



METODOS DE PRODUCCION DE FRIO

DR. ISAAC PILATOWSKY FIGUEROA

DR. ROBERTO BEST BROWN

M. EN C. ANTONIO VALIENTE BARDERAS

DR. JUAN CARLOS LAGE SOTO

DR. PEDRO QUINTO DIEZ

M. EN I. FILIBERTO GUTIERREZ MARTINEZ

DR. JORGE ISAAC HERNANDEZ GUTIERREZ

DR. JESUS HIERAS AGUIRRE

FIS. ENRIQUE MARTINEZ SANCHEZ



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

1

9

9

3

METODOS DE PRODUCCION DE FRIO

Primera Edición: 1993
DR. © 1993 Universidad Nacional Autónoma de México
Ciudad Universitaria 04510 México, D.F.

Impreso y Hecho en México

ISBN 968-36-2954-7

**COORDINACION DE LA INVESTIGACION CIENTIFICA
PROGRAMA UNIVERSITARIO DE ALIMENTOS**

METODOS DE PRODUCCION DE FRIO

DR. ISAAC PILATOWSKY FIGUEROA

(Coordinador)

Instituto de Investigaciones en Materiales

DR. ROBERTO BEST BROWN

Instituto de Investigaciones en Materiales

M. EN C. ANTONIO VALIENTE BARDERAS

Facultad de Química

DR. JUAN CARLOS LAGE SOTO

Universidad Autónoma de Baja California Sur

DR. PEDRO QUINTO DIEZ

Escuela Superior de Ingeniería Mecánica
y Eléctrica

M. EN I. FILIBERTO GUTIERREZ MARTINEZ

Instituto de Ingeniería

DR. JORGE ISAAC HERNANDEZ GUTIERREZ

Instituto de Investigaciones en Materiales

DR. JESUS HIERAS AGUIRRE

Instituto de Investigaciones en Materiales

FIS. ENRIQUE MARTINEZ SANCHEZ

Instituto de Investigaciones en Materiales



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

1 9 9 3

CONTENIDO

PROLOGO

PRESENTACION

- CAPITULO 1: PRINCIPIOS BASICOS DE LA REFRIGERACION
Roberto Best Brown
- CAPITULO 2: OPERACIONES AGUA-AIRE
Antonio Valiente Barderas
- CAPITULO 3: CALCULO DE POTENCIAS FRIGORIFICAS
Juan Carlos Lage
- CAPITULO 4: REFRIGERACION POR COMPRESION MECANICA DE VAPORES
Pedro Quinto Diez
- CAPITULO 5: REFRIGERACION POR ABSORCION LIQUIDO-GAS
Filiberto Gutiérrez Martínez y
Jorge Hernández Gutiérrez
- CAPITULO 6: REFRIGERACION POR ABSORCION SOLIDO-GAS
Isaac Pilatowsky Figueroa
- CAPITULO 7: REFRIGERACION POR ABSORCION
Isaac Pilatowsky Figueroa
- CAPITULO 8: CRIOGENIA
Jesús Heiras Aguirre
- CAPITULO 9: REFRIGERACION TERMOELECTRICA
Enrique Martínez Sánchez
- CAPITULO 10: METODOS ALTERNOS DE PRODUCCION DE FRIO
Isaac Pilatowsky Figueroa

PROLOGO

El carácter altamente perecedero de los alimentos, así como la susceptibilidad de sus propiedades, hacen de ellos productos muy delicados tanto en su producción, como en su conservación.

En todos los países del mundo, la producción, transformación y distribución de los alimentos, obliga a considerar en forma relevante las diversas opciones de que dispone la tecnología, para preservar adecuadamente los productos alimenticios. **Las Tecnologías Frigoríficas** destacan dentro de ellas, en virtud de que su buena aplicación, permite conservar las propiedades organolépticas y funcionales de los alimentos.

Pero si bien esta tecnología es altamente funcional en la preservación de los productos alimenticios, es costosa, ya que se trata de un procedimiento intensivo en energía. La **Cadena de Frío** es el conjunto de procedimientos que se aplican a un alimento para la conservarlo a lo largo de todas las fases de la cadena alimentaria. Un lugar importante dentro de la cadena lo ocupan los **Sistemas de Producción de Frío**. Es a este tema que se dedica el presente libro, atendiendo la gran importancia que tiene un uso eficiente de los principios de producción de frío en el conjunto de las Tecnologías Frigoríficas aplicadas a los alimentos.

A partir de 1982 el Programa Universitario de Alimentos, la Facultad de Estudios Superiores de Cuautitlán y el Instituto de Investigaciones en Materiales de la UNAM y La Universidad Autónoma de

Baja California Sur combinaron sus esfuerzos en un seminario permanente sobre la producción y aplicación de la Tecnología del Frío a productos perecederos cuyo objetivo fue el de estudiar la problemática de esta tecnología en México, promover la investigación en este campo y contribuir a la formación de recursos humanos de alto nivel.

Es así como surge este libro con el propósito de apoyar la difusión y el desarrollo de la Tecnología para la producción de Frío. En el se analizan los conocimientos necesarios en la comprensión de los métodos de la producción de frío; se da especial énfasis a los aspectos termodinámicos de la conversión de energía eléctrica, mecánica y térmica a energía frigorífica. Todos los diferentes métodos tratados tienen una base teórica, lo que permite un mayor entendimiento de ellos, así como de sus aplicaciones tecnológicas.

La realización del libro complementa el esfuerzo que el **PUAL** ha venido desarrollando en el estudio de los aspectos que comprenden la Tecnología Frigorífica aplicada a los alimentos.

Programa Universitario de Alimentos

PRESENTACION

La tecnología para la producción de temperaturas abajo del ambiente, ha permitido en variadas aplicaciones resolver los problemas de conservación, sobre todo de productos perecederos.

La refrigeración cubre un rango muy amplio de temperaturas, desde unos cuantos grados arriba de 0° hasta temperaturas cercanas al cero absoluto. Cada uno de estos diferentes niveles de temperatura exige una determinada tecnología y métodos específicos para su producción, dependiendo del tipo de aplicación.

La sociedad requiere de sistemas de enfriamiento que le permitan satisfacer sus necesidades de confort en edificaciones (aire acondicionado), de conservación de productos, de producción de hielo, de refrigeración y de congelación, entre otras. Sin embargo, esta demanda no ha sido del todo satisfecha sobre todo en países que no cuentan con tecnología adecuada para el desarrollo tecnológico y científico.

Dada la importancia de esta área de conocimiento, la Coordinación de la Investigación Científica de la Universidad Nacional Autónoma de México a través del Programa Universitario de Alimentos propone el presente libro: *"Métodos de Producción de Frío"*, el cual tiene como objetivo introducir a los investigadores, ingenieros y profesionales de la industria de la refrigeración en los principios básicos y en las diferentes técnicas de producción de frío.

El curso inicia con temas fundamentales como: Principios básicos de la refrigeración, Operaciones aire-agua y Cálculo de potencias de refrigeración.

Existe una gran cantidad de métodos de producción de frío y es difícil establecer una jerarquía entre ellos.

Es posible producir frío a través de procesos naturales y artificiales; dentro de los procesos naturales cabe mencionar el enfriamiento radiactivo debido al intercambio por radiación entre la tierra y la atmósfera la cual es la causa de la producción de hielo en la superficie del suelo, el enfriamiento evaporativo en donde un sistema abierto absorbe calor para provocar la evaporación de un líquido y esta absorción de calor provoca un descenso en la temperatura.

Los procesos artificiales de producción de bajas temperaturas en su mayoría son ciclos termodinámicos abiertos o cerrados en donde el fluido de trabajo o refrigerante sufre varias transformaciones, a excepción de las mezclas refrigerantes en donde se mezclan nieve con sales y ácidos, líquidos con hielo, etc.

En las mezclas de sales con agua o hielo, si el calor de disolución de la sal es negativo y no existe ningún suministro de calor, la temperatura la solución descenderá en relación de las cantidades de la sustancia y de la temperatura inicial. En el caso de mezclas de sales con hielo o nieve el enfriamiento es más importante.

Otra excepción es el método de obtención de muy bajas temperaturas cercanas al cero absoluto por medio de la supresión de campos magnéticos en sustancias paramagnéticas aisladas térmicamente (proceso adiabático).

Los otros métodos artificiales se pueden clasificar considerando el tipo de conversión energética utilizada para la producción de la potencia de enfriamiento. Con base a lo anterior

En "Principios básicos de la refrigeración" se introducen conceptos básicos y definiciones, los refrigerantes y sus propiedades, ciclos básicos de refrigeración y los principios termodinámicos aplicados en esta conversión de energía.

En las "Operaciones aire-agua" se dan los fundamentos de los procesos de humidificación, los cuales son utilizados para producir fenómenos de enfriamiento. Se analizan las diferentes propiedades termodinámicas del aire húmedo así como los variados procesos y su representación sobre una carta psicométrica.

El "Cálculo de potencias de refrigeración" permitirá contar con diferentes métodos que permitan calcular los requerimientos de enfriamiento en base a una evaluación de las diferentes potencias térmicas involucradas. Esto permite dimensionar la capacidad de la unidad de refrigeración, así como el tipo de proceso más adecuado.

Los temas anteriores, de carácter introductorio, sientan las bases para la comprensión de los métodos de producción de frío. Cabe hacer notar que no se cubre con la totalidad de ellos, pero si con los que se consideran los más importantes, como son: Refrigeración por compresión mecánica, por absorción (equilibrios líquido-gas y sólido-gas), por adsorción, por efecto termoeléctrico, la generación de muy bajas temperaturas (criogenia) así como otros métodos alternativos. Se han omitido aspectos de diseño de equipo e instrumentación y los tópicos han sido desarrollados por los diferentes autores de una manera libre, respetando contenido y extensión, permitiendo de esta manera el enriquecimiento de nuevos elementos y conceptos que conduzcan a un mejor entendimiento de la problemática involucrada en la producción de bajas temperaturas.

podemos contar con ciclos de refrigeración que se pueden clasificar en base a su principio de operación.

A.- Ciclos Mecánicos: Compresión mecánica de vapores, compresión mecánica de gases con y sin producción de trabajo exterior. En estos ciclos se utilizan las propiedades termodinámicas de los fluidos y principalmente de fluidos gaseosos que constituyen el conjunto de ciclos a compresión y expansión.

B.- Ciclos Termo-mecánicos: Ciclos Rankine acoplados a ciclos de compresión de vapor, en donde la potencia suministrada proviene de ciclos de generación de vapor y ciclos de eyecto-compresión en donde se comprime térmicamente el gas por medio de altas velocidades producidas por un eyecto/compresor.

C.- Ciclos Térmicos: En estos ciclos se utilizan las propiedades físico-químicas, ligadas a fenómenos térmicos que se manifiestan durante la disolución de ciertos sólidos o líquidos en solventes líquidos o durante la absorción de vapores en absorbentes sólidos o líquidos o durante la adsorción de vapores en adsorbentes líquidos o sólidos, de acuerdo a la siguiente clasificación.

