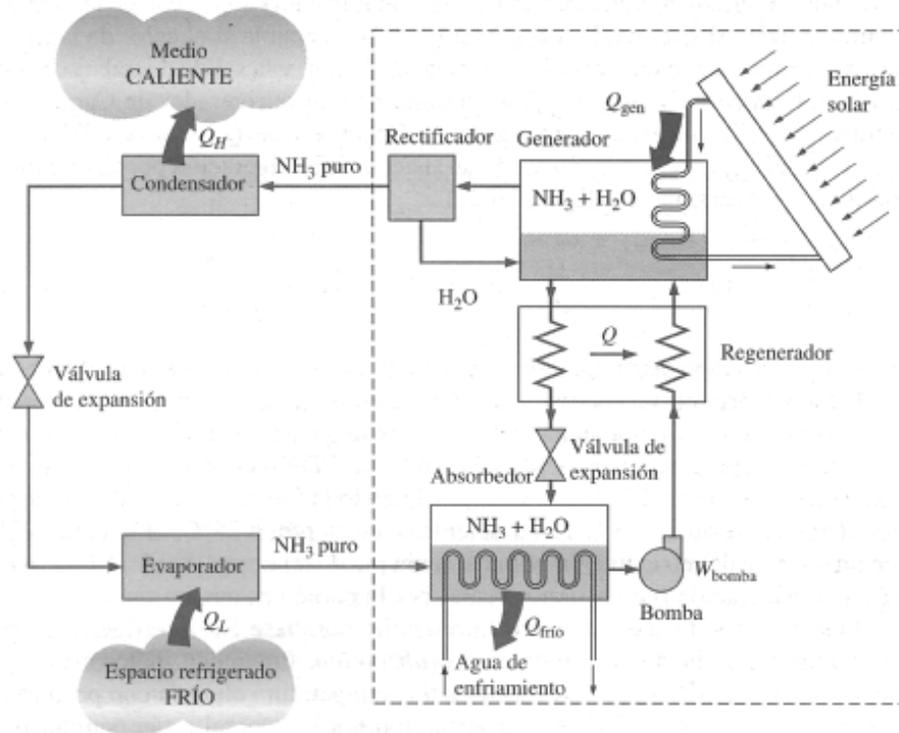
Amoniac NH3 El amoniac NH3 es usado normalmente en grandes plantas de refrigeración. Su punto de ebullición es de -33°C . El amoniac tiene un olor característico incluso en pequeñas concentraciones con el aire. No arde, pero es explosivo cuando se mezcla con el aire en un porcentaje en volumen de 13-28. Es corrosivo el cobre y aleaciones de cobre no se pueden emplear en plantas de amoniac.

El más común utilizado en la refrigeración y en los textos de termodinámica en la actualidad es el R-134a. al no ser agresivo al medio ambiente.

CICLO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN DE AMONIACO.

Los sistemas de refrigeración por absorción, implican la absorción de un refrigerante por un medio de transporte. El sistema de refrigeración por absorción más utilizado es el sistema de amoniac-agua, donde el amoniac (NH3) sirve como el refrigerante y el agua (H2O) como el medio de transporte. Otros sistemas de refrigeración por absorción son los de agua-

bromuro de litio y agua-cloruro de litio, en los que el agua sirve como transporte.

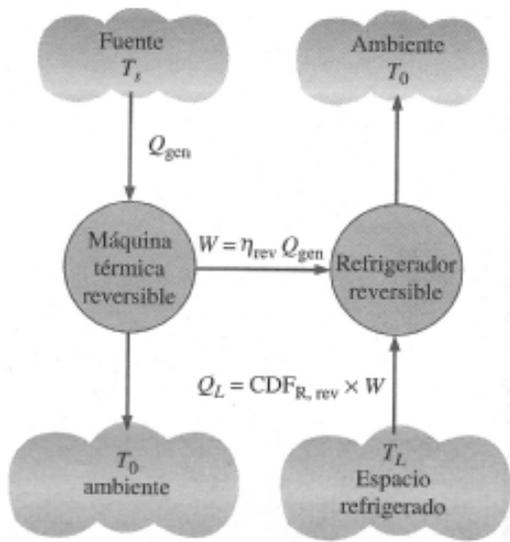


(fig 2.6): Ciclo de Absorción de amoníaco. Fuente: Yunus Cengel y Michael Boles, "Termodinámica", cuarta edición.

El COP de sistemas de refrigeración por absorción se define como:

$$COP = \frac{q_L}{w_{neto,ent}} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{Q}_{gen} + \dot{W}_{bomba}} \quad (2.16)$$

El COP máximo de un sistema de refrigeración por absorción se determina suponiendo que el ciclo es totalmente reversible, con base en la figura 2.7 se plantea:



(Fig 2.7): Máquina térmica de refrigeración.
 Fuente: Yunus Cengel y Michael Boles,
 "Termodinámica", cuarta edición.

$$\dot{W} = \eta_{rev} \dot{Q}_{gen} = \left(1 - \frac{T_0}{T_s}\right) \dot{Q}_{gen} \quad (2.17)$$

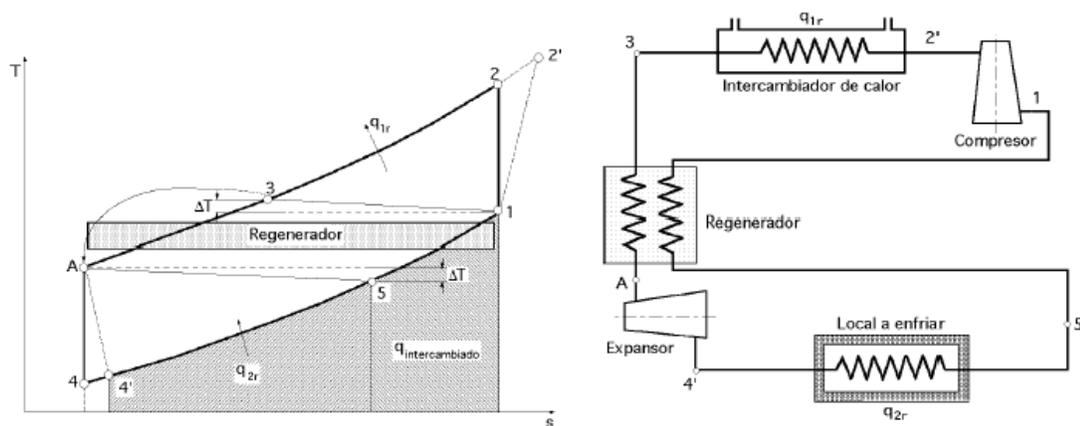
$$\dot{Q}_L = COP_{R,rev} \dot{W} = \left(\frac{T_L}{T_0 - T_L}\right) \dot{W} \quad (2.18)$$

$$COP_{rev,absor} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{Q}_{gen}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_s}\right) \left(\frac{T_L}{T_0 - T_L}\right) \quad (2.19)$$

SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN ALTERNOS

CICLO DE GAS CON REGENERADOR

Se pueden conseguir algunas mejoras en los ciclos de refrigeración con gas. En la Fig 2.8. Se observa que la temperatura T_1 del fluido después de extraer calor de la zona fría es menor que la T_3 del estado 3, a que entra en el expansor. Si se utiliza el gas frío del estado 1 para enfriar el gas en el estado 3, las expansiones siguientes le llevarían a una temperatura menor, la del estado A de entrada en el expansor, tal como se indica en el ciclo que representamos en la Fig 2.8; de esta forma se pueden obtener temperaturas extremadamente bajas, mediante la introducción en el ciclo de un intercambiador de calor (regenerador).



(fig 2.8): Ciclo de refrigeración de gas. Fuente: Material disponible al lector, Ciclo de refrigeración, archivo PDF,

La transferencia de calor externa al ciclo produce la caída de temperaturas entre los estados 2 y 3; el regenerador permite un enfriamiento adicional del gas hasta A, que se expande hasta 4' y absorbe calor del local a enfriar entre 4' y 5 y en el regenerador, desde 5 a 1.

El ciclo de refrigeración con gas se puede aplicar a las instalaciones de aire acondicionado, pequeñas. de aviones, en donde los problemas de espacio son muy importantes; en general, comprimen aire que primero se enfría disipando calor a la atmósfera exterior y que, posteriormente, se expande en una turbina; el aire fresco procedente de la turbina pasa directamente al interior del avión.

CICLO CON DOBLE LAMINACIÓN, SEPARADOR DE LÍQUIDO Y REFRIGERACIÓN EXTERIOR

El fluido de trabajo se evapora parcialmente al producirse el estrangulamiento en la válvula de expansión, Fig 2.9; el vapor así generado pasa por el evaporador sin experimentar cambio de estado posterior y sin producir enfriamiento del foco frío.

El compresor comprime dos tipos de vapores, uno, el generado en la expansión isentálpica de la primera etapa x kg a través de la válvula V_1 y el otro es el que ha pasado por el evaporador y previamente por la válvula V_2 .

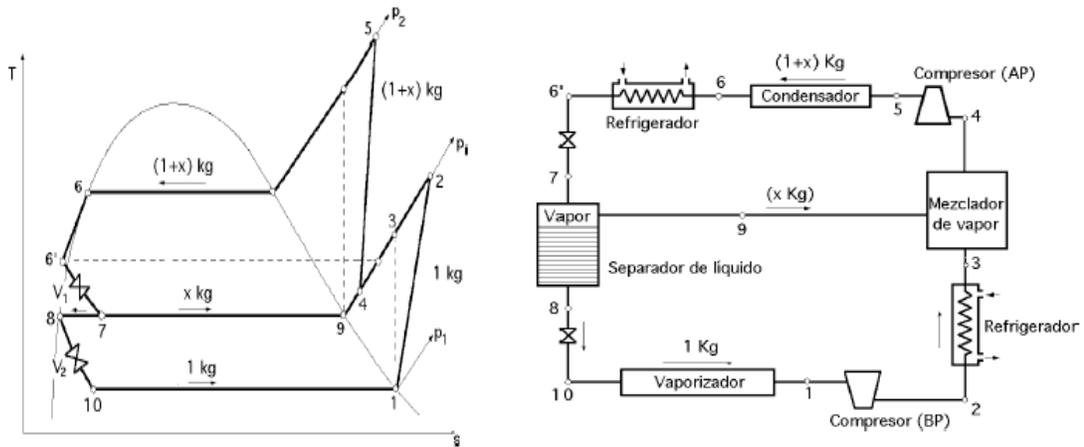


Fig 2.9.- Ciclos con doble laminación y separador de líquido. Fuente: Material disponible al lector, Ciclo de refrigeración, archivo PDF

El vapor en la primera expansión (etapa de alta presión) se lleva a la segunda etapa del compresor, en la que penetra mezclado previamente con el vapor recalentado y refrigerado que procede del vaporizador y que se refrigera. El funcionamiento del proceso es el siguiente:

El fluido en forma de vapor saturado seco, Fig 2.9, estado 1, entra en la primera etapa del compresor (baja presión) y es comprimido hasta el estado 2. De 2 a 3 el fluido así comprimido experimenta un enfriamiento a presión constante, mediante un circuito externo de aire o de agua de refrigeración. Hasta el estado 3 circula 1 kg de fluido.