C.1 Ciclos de absorción, usando líquidos y sólidos, con funcionamiento continuo, cerrados o abiertos y con funcionamiento intermitente.

C.2 Ciclos de absorción-difusión en funcionamiento continuo.

C.3 Ciclos de adsorción sólido-gas en funcionamiento intermitente.

D.- Ciclos Termoeléctricos: En este tipo de ciclos de refrigeración se utilizan las propiedades termoeléctricas de ciertos sólidos, generalmente de aleaciones metálicas, el enfriamiento producido está basado en el efecto Peltier.

E.- Ciclos Electro-mecánicos: Son ciclos de generación de vapor para la producción de electricidad acoplados a ciclos de compresión mecánica.

Desde un punto de vista científico es difícil establecer la importancia de un método sobre otro, sin embargo existen inquietudes en cuanto al avance tecnológico y el lograr temperaturas cercanas al cero absoluto, así como el interés en el desarrollo científico en la física de los semiconductores y su aplicación en la refrigeración termoeléctrica.

El avance tecnológico y científico en esta área ha hecho posible el desarrollo industrial y comercial de la refrigeración, en donde la innovación tecnológica ha permitido un aumento considerable en la eficiencia de conversión de la energía eléctrica, mecánica, térmica magnética, termoeléctrica a energía "frigorífica".

Existe actualmente un gran reto: disminuir el deterioro

atmosférico del adelgazamiento de la capa de ozono provocado por el efecto catalítico de ciertos fluidos clorofluorocarbonados.

Esta problemática ha orientado las investigaciones a la búsqueda de nuevos refrigerantes o mezclas capaces de sustituir a las existentes, manteniendo eficiencia y costo.

Esto dará oportunidad a otros métodos de producción de frío, de ofrecer una opción viable desde el punto de vista térmico y económico, como los ciclos térmicos, cuya energía de operación puede ser suministrada con fuentes energéticas renovables, con un consecuente impacto ambiental.

CAPITULO 1

PRINCIPIOS BASICOS DE LA REFRIGERACION

ROBERTO BEST BROWN

**LABORATORIO DE ENERGIA SOLAR
INSTITUTO DE INVESTIGACIONES EN MATERIALES**

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

CONTENIDO

NOMENCLATURA	1.3
1.0 REFRIGERACION	1.4
1.1 EFECTO REFRIGERANTE	1.5
1.2 BASES TERMODINAMICAS	1.5
1.2.1 Sistemas de compresión mecánica de vapor.	
1.2.2 Sistemas de refrigeración por absorción	
1.3 CARACTERISTICAS DE LOS FLUIDOS REFRIGERANTES	1.15
1.3.1. Características termodinámicas	
1.3.2. Características termofísicas	
1.3.3. Características de las mezclas de fluidos para sistemas de absorción.	
1.4 CONSIDERACIONES DE SEGURIDAD	1.18
1.5 REFRIGERANTES PRINCIPALES	1.18
1.5.1 Sistemas de compresión	
1.5.2 Sistemas de absorción.	
1.6 EFECTO DE LA VARIACION DE LAS TEMPERATURAS DE OPERACION SOBRE LA EFICIENCIA DEL CICLO DE REFRIGERACION POR COMPRESION	1.22
1.7 EFECTO DE LA VARIACION DE LAS TEMPERATURAS DE OPERACION SOBRE LA EFICIENCIA DEL CICLO DE ABSORCION.	1.24
1.8 REFERENCIAS.	1.29

NOMENCLATURA

(COP)	Coefficiente de Operación (adimensional)
(CR)	Relación de compresión P_{CO}/P_E (adimensional).
(COP)	Coefficiente de Operación real (adimensional)
(COP) _A	Coefficiente de Operación teórico de Rankine (adimensional).
(COP) _R	Coefficiente de operación de Carnot de una bomba de calor.
(COP) _{CB}	Coefficiente de operación de Carnot de un refrigerador.
(COP) _{CR}	
H	Entalpía del refrigerante (kJ/kg)
P_{AB}	Presión de vapor de la mezcla en el absorbedor, (bar).
P_{CO}	Presión de vapor del refrigerante en el condensador (bar).
η	Eficiencia máxima teórica de una máquina térmica (adimensional).
P_{EV}	Presión de vapor del refrigerante en el evaporador (bar).
P_{GE}	Presión de vapor de la mezcla en generador, (bar).
Q_{AB}	Flujo de calor cedido en el absorbedor, (kW).
Q_{CO}	Flujo de calor cedido en el condensador, (kW).
Q_{EV}	Flujo de calor absorbido en el evaporador, (kW).
Q_{GE}	Flujo de calor absorbido en el generador, (kW).
(RC)	Relación de compresión = P_{CO}/P_{EV} (adimensional).
T_{AB}	Temperatura de absorción en el absorbedor, ($^{\circ}\text{C}$ ó K).
T_{CO}	Temperatura de condensación del refrigerante ($^{\circ}\text{C}$ ó K).
T_{EV}	Temperatura de evaporación del refrigerante ($^{\circ}\text{C}$ ó K).
T_{GE}	Temperatura de generación en el generador ($^{\circ}\text{C}$ ó K).
T_R	Temperatura del espacio a enfriar ($^{\circ}\text{C}$ ó K).
T_S	Temperatura del sumidero de calor ($^{\circ}\text{C}$ ó K).
W	Trabajo suministrado al sistema (kW).

1.0 REFRIGERACION

El proceso de refrigeración consiste en reducir y mantener la temperatura de un espacio o material por abajo de la temperatura del medio ambiente. Para lograr lo anterior es necesario extraer calor del espacio refrigerado y transferirlo a otro cuerpo que se encuentre a una temperatura menor. En el ciclo de refrigeración se transfiere continuamente energía térmica de una región de baja temperatura a una de mayor temperatura. El sumidero de la mayor temperatura lo provee usualmente el aire ambiente o el agua de enfriamiento. Esta temperatura denominada T_0 , es la temperatura de los alrededores. El objetivo de la máquina de refrigeración es el de extraer un flujo de calor Q_R de un medio de baja temperatura con temperatura T_R por abajo de la temperatura ambiente T_0 . En casi todos los procesos de refrigeración el cuerpo usado para absorber el calor se llama refrigerante.

En el proceso más usado para producir la refrigeración, el refrigerante debe ceder el calor absorbido al medio ambiente para lo cual es necesario elevar la temperatura del refrigerante por arriba de éste. Para lograr esto es necesario realizar trabajo en el agente refrigerante. La Fig. 1.1. muestra un esquema del principio de proceso de refrigeración. El refrigerante absorbe calor Q_{EV} a la temperatura T_{EV} y cede calor Q_{CO} a la temperatura T_{CO} , para lo cual recibe una cantidad de trabajo mecánico W .

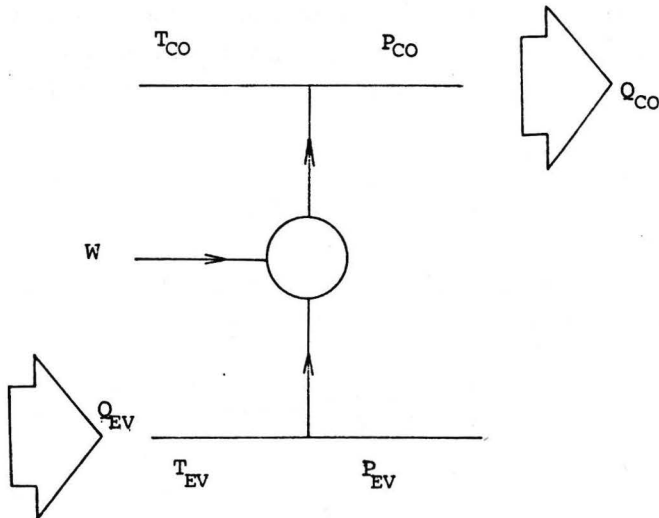


Fig.1.1 Diagrama esquemático del proceso de refrigeración.

1.1 EFECTO REFRIGERANTE

El efecto refrigerante es la cantidad de calor que absorbe el refrigerante por unidad de masa. Si un kg de hielo se funde a 0°C absorberá 335 kJ por lo que el efecto refrigerante es de 335 kJ/kg. Es necesario mencionar que la unidad comunmente usada en la industria es la tonelada de refrigeración. En sus orígenes la refrigeración en los E.E.U.U. se basaba en la utilización de grandes bloques de hielo para la conservación de productos. La unidad de refrigeración se basó en el calor de fusión (144 BTU/h) necesarios para producir una tonelada corta (2000 libras) en 24 horas.

$$1 \text{ TON. REF.} = (2000/24) * (144) = 12,000 \text{ BTU/h.}$$

Hoy en día, se sigue utilizando la capacidad de toneladas de refrigeración sobre todos los equipos de aire acondicionado. Una tonelada de refrigeración es equivalente a 3.517 kW.

1.2 BASES TERMODINAMICAS

1.2.1 Sistema de refrigeración por compresión mecánica de vapor

Con base a la Primera Ley de la Termodinámica, la cantidad de calor extraído del espacio refrigerado Q_{EV} a la temperatura T_{EV} se relaciona con el calor cedido Q_{CO} a la temperatura T_{CO} y a la cantidad de trabajo (W) por medio de la ecuación:

$$Q_{EV} = W - Q_{CO} \quad (1.1)$$

Una máquina térmica operando entre las dos temperaturas T_{CO} y T_{EV} tiene una eficiencia termodinámica máxima teórica dada por:

$$\eta = (T_{CO} - T_{EV}) / T_{CO} \quad (1.2)$$

conocida como la eficiencia de Carnot.

El ciclo de refrigeración se puede considerar como una máquina térmica inversa. La eficiencia de Carnot se puede definir para el ciclo de refrigeración como:

$$(\text{COP})_{\text{CR}} = T_{\text{EV}} / (T_{\text{CO}} - T_{\text{EV}}) \quad (1.3)$$

y representa el valor máximo teórico de la eficiencia que se puede obtener en un ciclo de refrigeración. En la práctica las eficiencias obtenidas son mucho menores debido a irreversibilidades en el sistema.