En el estado 3 el fluido penetra en un mezclador isobárico y adiabático, de forma que en el mismo se produce la mezcla de dos vapores, uno 1 kg en

condiciones del estado 3 y el otro, x kg que provienen del separador de líquido, en condiciones del estado 9. La mezcla fluida, constituida por $(l+x)$ kg de vapor, en condiciones del estado 4 se comprime en la segunda etapa del compresor (alta presión), hasta alcanzar las condiciones del estado 5.

A continuación se introduce el fluido en el condensador y es enfriado hasta el estado 6, de forma que la temperatura correspondiente a este estado T_6 suele ser la misma que la del estado 3, T_3 , por cuanto se utiliza la misma agua de refrigeración.

El fluido pasa por la válvula de estrangulamiento hasta el estado 7, penetra en el separador de líquido, llevándose el vapor generado x kg en condiciones del estado 9, al mezclador de vapores. El líquido separado, en condiciones del estado 8, sufre una segunda laminación hasta el estado 10, donde pasa al evaporador, extrayendo una cantidad de calor q_2 del foco frío, realizando el efecto refrigerante.

CICLO CON DOBLE LAMINACIÓN Y BARBOTE Y REFRIGERACIÓN EXTERIOR

La diferencia con el sistema de enfriamiento intermedio de tipo abierto con ciclo de inyección total, radica en los sistemas de refrigeración exterior. El fluido se comprime en forma de vapor saturado seco desde el estado 1 al estado 2, tal como se observa en la Figura 2.10, realizándose a continuación un enfriamiento del mismo, a presión constante de 2 a 3. Desde el estado 3 el fluido va al separador de líquido, saliendo de él una mezcla de vapores de $(l + x)$ kg en condiciones del estado 4, penetrando en la segunda etapa del compresor, en la que se comprime hasta las condiciones del estado 5.

A partir de este estado experimenta un enfriamiento en el condensador hasta el estado 6', de temperatura igual a la del estado 3, como en el caso anterior. Se expansiona en una primera válvula de estrangulamiento hasta el estado 7

y de aquí al separador de líquido; el líquido que sale del separador en condiciones del estado 8, experimenta una segunda laminación hasta el estado 9 penetrando en el vaporizador y realizando el efecto refrigerante. Para determinar el valor del vapor extraído en el separador x , se hace un balance de entalpías en el mismo

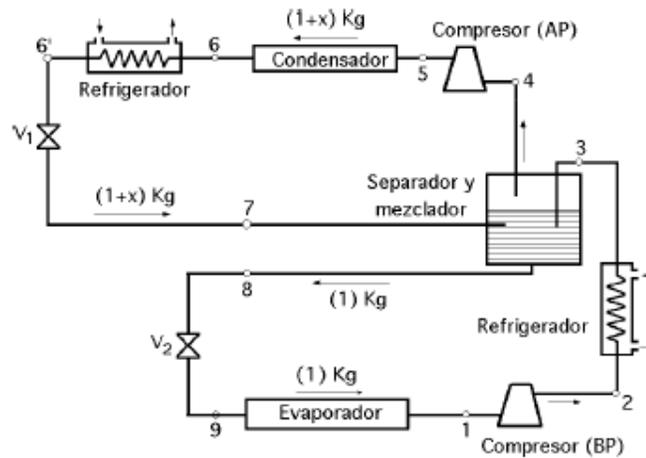


Fig 2.10.- Ciclo con doble laminación y barboteo (sistema con enfriador intermedio de tipo abierto con ciclo de inyección total). Fuente: Material disponible al lector, Ciclo de refrigeración, archivo PDF

A continuación se muestran unos diagramas de maquinas con sus respectivos gráficos P vs h, de otros sistemas que tienen como base la modificación de algunos componentes de los sistemas ant de algunos componentes de los sistemas anteriormente descritos

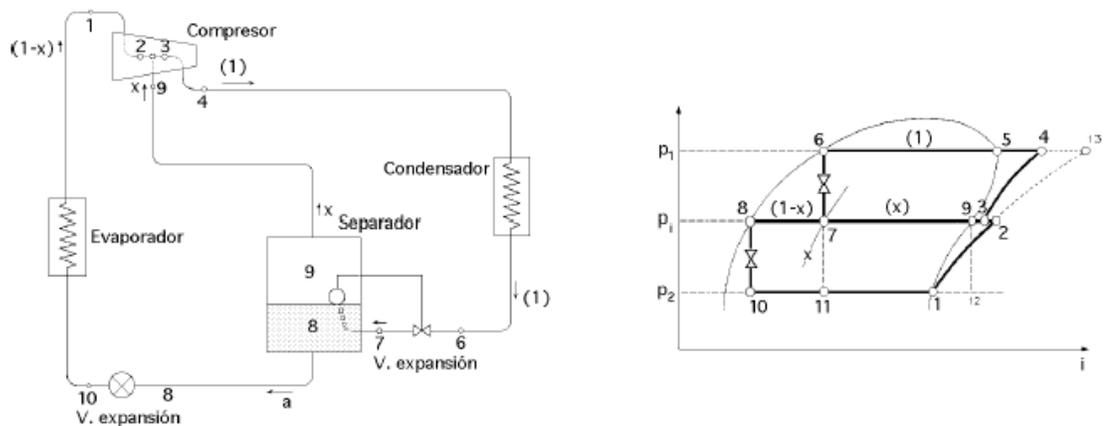


Fig 2.11: Compresor rotativo de dos rotores de tornillo con sobrealimentación (Circuito con depósito separador flash tank). Fuente: Material disponible al lector, Ciclo de refrigeración, archivo PDF

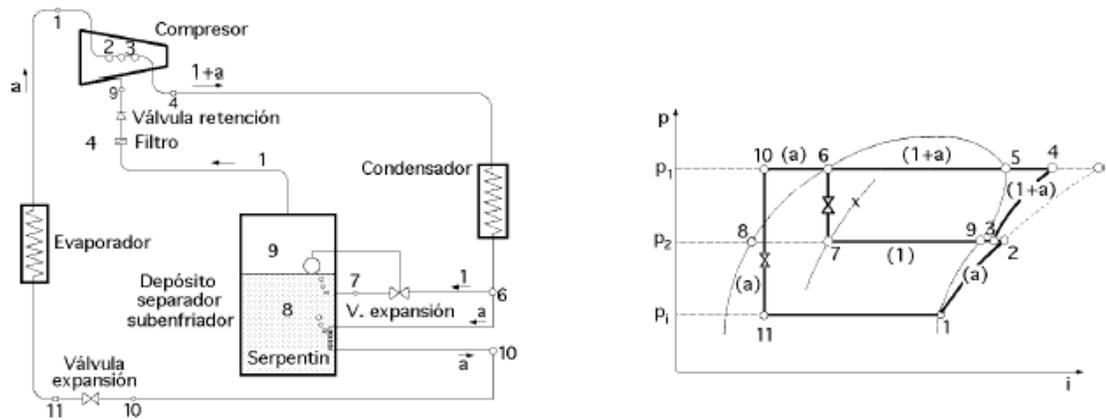


Fig 2.12: Compresor rotativo de dos rotores de tornillo con sobrealimentación (Circuito con depósito separador subenfriador de líquido flash tank subcooler). Fuente: Material disponible al lector, Ciclo de refrigeración, archivo PDF

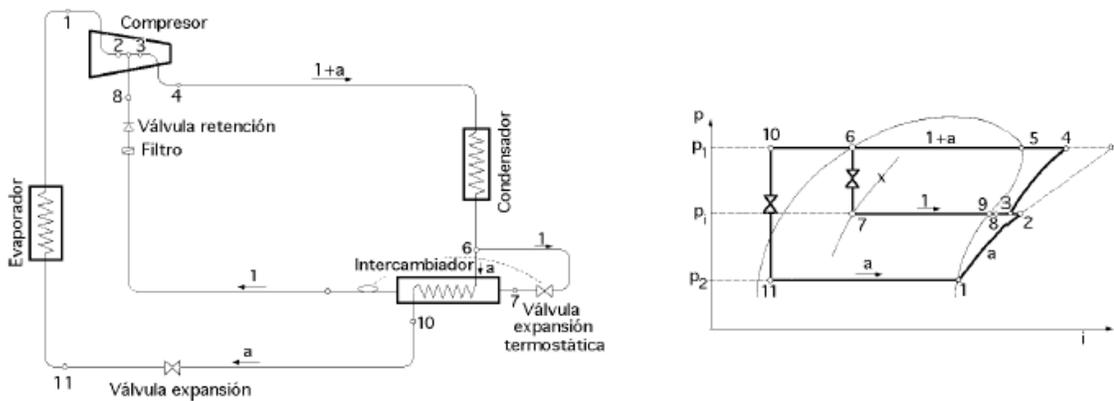


Fig 2.13: Compresor rotativo de dos rotores de tornillo con sobrealimentación (Circuito con intercambiador de calor de carcasa-haz tubular, shell-tube subcooler). Fuente: Material disponible al lector, Ciclo de refrigeración, archivo PDF