Todos los ciclos de refrigeración producen calor al mismo tiempo que frío. Una bomba de calor es un refrigerador que está diseñado para calentar a la temperatura T_{CO} en lugar de enfriar a la temperatura menor T_{EV} . La eficiencia de Carnot de la bomba de calor en consecuencia se define como:

$$(\text{COP})_{\text{CB}} = T_{\text{CO}} / (T_{\text{CO}} - T_{\text{EV}}) \quad (1.4)$$

y representa el valor máximo teórico de la eficiencia de una bomba de calor. Se puede definir el coeficiente de operación para el ciclo de refrigeración (COP) como:

$$(\text{COP}) = Q_{\text{EV}} / W \quad (1.5)$$

y para el ciclo de bomba de calor como:

$$(\text{COP}) = Q_{\text{CO}} / W \quad (1.6)$$

Combinando las ecuaciones (1.1), (1.5) y (1.6) se puede demostrar la relación entre las eficiencias:

$$(\text{COP})_{\text{CB}} = (\text{COP})_{\text{CR}} + 1 \quad (1.7)$$

El tipo más común de refrigerador es el sistema de compresión mecánica de vapor el cual se muestra en forma esquemática en la Fig. 1.2. Está compuesto por dos intercambiadores de calor, (un evaporador y un condensador) un compresor, una válvula de expansión y un fluido refrigerante.

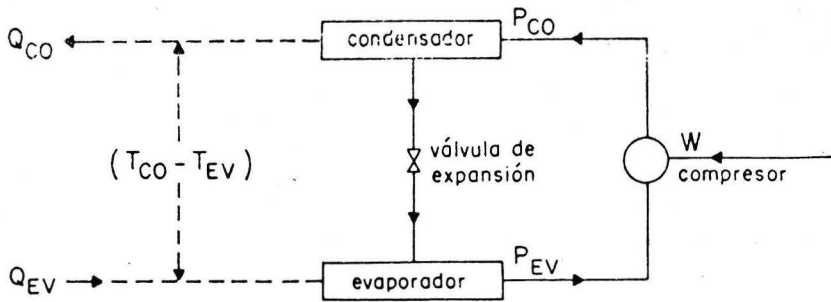


Fig .1.2 Sistema de refrigeración por compresión de vapor.

En el evaporador el fluido refrigerante se evapora a una temperatura T_{EV} extrayendo una cantidad de calor Q_{EV} del medio, que puede estar en estado sólido, líquido o gaseoso. El fluido refrigerante evaporado se comprime y cede una cantidad de calor Q_{CO} . El refrigerante condensado se expande a través de la válvula de expansión y regresa al evaporador para completar el ciclo. El coeficiente de operación se puede definir como:

$$(COP) = Q_{EV}/W = Q_{EV}/(Q_{CO} - Q_{EV}) \quad (1.8)$$

El ciclo de refrigeración por compresión de vapor se puede describir utilizando un diagrama de presión contra temperatura como el de la Fig. 1.3, ó en un diagrama de presión contra entalpia como se muestra en la Fig. 1.4. El ciclo de compresión de vapor se aproxima mucho más al ciclo Rankine que al ciclo de Carnot y se puede definir un coeficiente de operación ideal basado en el ciclo Rankine y con referencia a la Fig.1.4 como:

$$(COP)_R = \left(\frac{H_{D1} - H_{D3}}{H_{D1} - H_{S2}} \right) \quad (1.9)$$

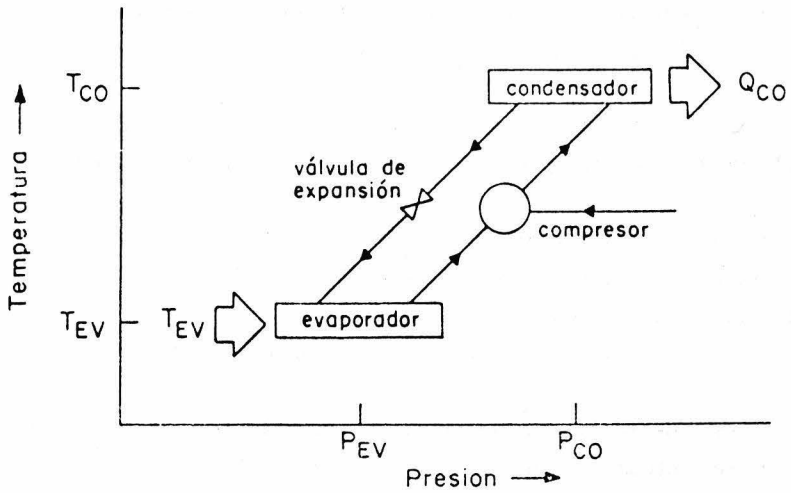


Fig. 1.3 Diagrama esquemático del ciclo de refrigeración por compresión.

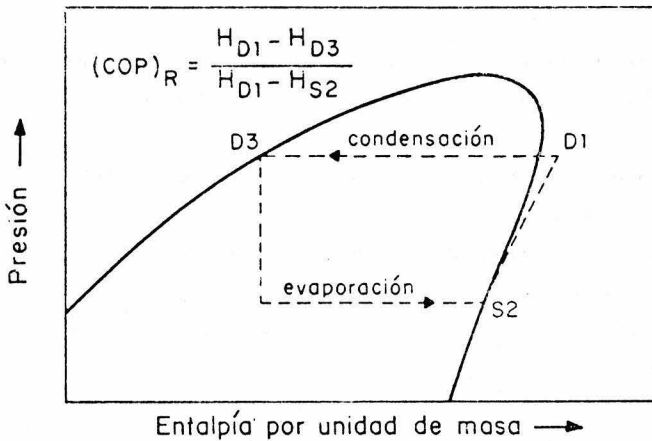


Fig. 1.4 Diagrama Presión-Entalpía para el ciclo de compresión.

La necesidad de tener gradientes térmicos con el fin de transferir calor en el condensador y el evaporador provoca ineficiencias termodinámicas. Al mismo tiempo se presentan desviaciones al ciclo Rankine ideal debido a las caídas de presión al sobrecalentamiento y al subenfriamiento.

Existen cuatro parámetros importantes que considerar al seleccionar el equipo y el fluido refrigerante para un sistema de compresión de vapor:

- (1) la temperatura de evaporación T_{EV}
- (2) la relación de compresión (RC) = P_{CO}/P_{EV}
- (3) la temperatura de condensación T_{CO}
- (4) el coeficiente de operación teórico de Rankine $(COP)_R$

Estos parámetros no son independientes y cuando dos se seleccionan los otros dos se fijan automáticamente para un fluido refrigerante dado.

El primer parámetro T_{EV} depende en gran medida de la temperatura requerida en el espacio o cuerpo refrigerado T_{RE} debido a que el gradiente térmico en el evaporador es $(T_{RE} - T_{EV})$.

El segundo parámetro $(RC) = P_{CO}/P_{EV}$ depende de las características del compresor disponible.

La temperatura de condensación T_{CO} depende de la temperatura del sumidero de calor T_S debido a que el gradiente térmico en el condensador es $(T_{CO} - T_S)$.

El coeficiente de operación teórico de Rankine $(COP)_R$ depende de las propiedades termodinámicas del fluido refrigerante escogido. Por lo tanto algunos fluidos refrigerantes tienen valores de $(COP)_R$ mayores que otros operando a las mismas condiciones de T_{EV} y T_{CO} . La máxima presión en el sistema depende de T_{CO} y de la relación presión-temperatura del fluido refrigerante.

El coeficiente de operación real $(COP)_A$ es naturalmente menor que el $(COP)_R$ de Rankine y es función del diseño del equipo.

El coeficiente $(COP)_A$ no puede exceder $(COP)_R$ debido a:

- (1) la compresión es politrópica en lugar de isentrópica,
- (2) puede haber fugas de la zona de alta presión a la zona de baja presión en el compresor,
- (3) la expansión del fluido-refrigerante no es necesariamente isentálpica,
- (4) las pérdidas de calor pueden ser considerables,

y

- (5) se acostumbra sobrecalentar el vapor saliendo del evaporador para asegurar que el vapor entrando al compresor está seco, evitando así daños al compresor.

El ciclo práctico se muestra en la figura 1.5.

En el capítulo IV se describe con más detalle todo lo referente a la refrigeración por compresión mecánica de vapores.

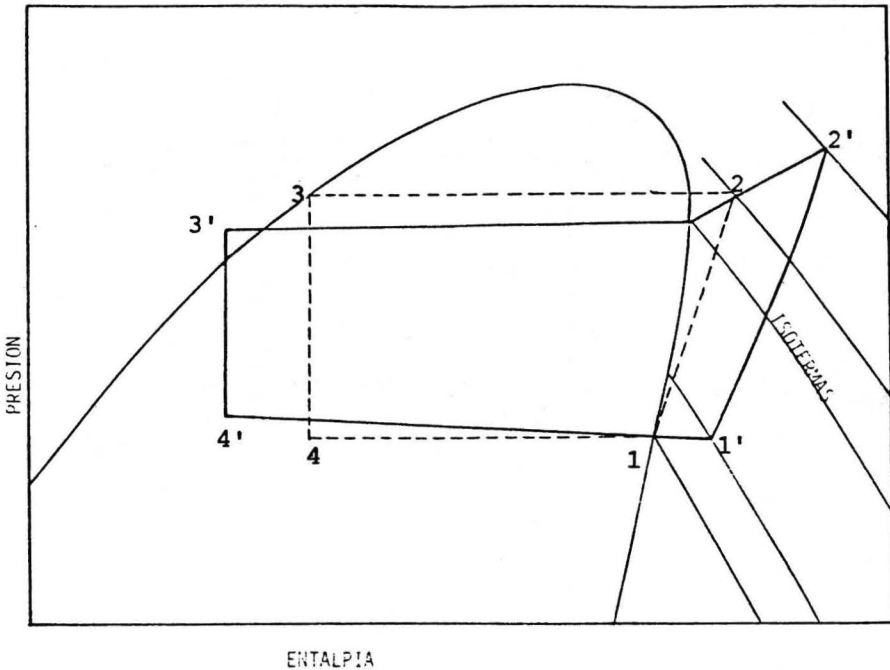


Fig. 1.5. Ciclo práctico

1.2.2 SISTEMA DE REFRIGERACION POR ABSORCION

La figura 1.6 muestra en forma esquematizada un refrigerador por absorción. La condensación, expansión y evaporación del fluido de trabajo es similar al sistema de refrigeración por compresión, sin embargo, en el ciclo de absorción el compresor se sustituye por un circuito secundario en el que el líquido absorbente se circula utilizando una bomba. El fluido de trabajo evaporado es absorbido por el fluido circulante y la presión se incrementa por medio de la bomba antes de entrar en el generador. Se le suministra una cantidad de calor Q_{GE} en el generador para vaporizar a alta presión el fluido de trabajo requerido para alimentar el condensador. La energía mecánica requerida para bombear el líquido es generalmente pequeña en comparación con la cantidad de energía térmica Q_{GE} suministrada.

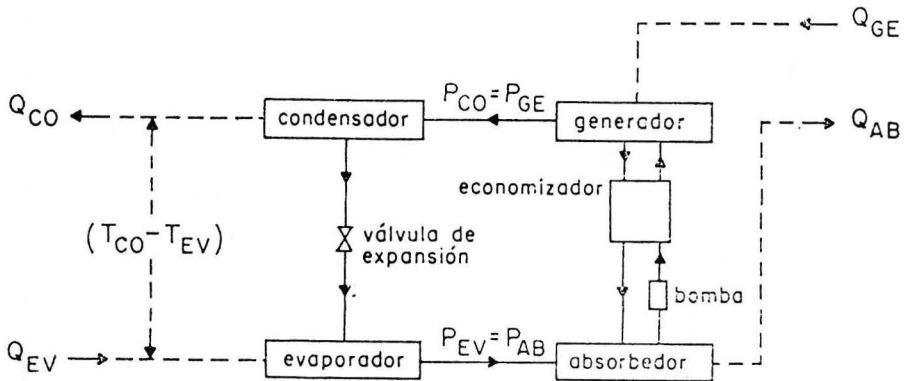


Fig.1.6 Diagrama esquemático de un refrigerador por absorción.

La bomba en el circuito secundario de la bomba de calor provee la razón de compresión necesaria $(CR) = P_{CO}/P_{EV}$.

El coeficiente de rendimiento de un sistema de refrigeración por absorción se define como:

$$(COP) = \frac{Q_{EV}}{Q_{GE}} \quad (1.10)$$

En el sistema de absorción convencional hay dos niveles de presión

$$P_{CO} = P_{GE} > P_{EV} = P_{AB}$$

y tres o cuatro niveles térmicos

$$T_{GE} > T_{CO} \geq T_{AB} > T_{EV}$$

dependiendo si el condensador y el absorbedor operan a la misma temperatura o no, como se puede ver en la figura 1.7.

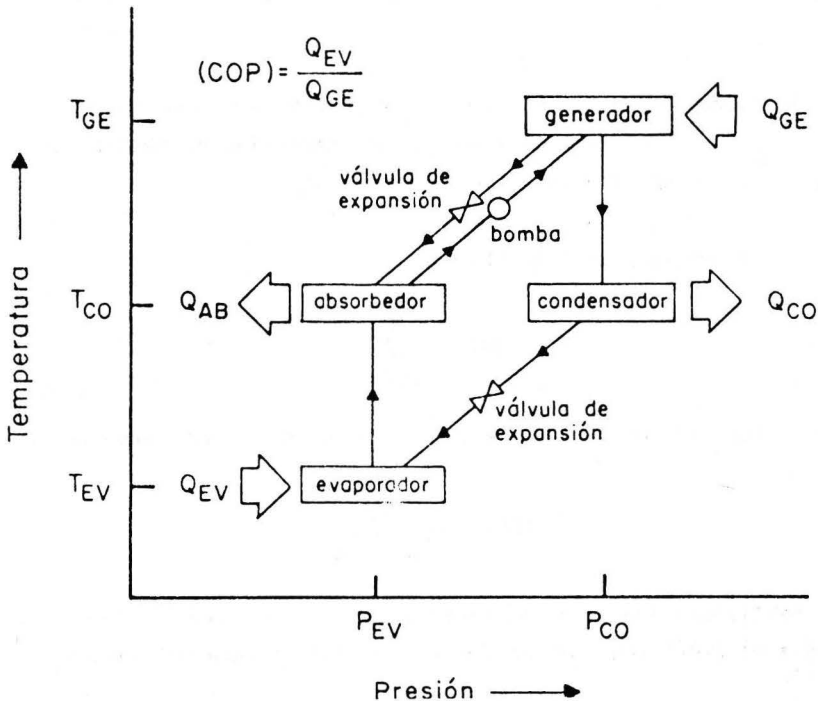


Fig. 1.7 Niveles de presión y temperatura en un refrigerador por absorción

Para el refrigerador de absorción convencional el coeficiente de rendimiento teórico de Carnot estará dado por

$$(\text{COP})_c = \left(1 - \frac{T_{\text{CO}}}{T_E} \right) \left(\frac{T_{\text{EV}}}{T_{\text{CO}} - T_{\text{EV}}} \right) \quad (1.11)$$

para el caso simplificado en donde $T_{\text{CO}} = T_{\text{AB}}$. Haciendo una comparación entre las ecuaciones 1.3 y la anterior se observa que el rendimiento de Carnot de un refrigerador por absorción es menor al de compresión por el factor $(1 - T_{\text{CO}}/T_{\text{GE}})$ que es equivalente al rendimiento de una máquina térmica que recibe calor a la temperatura T_{GE} y lo desecha a una temperatura T_{CO} . Por lo tanto, termodinámicamente un refrigerador por absorción es equivalente a una máquina térmica que opera un refrigerador de compresión de vapor.

La relación de flujo es un parámetro de diseño y optimización importante. Se puede definir como la relación entre el flujo de solución en el circuito secundario que une el generador y el absorbedor a el flujo de fluido de trabajo o refrigerante en el circuito primario que une el calentador y el evaporador.

Se puede definir en función de la masa de solución del absorbedor al generador, M_{AB} , o de la masa de solución del generador al absorbedor M_{GE} con referencia al flujo de solución de refrigerante M_{R} .

Siguiendo la primera definición

$$(\text{RF}) = \frac{M_{\text{AB}}}{M_{\text{R}}} \quad (1.12)$$

que se puede escribir en termino de concentración del fluido absorbente como

$$(\text{RF}) = \frac{X_{\text{GE}}}{X_{\text{GE}} - X_{\text{AB}}} \quad (1.13)$$

Realizando balances de energía y masa se puede obtener un valor teórico para el coeficiente de rendimiento entálpico para enfriamiento

$$(\text{COP})_{\text{ER}} = \frac{Q_{\text{EV}}}{Q_{\text{GE}}} = \frac{(H_1 - H_8)}{H_6 + [(FR) - 1]H_4 - (FR)H_5} \quad (1.14)$$

donde H son las entalpias por unidad de masa de las corrientes 1-8 definidas por la figura 1.8

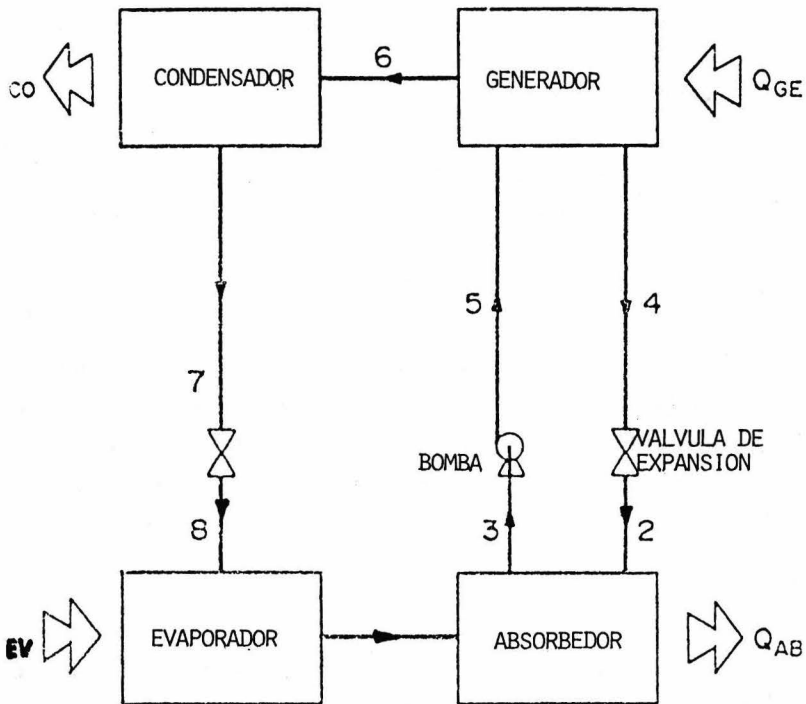


Fig 1.8 Diagrama simplificado de un refrigerador por absorción.

1.3 CARACTERISTICAS DE LOS FLUIDOS REFRIGERANTES.

Las propiedades del fluido refrigerante son los factores principales que determinan el funcionamiento de un sistema de refrigeración. El fluido refrigerante debe poseer ciertas propiedades químicas, físicas y termodinámicas que lo hagan económico y al mismo tiempo seguro.

El refrigerante ideal deberá cumplir los requerimientos siguientes:

- 1). tener propiedades tanto físicas como termodinámicas adecuadas en el rango de operación.
- 2). térmica y químicamente estable.
- 3). seguro (no-flamable, no-tóxico, no-explosivo).
- 4). disponibilidad y bajo costo.
- 5). compatible con los materiales de construcción y los lubricantes usados en los dispositivos de refrigeración.
- 6). sin efectos negativos al ambiente.

Desde un principio es necesario reconocer que no existe el refrigerante ideal que cumpla con los requerimientos anteriores para cada uso o condición.

1.3.1 Características termodinámicas.

El criterio inicial para la selección del fluido refrigerante es el especificar los límites térmicos en los cuales debe operar. La temperatura crítica del fluido refrigerante deberá ser bastante mayor que la máxima temperatura de trabajo en el sistema. De igual forma, el punto de congelación del refrigerante debe ser suficientemente menor que la mínima temperatura en el sistema.

La presión de vapor del fluido refrigerante determina la presión desarrollada en el condensador y el evaporador bajo las condiciones de operación. Se debe operar a presiones moderadas con el objeto de utilizar materiales ligeros de construcción y equipos normales, reduciendo con lo anterior el tamaño, el peso y el costo del equipo. Por otro lado, la presión en el evaporador deberá ser por arriba de la atmosférica para evitar la entrada de aire dentro del equipo. El operar bajo vacío requiere el uso del equipo voluminoso y sellos especiales. El fluido refrigerante ideal deberá tener una presión de condensación P_{CO} relativamente baja, lo cual implica un valor bajo de la razón de compresión $(RC) = P_{CO}/P_{EV}$.

El trabajar con valores bajos de la razón de compresión resulta en un consumo menor de potencia y una alta eficiencia volumétrica. Este último punto es importante en sistemas de pequeña capacidad ya que permite el uso de compresores pequeños.

El calor latente de vaporización del fluido refrigerante deberá ser lo más grande posible a las condiciones de operación del evaporador con el fin de extraer más calor por unidad de masa de refrigerante. Esto resulta en una reducción en el tamaño de los intercambiadores, tuberías y compresor, y en general en un equipo más pequeño para una carga frigorífica específica y por lo tanto un costo capital menor. El tamaño del equipo se reduce aún más si el fluido refrigerante vaporizado tiene una densidad alta.

1.3.2 Características termofísicas.

El punto de ebullición (a un bar) deberá ser menor que la temperatura de evaporación T_{EV} para que el lado de baja presión opere arriba de la presión atmosférica evitando así la entrada de aire o humedad dentro del sistema.

La capacidad calorífica del fluido refrigerante líquido deberá ser lo más baja posible y la del vapor lo más alta posible ya que ambos valores tienden a incrementar el efecto del subenfriamiento y el segundo porque reduce el efecto del sobrecalentamiento.

El fluido de trabajo deberá tener un valor de viscosidad y de tensión superficial bajos, con el fin de reducir las caídas de presión dentro del sistema.