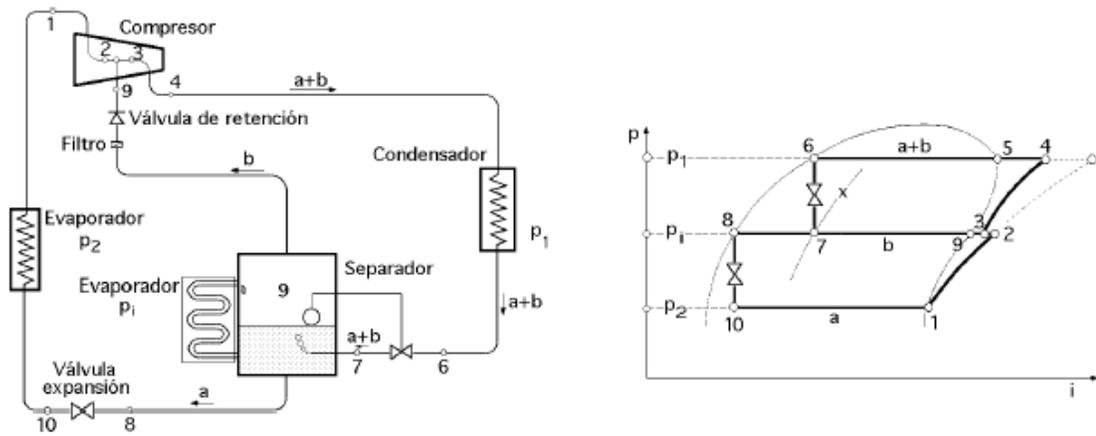


Fig 2.14: Compresor rotativo de dos rotores de tornillo con sobrealimentación (Circuito con un segundo evaporador).

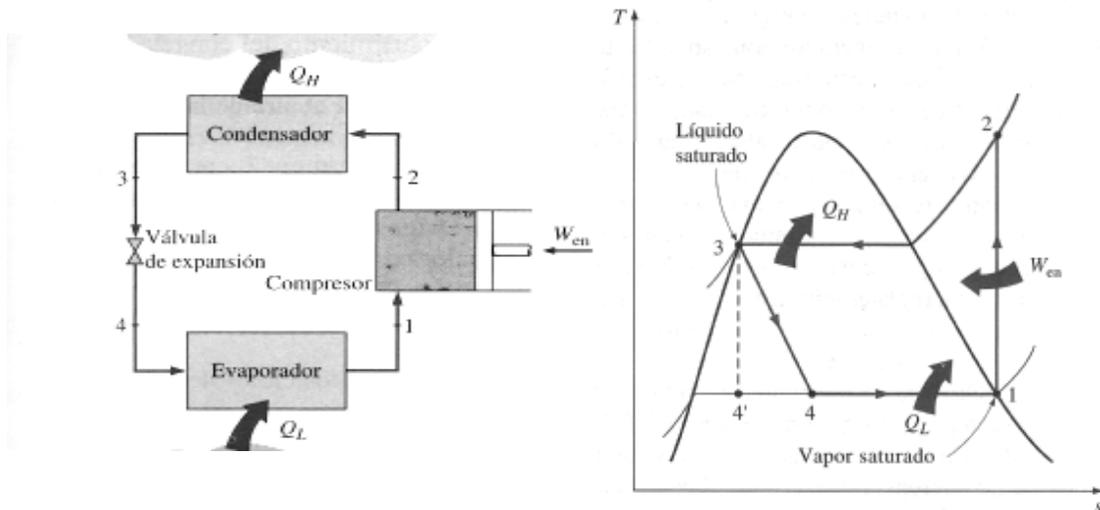
Fuente: Material disponible al lector, Ciclo de refrigeración, archivo PDF

EJERCICIOS RESUELTOS

- 1 Ciclo de refrigeración por compresión de vapor simple.**
- 2 Ciclo de refrigeración en cascada.**
- 3 Ciclo de refrigeración de múltiples etapas.**

1. Sistema de refrigeración por compresión de vapor

Un refrigerador como el que se muestra en la figura usa refrigerante 134^a como fluido de trabajo y opera en un ciclo de refrigeración por compresión de vapor con una temperatura en el evaporador de -4 °F y una presión en el condensador de 130 Psia, siendo el rendimiento adiabático del compresor del 84%. El flujo masico del refrigerante es 6,5 lb/min. Calcúlese a) la potencia real suministrada al compresor, en hp b) Capacidad de refrigeración en Ton, c) el COP y d) desplazamiento efectivo, en pie³/min



Fuente: Yunus Cengel y Michael Boles, "Termodinámica", cuarta edición.

Item	P (Psia)	T °F	h (Btu/lbm)	S (Btu/lb . R)	V (pie ³ /lb)
1		-5	101,02	0,2230	2,3992
2	140		118,88	0,2230	
3	140		44,43		
4		-5	44,43		

Como primer paso se procede a colocar en la tabla los datos de presión y temperatura que proporciona el ejercicio. Debido a que el análisis a realizar en el ciclo es energético, se procede a determinar los valores de entalpía en cada punto del ciclo según lo planteado teóricamente.

Para la entalpía 1 el fluido de trabajo es vapor saturado, buscado en la tabla el valor de h_g a la temperatura de $-5\text{ }^\circ\text{F}$

Para la entalpía en 2, se considera un proceso de compresión idealmente isentrópico entre los puntos 1-2, como el punto 1 es vapor saturado se obtiene el valor de la entropía en 1 que para este caso será igual a la entropía en 2, lo que permitirá buscar en la tabla de vapor sobrecalentado a la presión de 140 psia y la entropía de $0,2230\text{ KJ/Kg.K}$ el valor de la entalpía (necesita interpolar).

$$s_1 = s_2 = 0,2230\text{ KJ / Kg.K}$$

Para la entalpía en 3, el fluido a cambiado de fase convirtiéndose en líquido saturado (las causas de esta condición ya están planteadas teóricamente) por lo que con la presión de 140 psia se determina la entalpía h_f del fluido de trabajo.