La conductividad térmica del fluido refrigerante tanto líquido como vapor deberá ser alta con el fin de favorecer la transferencia de calor en los intercambiadores.

1.3.3 CARACTERÍSTICAS DE LAS MEZCLAS DE FLUIDOS PARA SISTEMAS DE ABSORCIÓN

La eficiencia de los sistemas de refrigeración por absorción depende en forma crítica de las propiedades termodinámicas, físicas y químicas del refrigerante y el absorbente.

1.3.3.1 PROPIEDADES DEL REFRIGERANTE

Las propiedades requeridas del refrigerante en los sistemas de absorción son las mismas que las ya mencionadas para los sistemas de compresión por lo que no se enumeran nuevamente.

1.3.3.2 PROPIEDADES DEL ABSORBENTE.

El absorbente deberá tener un punto de ebullición alto y una presión de vapor despreciable con el fin de evitar su transferencia hacia el condensador. Los absorbentes con moléculas grandes o con polaridad alta serán mejores para los sistemas de absorción. Se acepta como regla general, que para evitar la rectificación, (eliminación del vapor del absorbente) la diferencia entre los puntos de ebullición del fluido refrigerante y el absorbente deberá ser mayor de 200°C.

El absorbente deberá tener una gran afinidad hacia el refrigerante lo cual es fundamental para el proceso de absorción. Se pueden utilizar absorbentes líquidos ó sólidos aunque el uso de absorbentes sólidos implica necesariamente un ciclo intermitente.

Hay una gran cantidad de compuestos minerales y orgánicos que llenan estos requisitos. Las sales minerales como los haluros y los tiocianatos alcalinos y los compuestos orgánicos como los glicoles y sus derivados son absorbentes viables.

Solubilidad. Una de las condiciones que debe ser cumplida por la mezcla es una solubilidad completa del absorbente en el fluido de trabajo, sobre un rango grande de concentraciones para que no se cristalice durante la operación. Esto implica que el punto de cristalización debe estar por debajo de la temperatura de operación del absorbedor y preferiblemente por debajo de la temperatura ambiente.

Desviaciones negativas de la Ley de Raoult. Una propiedad importante de la mezcla refrigerante absorbente es la relación entre la presión de vapor y su concentración. De acuerdo con la Ley de Raoult la presión de vapor de una solución ideal de dos componentes es igual a la suma de las presiones

parciales de los dos componentes. La presión parcial de un componente es una función de su concentración. Las soluciones reales generalmente dan presiones de vapor muy bajas. Esta desviación negativa de la Ley de Raoult es muy necesaria para los ciclos de absorción. La importancia radica en el hecho de que se requiere menos solución que circular en el circuito secundario para un flujo dado de refrigerante, es decir, una relación de flujo (FR) menor.

Entalpia de mezcla. La entalpia de mezcla ó el calor de solución de una solución ideal es cero. Las mezclas de absorción generalmente dan entalpías de mezclado negativas. Las soluciones que muestran desviaciones negativas grandes de la Ley de Raoult generalmente muestran valores altos de entalpia de mezclado.

PROPIEDADES COMUNES A LA MEZCLA

Propiedades químicas: Todos los fluidos deben ser no inflamables, no tóxicos. Deben ser estables químicamente en el rango de operación. Se deben evitar fluidos corrosivos a los materiales de construcción, aunque en algunos casos se pueden utilizar compuestos químicos corrosivos que sean atractivos desde el punto de vista termodinámico adicionando inhibidores. Todos los fluidos deben de ser de fácil adquisición, baratos y compatibles con los materiales de construcción.

Propiedades de transporte. Se desean mezclas de baja viscosidad para promover la transferencia de calor. La conductividad térmica de los fluidos deberá ser alta para maximizar la transferencia de calor en los intercambiadores. El calor específico deberá ser bajo para minimizar la carga térmica en el intercambiador de calor.

1.4 CONSIDERACIONES DE SEGURIDAD.

El fluido refrigerante ideal deberá ser no tóxico, no inflamable, no explosivo y la detección de una fuga deberá ser fácil. Estas consideraciones no solo se aplican a los fluidos refrigerantes puros sino también a los productos formados por degradación o descomposición. La referencia principal sobre toxicidad y flammabilidad es la clasificación de la American National Refrigeration Safety Code que ha clasificado los fluidos refrigerantes en tres grupos dependiendo de su peligrosidad.

1.5 REFRIGERANTES PRINCIPALES.

1.5.1 Sistemas de compresión.

En la actualidad los refrigerantes más utilizados son los hidrocarburos halogenados ó clorofluoro-carbonos (CFC). Estos refrigerantes han sido objeto de restricciones en su uso a partir de la firma del Protocolo de Montreal en septiembre de 1987 debido a evidencias de que destruyen la capa de ozono estratosférico. De los refrigerantes antiguos solo el amoniaco se sigue utilizando debido a sus excelentes propiedades térmicas. Cada refrigerante se designa con una R y un número basado en el Sistema de Numeración Internacional y que se explica en detalle en las normas British Standard 4580 (1970) y American Standard B 79.1 (1960).

Refrigerante R-12 (CCl_2F_2). Es el refrigerante más utilizado. Es seguro, no tóxico, no flamable y no explosivo. Es muy estable y no se descompone aún bajo condiciones extremas de operación. Sin embargo si se pone en contacto en una flama abierta se descompone en productos muy tóxicos. Además de ser muy seguro, tiene presiones de condensación moderadas bajo condiciones atmosféricas normales y una temperatura de ebullición de -29.4°C a la presión atmosférica lo cual lo hace útil para todo tipo de aplicaciones. Sin embargo es uno de los refrigerantes que deberá ser reemplazado en un futuro cercano por ser de los refrigerantes que mas efecto tienen en la destruccion de la capa de ozono.

Refrigerante R-22 (CHClF_2). Se desarrolló para aplicaciones de temperaturas bajas, ya que tiene una temperatura de ebullición de -40.8°C . Debido a que requiere un desplazamiento menor en el compresor se utiliza muchas veces en lugar de R-12. Las presiones de operación son mayores que para R-12 así como también la temperatura de descarga del compresor. Se preveé que este refrigerante sustituya al R-12 a corto plazo en algunas aplicaciones aunque a la larga será reemplazado ya que tiene también un efecto destructor de la capa de ozono aunque 20 veces menor que el R-12.

Refrigerante R-114 ($\text{C}_2\text{F}_4\text{Cl}_2$). Tiene un punto de ebullición de 3.56°C a condiciones atmosféricas, bajas presiones de operación. Se usa generalmente con compresores centrífugos en grandes instalaciones. Es un refrigerante muy seguro y muy estable. Deberá reemplazarse por tener un efecto destructor del ozono igual al del R-12.

Refrigerante R-717 (NH_3). Aunque el amoníaco es tóxico, flamable y explosivo bajo ciertas condiciones, sus propiedades térmicas lo hacen insustituible en plantas de hielo, plantas empacadoras y grandes bodegas frigoríficas en donde se cuenta con personal capacitado. El amoníaco tiene un punto de ebullición a presión atmosférica de -33.34°C y presiones de operación moderadas. Aunque el amoníaco no es corrosivo a todos los metales comunes, en presencia de humedad corroe a los metales no ferrosos tales como el cobre y sus aleaciones. Debido a sus cualidades benignas con la atmósfera se prevé un mayor uso de este refrigerante en el futuro.

Refrigerante R-134a ($\text{C}_2\text{H}_2\text{F}_4$) Este refrigerante es similar termodinámicamente al R-12 pero no contiene cloro y por lo tanto no daña la capa de ozono. Se le considera el sustituto del R-12 para el futuro si no presenta problemas de toxicidad.

Los hidrocarburos propano (R-290) e isobutano (R-600a) han sido usados y fuera del peligro de inflamabilidad tienen excelentes propiedades que los hacen candidatos a sustituir a los CFC.

1.5.2 MEZCLAS UTILIZADAS EN SISTEMAS DE ABSORCIÓN.

Amoníaco-agua. Es el par más conocido, donde el amoníaco es el refrigerante y el agua es el absorbente. Tiene una gran variedad de aplicaciones desde refrigeradores comerciales hasta sistemas de aire acondicionado. Se conocen en detalle sus propiedades termodinámicas. La gran ventaja del amoníaco es el calor latente de vaporización alto y valores de entalpia por unidad de volumen grandes, lo que permite hacer equipos compactos. Con el agua, el amoníaco produce desviaciones negativas de la Ley de Raoult, debido a uniones intermoleculares de hidrógeno. Debido a la presión de vapor relativamente alta del agua se requiere una etapa de rectificación del vapor y esto degrada la eficiencia. Aun pequeñas cantidades de agua pasando al condensador y entrando al evaporador absorbe amoníaco y evita la evaporación.

Agua-bromuro de litio. La tecnología de este par es la más avanzada. El refrigerante es el agua y el bromuro de litio es el absorbente. El agua tiene el calor latente de vaporización más alto de todos los líquidos, una temperatura crítica alta pero la desventaja de una presión de vapor relativamente baja. En consecuencia, presenta volúmenes específicos altos

requiriendo equipos voluminosos. El bromuro de litio es soluble en agua sobre un rango grande de concentraciones y presenta desviaciones grandes de la Ley de Raoult. Es el sistema utilizado en sistemas de refrigeración para producir agua fría y aire acondicionado. La operación abajo de los 0°C no es posible debido al punto de congelación del agua. El bromuro de litio es corrosivo al acero inoxidable y se deben agregar inhibidores de corrosión. Para la mezcla bromuro de litio-agua se tiene toda la información termodinámica necesaria.

Agua-sales inorgánicas. Se han propuesto una serie de absorbentes sustitutos del bromuro de litio debido a su alta corrosividad, poca disponibilidad y alto costo. Algunas sales consideradas son el cloruro de calcio, cloruro de litio y el nitrato de litio. Las mezclas de sales inorgánicas disueltas en un solvente polar como el agua producen desviaciones negativas de la Ley de Raoult debido a las fuerzas coulombicas operando entre iones y dipolos del solvente. Las sales son excelentes debido a que esencialmente no tienen presión de vapor. sin embargo solo son miscibles con agua sobre un rango limitado de concentraciones.

Alcohol-agua. Las soluciones de sales en metanol y etanol producen desviaciones negativas de la Ley de Raoult. El metanol tiene el calor latente de vaporización mayor de los dos y se ha utilizado con el bromuro de litio. Tiene la ventaja sobre bromuro de litio-agua de que puede operar por abajo de los 0°C . Sin embargo, el metanol es tóxico, flamable y corrosivo y problemas de corrosión a altas temperaturas.

Amoniaco y aminos-con sales. Algunas sales que se utilizan con amoniaco son el tiocianato de sodio, tiocianato de litio, nitrato de litio y cloruro de calcio. Las aminos se han investigado como sustitutos de el amoniaco. Las aminos consideradas son la metilamina, etilamina y dimetilamina. La metilamina es atractiva porque presenta un calor latente de vaporización alto, buena estabilidad y una presión de vapor menor que el amoniaco. Las desviaciones de la Ley de Raoult son buenas y no requieren rectificación, aunque son relativamente viscosas a temperatura ambiente.

Fluorocarbonos-líquidos orgánicos. Los fluorocarbonos utilizados en sistemas por compresión mecánica de vapor son obviamente excelentes refrigerantes y se les ha estudiado para utilizarse en sistemas de absorción. Los mas estudiados son los refrigerantes polares R21, R22, R123a y R133a. La variedad de líquidos

absorbentes incluye tetraetilenglicoldimetilether (TEGME) ó (E-181), Dimetilformamida (DMF), etiletetrahidrofurileter (ETFE) y dietilenglicoldimetileter (DEGDME).

1.6 EFECTO DE LA VARIACION DE LAS TEMPERATURAS DE OPERACION SOBRE LA EFICIENCIA DEL CICLO DE REFRIGERACION POR COMPRESION.

La eficiencia del ciclo de refrigeración por compresión depende en forma muy considerable del valor de las temperaturas de evaporación y condensación. De estas dos, la temperaturas de evaporación es la que tiene un efecto más marcado. La figura 1.9 muestra la variación del coeficiente de operación de Rankine (COP_R) y la relación de compresión (RC) en función de la temperatura de evaporación T_{EV} y para tres distintas temperaturas de condensación T_{CO} para el refrigerante R-12. Se puede ver que la eficiencia del sistema es menor a temperaturas bajas de evaporación para una misma temperatura de condensación. El efecto es más marcado a temperaturas mayores de condensación. Esto se debe a que el efecto refrigerante por unidad de masa es mayor, para el ciclo con la temperatura de evaporación mayor. Debido a que el efecto refrigerante por unidad de masa es mayor, la cantidad de refrigerante que debe circularse por unidad de tiempo para absorber la carga frigorífica es menor a la temperatura de evaporación T_{EV} más elevada.

Se observa también en la Fig 1.9 que la relación de compresión (RC) se incrementa al reducir la temperatura de evaporación. Al aumentar la temperatura de condensación el efecto en el incremento es más pronunciado. Debido a que la diferencia entre las presiones de evaporación y de condensación es menor para el ciclo de la temperatura de evaporación mas alta, el trabajo de compresión por unidad de masa requerido para comprimir el vapor de la presión de evaporación P_{EV} a la de condensación P_{CO} es menor para el ciclo con la temperatura T_{EV} mayor. Por consiguiente el trabajo de compresión por unidad de masa también es menor para el ciclo con la temperatura de evaporación más alta. La Tabla 1.1 muestra una comparación entre refrigerantes para unas condiciones de operación dadas.

TABLA 1.1

$T_{CO} = +30^{\circ}C$ $T_{EV} = -15^{\circ}C$

REFRIGERANTE	(RC)	W/Q_{EV}	(COP)	$(COP)_R$
R-12	4.07	0.212	4.70	5.72
R-22	4.06	0.215	4.66	5.78
R-717 (NH_3)	4.94	0.210	4.76	6.15
R-290 (propano)	3.70	0.218	4.58	5.57

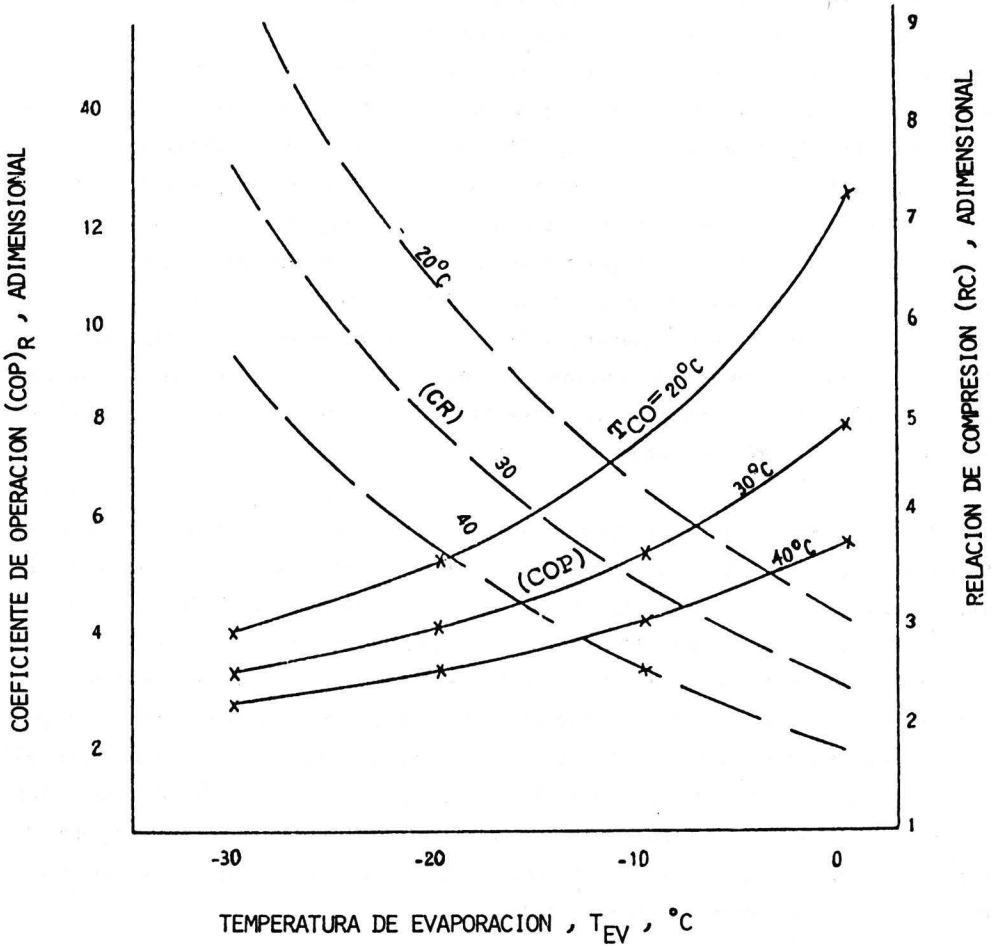


Fig. 1.9 Variación del COP y RC en función de la temperatura de evaporación para varias temperaturas de condensación.

1.7 EFECTO DE LA VARIACION DE LAS TEMPERATURAS DE OPERACION SOBRE LA EFICIENCIA EN LOS SISTEMAS DE REFRIGERACION POR ABSORCION.

Un refrigerador por absorción consiste básicamente de un evaporador un condensador, un generador y un absorbedor como se muestra en la figura 1.8. La selección de las cuatro temperaturas básicas T_{EV} , T_{CO} , T_{AB} y T_{GE} está limitada por la regla de las fases de Gibbs..

Para un sistema de refrigeración con dos componentes y dos fases, el número de grados de libertad son dos. Si se escogen dos variables de operación, las otras condiciones están determinadas por los datos de equilibrio termodinámico de la mezcla escogida.

Para la mezcla amoníaco-agua, se realizó el cálculo del coeficiente de rendimiento teórico de Carnot $(COP)_{CCL}$, el coeficiente de rendimiento entálpico de enfriamiento $(COP)_{ECL}$, y la relación de flujo (FR) para un rango de temperaturas de -30 a $0^{\circ}C$ y temperaturas de absorción y condensación de 30 , 40 y $50^{\circ}C$ y temperaturas de generación de 90 a $200^{\circ}C$.

La figura 1.10 muestra la variación de los coeficientes de operación y la relación de flujo con la temperatura de generación a temperatura de absorción de 30 , 40 y $50^{\circ}C$. Se puede ver que el coeficiente de Carnot se incrementa con la temperatura de generación. El coeficiente de rendimiento entálpico se incrementa con la temperatura hasta un valor máximo y después disminuye. El valor de la relación de flujo decrece al incrementarse la temperatura de generación. El valor de los coeficientes de operación son mayores a las temperaturas de absorción bajas. La relación de flujo decrece más rápidamente a las temperaturas de absorción altas..

La figura 1.11 muestra la variación de los coeficientes de operación y la relación de flujo con la temperatura de condensación para las tres temperaturas de absorción. Se puede ver en la figura que los coeficientes de operación decrecen mientras que la relación de flujo se incrementa con un incremento en la temperatura de condensación. La reducción en el valor del $(COP)_{ECL}$ es mayor a temperaturas de condensación altas y es más marcado a temperaturas de absorción altas. El incremento en la relación de flujo con la temperatura de condensación también es mayor para la temperatura de absorción más alta.

Finalmente, la figura 1.12 muestra la variación de los coeficientes de operación y la relación de flujo con la temperatura de evaporación para las tres temperaturas de absorción. Los coeficientes de operación se incrementan mientras que la relación de flujo decrece con un incremento en la temperatura de evaporación. Este comportamiento es más marcado para temperaturas de absorción altas.

El análisis de los ciclos de refrigeración por absorción se desarrolla con más profundidad en el Capítulo V.

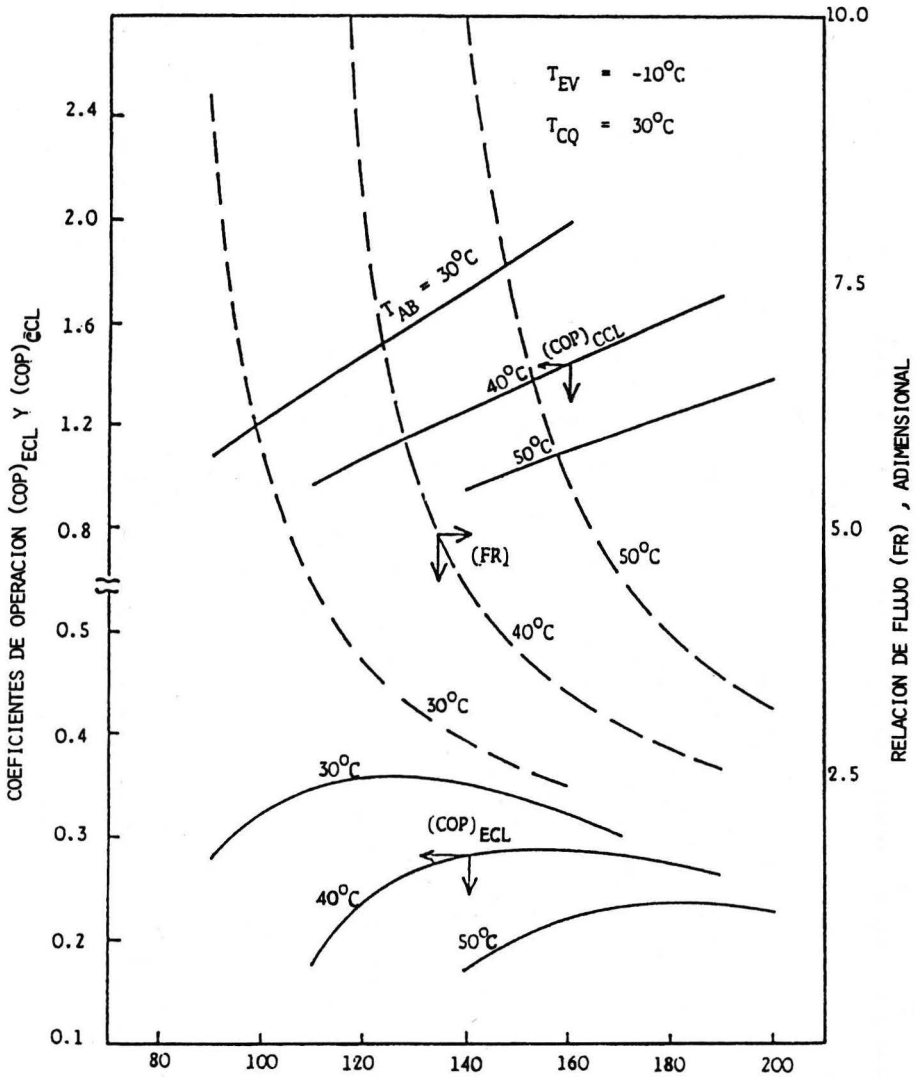


Fig.1.10 Variación de los coeficientes de operación y la relación de flujo con la temperatura de generación.