Para la entalpía en 4, el proceso en la válvula de estrangulamiento se ha descrito como isoentalpico (condición teóricamente conocida) por lo que la entalpía de 4 es la misma de 3.

Determinadas las entalpías, se procede a resolver las preguntas del enunciado:

a) Para determinar la potencia real de compresión, se plantea conseguir la potencia ideal y con la eficiencia proporcionada poder calcular la potencia real.

Se realiza el balance de energía en el compresor

$$h_1 \dot{m}_1 + \dot{W}_{comp} = h_2 \dot{m}_2 \quad \text{como} \quad \dot{m}_1 = \dot{m}_2 = 6,5 \text{ lb} / \text{min}$$

Se tiene,

$$\dot{W}_{comp} = (h_2 - h_1) * \dot{m}_{ref} \Rightarrow \dot{W}_{comp} = (118,88 - 101,02) \text{ Btu} / \text{lb} * 6,5 \text{ lb} / \text{min}$$

$$\dot{W}_{comp} = 116,09 \text{ Btu} / \text{min} \approx 2,74 \text{ hp}$$

Se plantea la ecuación de eficiencia adiabática del compresor y se resuelve calculando la potencia real del compresor

$$\eta_{comp} = \frac{\dot{W}_{ideal}}{\dot{W}_{real}} \quad \text{despejado se obtiene} \quad \dot{W}_{real} = \frac{\dot{W}_{ideal}}{\eta_{comp}} = \frac{116,06}{0,84}$$

$\dot{W}_{real} = 138,16 \text{ Btu} / \text{min} \approx 3,25 \text{ hp}$
--

b) la capacidad de refrigeración se obtiene determinado la cantidad de calor absorbido por el evaporador (efecto refrigerante).

Inicialmente se realiza un balance de energía y masa en el evaporador para luego determinar la cantidad de calor

$$h_4 \dot{m}_4 + \dot{Q}_{sum} = h_1 \dot{m}_1 \text{ como } \dot{m}_4 = \dot{m}_1 = 6,5 \text{ lb} / \text{min}$$

Se tiene,

$$\dot{Q}_{sum} = (h_1 - h_4) * \dot{m}_{ref} \Rightarrow \dot{Q}_{sum} = (101,02 - 44,43) \text{Btu} / \text{lb} * 6,5 \text{lb} / \text{min}$$

$$\dot{Q}_{sum} = 367,84 \text{Btu} / \text{min} * \frac{1 \text{ ton}_{ref}}{200 \text{Btu} / \text{min}} \Rightarrow \text{Cap}_{ref} = 1,84 \text{Ton}_{ref}$$

C) Para determinar el COP es necesario aclarar que debido a que ya se determinó la potencia real de compresión el COP a determinar se tomara en cuenta este valor.

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_{sum}}{W_{real}} \cong \frac{367,84 \text{Btu} / \text{min}}{138,16 \text{Btu} / \text{min}} = 2,66$$

El desplazamiento efectivo es equivalente a la capacidad en flujo volumétrico que el compresor puede comprimir

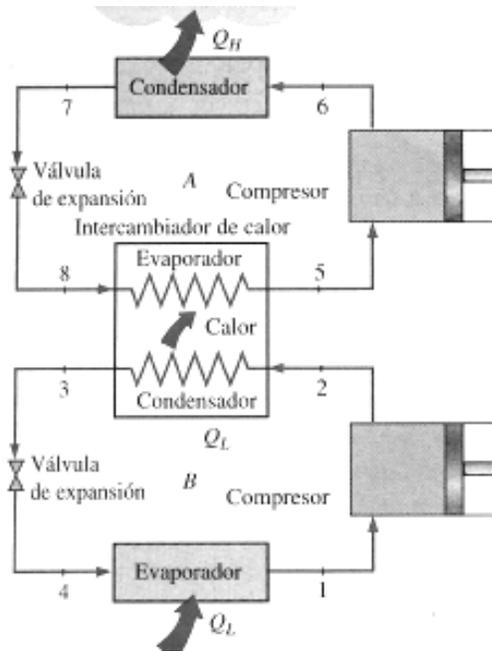
En el estado 1, $v_1 = v_g = 2,3992 \text{Pie}^3 / \text{lb}$, por tanto, el desplazamiento efectivo viene dado por

$$\dot{V}_{comp} = \dot{m}_{comp} * v_1 = 6,5 \text{lbm} / \text{min} * 2,3992 \text{Pie}^3 / \text{lbm} = 15,59 \text{Pie}^3 / \text{min}$$

Nota: Para los siguientes ejercicios se obviara ciertos procedimientos de manera de simplificar el análisis.

2. sistema de refrigeración en cascada.

Un sistema de refrigeración como el que se muestra en la figura, en cascada utiliza refrigerante 22 en la parte del sistema de baja temperatura y refrigerante 134a en el circuito de alta temperatura. El circuito del refrigerante 22 funciona entre 1,1 y 5 bar. Las entalpías del vapor saturado que sale del evaporador a $-39\text{ }^{\circ}\text{C}$, del vapor sobrecalentado que sale del compresor isoentrópico a $29\text{ }^{\circ}\text{C}$, y del líquido que entra al dispositivo de estrangulamiento $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ son $267,37$; $304,16$ y $78,47$ respectivamente. El ciclo ideal del circuito de refrigerante 134^a funciona entre $-12\text{ }^{\circ}\text{C}$ y 9 bar . La capacidad de refrigeración del evaporador de baja temperatura es de 5 Ton . Determine a) los flujos máxicos, en Kg/hr , en los dos circuitos. b) la potencia de entrada en ambos compresores, en Kw , c) el COP del sistema en cascada. d) Determine también el COP de un ciclo con un único circuito que utilice refrigerante 134^a entre $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ y 9 bar .