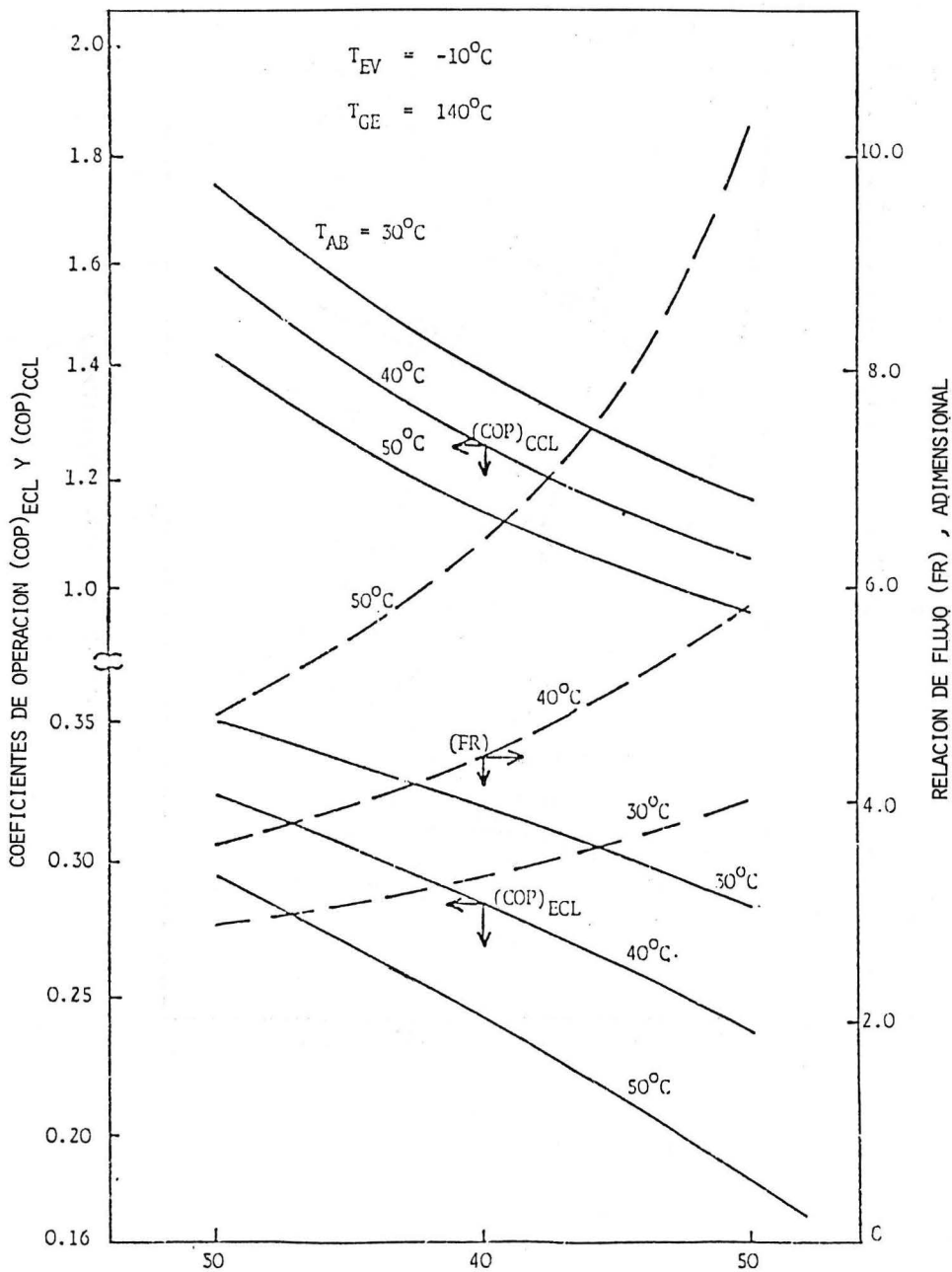


Fig. 1.11 Variación de los coeficientes de operación y la relación de flujo con la temperatura de condensación.

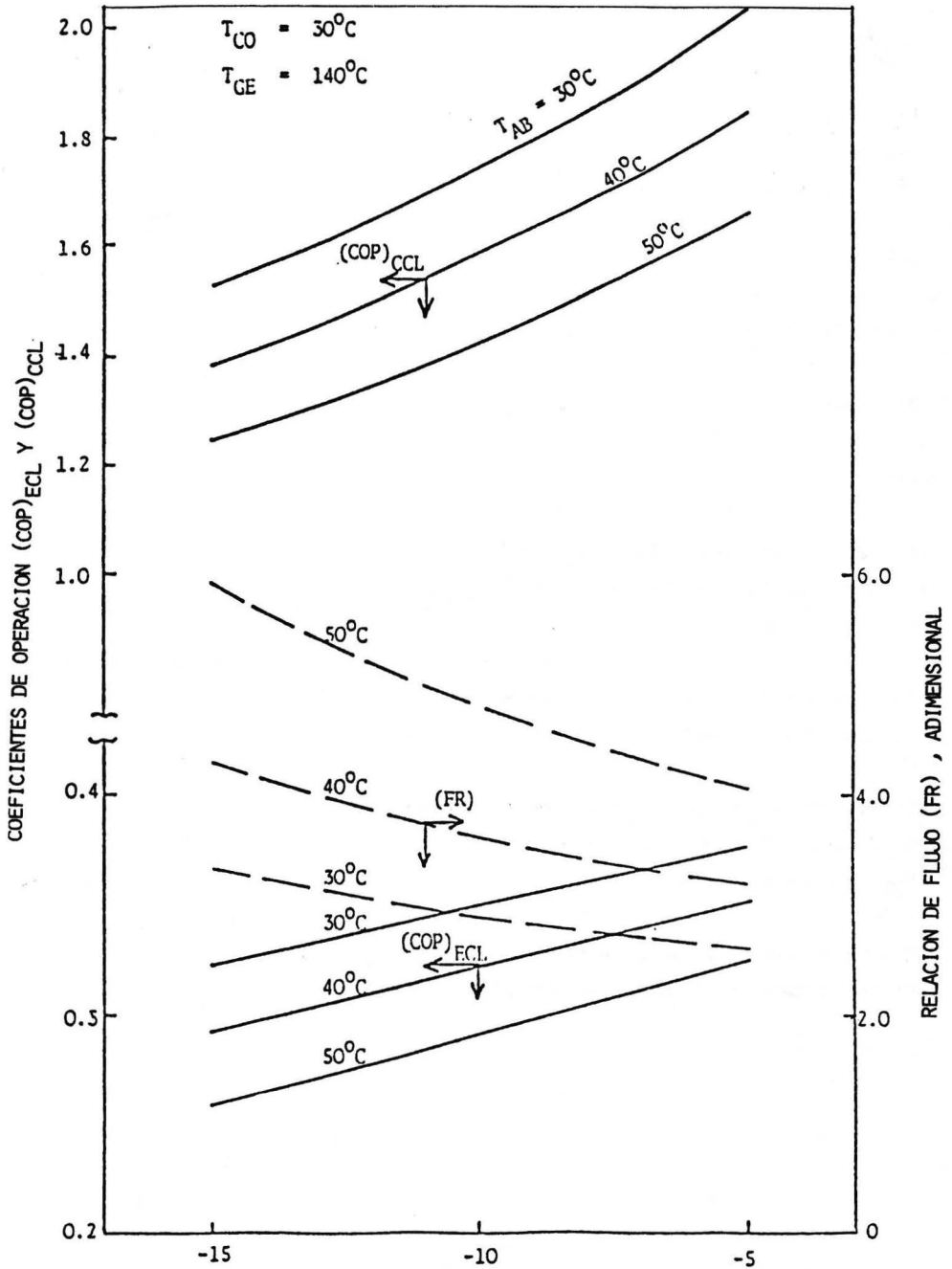


Fig. 1.12 Variación de los coeficientes de operación y la relación de flujo con la temperatura de evaporación.

REFERENCIAS

1. Principles of refrigeration.

Dossat, R. J.

John Wiley & Sons, Inc., 1961.

2. Refrigeración.

Hernández Goribar E.

México, Limusa, 1973.

3. Refrigeración.

Marsh, R. W.

México, Diana, 1976.

4. Manual de refrigeración y aire acondicionado.

Air Conditioning and Refrigeration Institute

México, Prentice Hall, 1987.

5. International Journal of Refrigeration

Vol. 11, No. 4, July, 1988.

6. Thermodynamic design data for heat pump systems,

F. A. Holland, F. A. Watson and S. Devotta,

Pergamon Press, 1982.

7. Manual sobre Tecnología de Bombas de Calor,

Institutos de Investigaciones Eléctricas, 1990.