Fuente: Yunus Cengel y Michael Boles, "Termodinámica", cuarta edición.

Item	P (bar)	T °C	h (Kj/Kg)	S (KJ/Kg . k)	V (M ³ /Kg)
1	1,1	-39	267,37		
2	5	29	304,16		
3	5	0	78,47		
4	1,1				
5	1,85	-12	240,15	0,9267	
6	9		272,83		
7	9		99,56		
8	1,85		99,56		

Como premisa se tiene que la obtención de valores de entalpía se realiza de forma similar al ejercicio 1.

$$Q_{evap}^* = 5Ton \times 12660KJ/h \times \frac{1Kw.s}{1KJ} \times \frac{1h}{3600s} = 17,58Kw$$

a) Se realiza el balance de energía en el intercambiador condensador-evaporador:

$$h_2 m_2 + h_8 m_8 = h_3 m_3 + h_5 m_5$$

$$m_8 = m_5 \quad y \quad m_2 = m_3$$

$$m_5 = \frac{(h_2 - h_3) \times m_2}{h_5 - h_8}$$

Para realizar el cálculo se necesita determinar el flujo másico en el circuito de baja temperatura.

$$Q_{Evap} = m^*(h_1 - h_4) \Rightarrow m_2^* = \frac{Q}{h_1 - h_4} \Rightarrow \frac{63300 \text{ KJ} / h}{(267,37 - 78,47) \text{ KJ} / \text{Kg}}$$

$$m_2^* = 335,1 \text{ Kg} / h$$

Sustituimos el valor del flujo másico del circuito de baja temperatura para obtenerlo en el de alta temperatura:

$$m_5 = \frac{(304,16 - 78,47) \times 335,1}{(240,15 - 99,56)}$$

$$m_5 = 537,94 \text{ Kg} / h$$

a) Potencia en los compresores:

$$W_{Comp.} = m q_{Comp}$$

Para el compresor de baja temperatura:

$$W_{CA}^* = m_2^*(h_2 - h_1) \Rightarrow 335,1 \text{ Kg} / h (304,16 - 267,37) \text{ KJ} / \text{Kg} \frac{1 \text{ KW} \cdot \text{S}}{1 \text{ KJ}} \times \frac{1 h}{3600 \text{ S}}$$

$$W_{CA}^* = 3,42 \text{ KW}$$

Para el compresor de alta temperatura es necesario determina la entropía en 5 y buscar interpolado la entalpía 6 a la presión correspondiente:

$$W_{CB}^* = m_5^*(h_6 - h_5) \Rightarrow 537,6 \text{ Kg} / h (272,83 - 240,15) \text{ KJ} / \text{Kg} \frac{1 \text{ KW} \cdot \text{S}}{1 \text{ KJ}} \times \frac{1 h}{3600 \text{ S}}$$

$$W_{CA}^* = 4,88 \text{ KW}$$

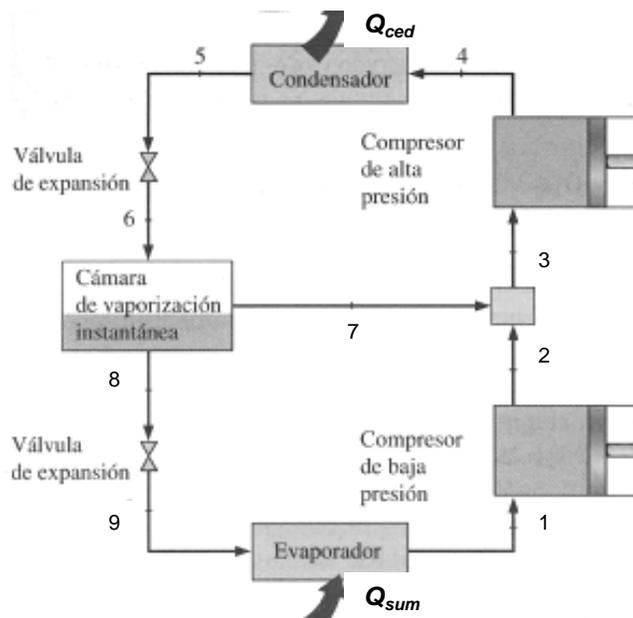
c) Coeficiente de operación:

$$COP = \frac{\overset{*}{Q}_{evp}}{\overset{*}{W}_{Total}} \Rightarrow \frac{17,58KW}{(4,88 + 3,42)KW}$$

$$COP = 2,12$$

3. sistema de refrigeración de múltiples etapas.

Un sistema de refrigeración por compresión de vapor ideal de dos etapas con refrigeración intermedia regenerativo funciona con refrigerante 134^a y presiones de 1,0 bar en el evaporador, 4,0 bar en la cámara de evaporación instantánea y en la cámara de mezcla y 9,0 bar en el condensador. Si la carga de refrigeración es 5 ton, determínese. **a)** la potencia del compresor de baja presión, en kilovatios, **b)** el flujo másico que sale de la cámara de evaporación instantánea y entra a la cámara de mezcla, en kg/min, **c)** la potencia de entrada en el compresor de alta presión, en kilovatios, y **d)** el COP del flujo global.



Fuente: Yunus Cengel y Michael Boles, "Termodinámica", cuarta edición.

Item	P (bar)	T °C	h (Kj/Kg)	S (KJ/Kg . k)	V (M ³ /Kg)
1	1		231,35	0,9394	
2	4		259,50		
3	4		258,08		
4	9		275,35		
5	9		99,56		
6	4		99,56		
7	4		252,32		
8	4		62,00		
9	1		62,00		

Como premisa se tiene que la obtención de valores de entalpía en las condiciones de saturación se realiza de forma similar al ejercicio 1.

a) Potencia en el compresor de baja presión:

$$W_{C,Baja}^* = m_1 (h_2^* - h_1^*)$$

Se Determina el flujo másico en el sistema:

$$m_1^* = \frac{Q_{evap}^*}{h_1 - h_9} \Rightarrow \frac{5 \times (12660)}{231,35 - 62,00}$$

$$m_1^* = 373,80 \text{ Kg} / h$$

Determinamos la entalpía 2 interpolado en la tabla de sobrecalentamiento a la presión correspondiente:

$$s_1 = s_2 = 0,9395$$

$$p_2 = 4\text{bar} \Rightarrow T_2 = 16,4^\circ\text{C}$$

$$h_2 = 259,50\text{KJ} / \text{Kg}$$

$$W_{C,Baja}^* = 373,80(259,50 - 231,35) \times \frac{1\text{KW}\cdot\text{S}}{1\text{KJ}} \times \frac{1\text{h}}{3600\text{S}}$$

$$W_{C,baja}^* = 2,92\text{KW}$$

b) para determinar el flujo másico en 7 se plantea el balance de energía en la cámara de evaporación instantánea.

$$h_6 m_6 = h_7 m_7 + h_8 m_8$$

$$m_8 = m_1 \quad m_6 = m_8 + m_7$$

Sustituyendo las masas:

$$h_6(m_8 + m_7) = h_7 m_7 + h_8 m_8$$

$$m_7 = \frac{(h_6 - h_8)m_8}{h_7 - h_6} \Rightarrow \frac{(99,56 - 62)\text{KJ} / \text{Kg} \times 373,80\text{Kg} / \text{h}}{(252,32 - 99,56)\text{KJ} / \text{Kg}}$$

$$m_7 = 91,91\text{Kg} / \text{h}$$

c) para determinar la potencia en el compresor es necesario determinar la entalpía en 3 y 4, como primer paso realizamos el balance de energía en la cámara de mezcla:

$$h_7 m_7 + h_2 m_2 = h_3 m_3$$

$$h_3 = \frac{h_7 m_7 + h_2 m_2}{m_3}$$

Es Necesario determinar el flujo másico en 2 planteando lo siguiente:

$$m_3 = m_1 + m_7 = 373,80 + 91,91$$

$$m_3 = 465,71 \text{Kg} / h$$

Sustituyendo se obtiene:

$$h_3 = \frac{252,32 \times 91,91 - 259,50 \times 373,80}{465,71}$$

$$h_3 = 258,08 \text{KJ} / \text{Kg}$$

Para de terminar el valor de la entalpía en 4, conocida la entropía en 3 y dado que el proceso de 3 a 4 es isoentrópico determinamos la entropía en 3 con sobrecalentamiento a 4 bar y luego con esa entropía se busca la entalpía en 4 a 9 bar en sobrecalentamiento (todo interpolando).

$$s_3 = s_4$$

$$h_4 = 275,35 \text{KJ} / \text{Kg}$$

Con los valores correspondientes se calcula la potencia en el compresor:

$$W_{C,alta}^* = m_3 (h_4 - h_3) \Rightarrow 465,71 \text{Kg} / h (275,35 - 258,08) \text{KJ} / \text{Kg} \times \frac{\text{Kw.s}}{1 \text{KJ}} \times \frac{1h}{3600s}$$

$$W_{C,alta}^* = 2,23 \text{Kw}$$

d) El COP viene dado por:

$$COP = \frac{Q_{evap}^*}{W_{C,baja}^* + W_{C,alta}^*} \Rightarrow \frac{5(12660)/3600}{2,92 + 2,23} = 3,41$$

$$COP = 3,41$$

Ejercicios propuestos

- i. Un flujo volumétrico de $1,2 \text{ m}^3/\text{min}$ de refrigerante 134^a , entra al compresor de un sistema de refrigeración por compresión de vapor como vapor saturado a $-16 \text{ }^\circ\text{C}$. El refrigerante sale del condensador como líquido a 9 bar. Determínese a) La potencia del compresor en KW, b) La capacidad refrigeración en Ton, c) El COP.
- 2) Al compresor de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor con un redimiendo adiabático de 78%, entra refrigerante 134^a como vapor saturado a 20 psia. A la válvula de expansión entra líquido saturado a 160 psia. Para el equipo de 5 Ton, determínese a) La temperatura del fluido al salir del compresor, en $^\circ\text{F}$, b) el COP, c) Potencia de entrada al compresor en hp.