CAPITULO 2

OPERACIONES AIRE-AGUA

ANTONIO VALIENTE BARDERAS

**DEPARTAMENTO DE INGENIERIA QUIMICA
FACULTAD DE QUIMICA**

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

OPERACIONES AIRE-AGUA

CONTENIDO

NOMENCLATURA

2.0 INTRODUCCION	2.4
2.1 EQUILIBRIO ENTRE UN LIQUIDO Y UN GAS INSOLUBLE EN EL LIQUIDO	2.7
2.2 PROPIEDADES DE LAS MEZCLAS GAS-VAPOR	2.10
2.2.1 Temperatura de rocío.	
2.2.2 Volúmen húmedo.	
2.2.3 Temperaturas de bulbo húmedo y bulbo seco.	
2.2.4 Calor húmedo.	
2.2.5 Entalpía.	
2.2.5 Temperatura de saturación adiabática	
2.3 DIAGRAMA PSICOMETRICO	2.15
2.4 METODOS DE ENFRIAMIENTO Y DESHUMIDIFICACION	2.19
2.5 METODOS DE HUMIDIFICACION	2.20
2.5.1 Mezcla de dos masas de gases húmedos	
2.5.2 Adición de vapor saturado.	
2.5.3 Adición de un líquido en condiciones cualesquiera, evaporandose parte del líquido -	
2.5.4 Un gas en contacto con un sólido húmedo.	
2.6 EJEMPLOS DE CALCULO	2.26

NOMENCLATURA

- A = area, coeficiente m^2
B = coeficiente
C = número de componentes, calor específico (K cal/kg $^{\circ}C$)
F = número de fases
 G_L = grados de libertad
H = entalpía, coeficiente de transferencia de calor, Kcal/h $m^{20}C$
K = coeficiente de transferencia de masa Kg/hm^2 temperatura absoluta (K)
L = calor latente de vaporización (Kcal/kg)
M, m = masa, número de moles (kg)
N = cantidad de material (kg)
P, P^0 , P_T = presión parcial, de vapor y total
 P_M = Peso molecular
 Q_s , Q_1 = calor latente
R = constante de estado gaseoso
T = temperatura
Y, Y_R , $Y_{\%}$ = humedad absoluta, relativa y porcentual
V = volumen

Subíndices

- H = humedo (a)
O = referencia
s = saturación

INTRODUCCION.

Muchas operaciones unitarias requieren del manejo apropiado de mezclas de vapores condensables con gases incondensables; el ejemplo más común de estas mezclas es la mezcla de vapor de agua con aire, aunque no es raro encontrar algunas otras mezclas tales como benceno-nitrógeno, acetona-bióxido de carbono, etc.

Es frecuente la utilización indiscriminada de los términos gas y vapor para describir a aquellas sustancias que se presentan en el estado gaseoso. En este capítulo es, sin embargo, vital hacer una distinción entre los dos términos.

Daremos el término de gas a toda aquella sustancia gaseosa que está por arriba de su temperatura crítica y que por lo tanto es imposible licuar por medio de un aumento de presión a temperatura constante y vapor será toda aquella sustancia a una temperatura inferior a la crítica y que por consiguiente es posible licuar mediante un aumento de presión a temperatura constante.

En el siguiente diagrama presión-entalpía (P-H) fig.2.1 se indican las zonas correspondientes a gases y vapores, para una sustancia dada.

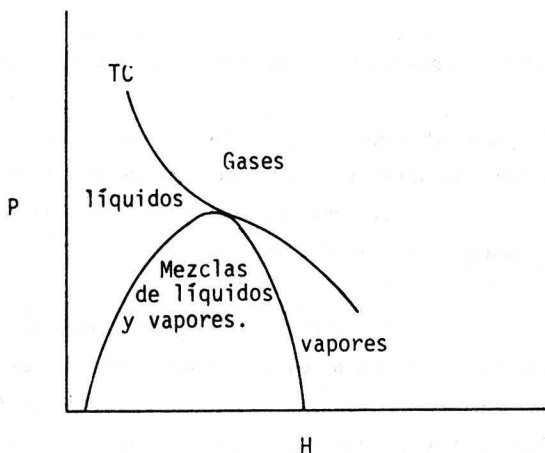


Fig. 2.1 Regiones de fases en un diagrama presión-entalpía

Todos los gases pueden llegar a licuarse si se les coloca a temperaturas inferiores a la crítica y si se aplica la suficiente presión. Por otro lado todos los líquidos pueden pasar al estado gaseoso convirtiéndose en vapores. Esto se debe a que las moléculas de los líquidos están en movimiento (al igual que los de los gases), pero su movimiento es más restringido y toma la forma de vibración, aunque ocasionalmente las moléculas que están en la superficie del líquido vencen a las fuerzas de atracción que las sujetan y salen al espacio gaseoso (fig. 2.2).

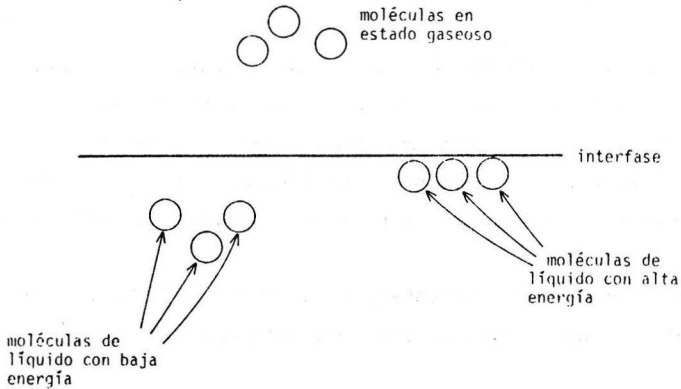


Fig.2.2 Equilibrio dinámico molecular entre fases líquida y vapor

Al paso del estado líquido al gaseoso se le da el nombre de vaporización; ésta se produce a todas las temperaturas y presiones y se debe a que aquellas moléculas líquidas que tienen una energía mayor que la promedio logran escapar del seno del líquido dando lugar a la formación de vapor.

Si colocáramos un líquido en un recipiente cerrado y aislado térmicamente se produciría este fenómeno, pero desde el momento en que el espacio por encima del líquido se llena con moléculas de vapor, se produce un flujo inverso al del líquido ya que las moléculas del vapor en su movimiento desordenado chocan contra la superficie del líquido y se condensan (fig.2.3).

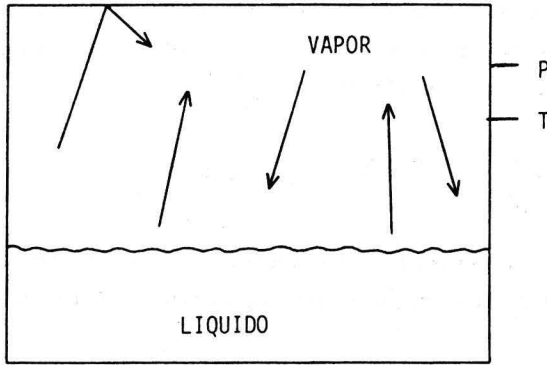


Fig. 2.3 Equilibrio dinámico evaporación/condensación

Si N_a = cantidad de líquido que se evapora por unidad de tiempo y área, y

- N_a = cantidad de vapor que se condensa por unidad de tiempo y área.

Cuando $N_a > -N_a$, la concentración del vapor aumentará así como la presión de la fase gaseosa y la temperatura descenderá.

Así, poco a poco (N_a) se va haciendo a ($-N_a$). Cuando se alcanza el equilibrio, el número de moléculas que salen del líquido (se vaporizan) es igual a las que entran al líquido (se condensan) y la presión que existe en la fase gaseosa así como la temperatura se hacen constantes. A la presión que existe en la fase gaseosa se le llama presión de vapor. Un aumento en la temperatura hará crecer a (N_a) haciendo que se aumente la concentración en la fase gaseosa hasta que se alcance nuevamente el equilibrio. La nueva presión de vapor será mayor que la anterior. En general la relación que existe entre la presión de vapor y la temperatura toma la forma:

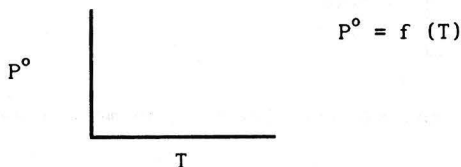


Fig. 2.4 Diagrama presión de vapor-temperatura

Existen gran número de ecuaciones para predecir la presión de vapor, todas ellas derivadas de la ecuación de Clausius-Clapeyron. Esta ecuación que se deduce fácilmente de la termodinámica, es:

$$\ln \frac{P_2^\circ}{P_1^\circ} = \frac{\Delta H_v}{R} \left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2} \right) \quad (2.1)$$

En donde P_1° y P_2° son presiones de vapor, ΔH_v es la variación entalpía de vaporización, T_1 y T_2 temperaturas termodinámicas y R la constante del estado gaseoso.

Una de las ecuaciones más utilizadas para obtener la presión de vapor de una sustancia es la ecuación de Antoine.

$$\ln P^\circ = A - \frac{B}{T+O} \quad (2.2)$$

En donde A , B , O son características de cada sustancia y se pueden obtener en libros o manuales de termodinámica.

2.1 Equilibrio entre un líquido y un gas insoluble en el líquido.

Si ponemos un líquido volátil en contacto con un gas, se producirá la vaporización del líquido y el vapor procedente de este se difundirá en el gas, saturándolo si el espacio es limitado.

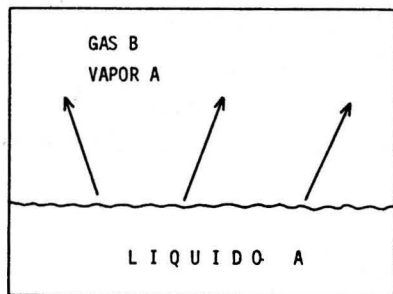


Fig. 2.5

Decimos que el espacio gaseoso se ha saturado cuando el número de moléculas del líquido A que pasan al espacio gaseoso son iguales al número de moléculas de vapor que regresan al estado líquido.

Cuando el gas se satura ya no hay más transferencia de masa y se establece el equilibrio.

En el equilibrio las variables son las presiones, la temperatura y la concentración del vapor en la fase gaseosa.

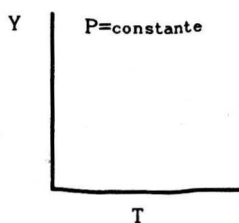
Por medio de la regla de las fases de Gibbs se puede encontrar que para este equilibrio:

$$G_L = C + F - 2 \quad \therefore \quad G_L = 2 \quad (2.3)$$

En donde G_L son los grados de libertad, C el número de componentes y F el número de fases.

Si la presión total es constante sólo se puede variar la temperatura o la concentración del vapor en la fase gaseosa en forma independiente, quedando fijo el valor de la otra variable, es decir, hay un límite para la cantidad de vapor que puede permanecer en un gas. El límite está determinado por la presión de vapor de la sustancia condensable y el cual es función de la temperatura y de la presión total.

Los datos de equilibrio se podrán representar entonces como:



En donde Y es la masa de vapor por masa de gas y T la temperatura.

Un gas que contiene la cantidad máxima posible de un vapor se dice que está saturado.

$$\text{En el equilibrio } P_A^o = P_T \quad Y_A = P_A \quad (2.4)$$

En donde P_A = presión parcial del vapor A

Y_A = fracción mol del vapor A en la fase gaseosa.

Ahora bien,

$$\frac{P_A}{P_B} = \frac{m_A}{m_B} = \frac{P_A^\circ}{P_T - P_A} = y \text{ sat} \quad (2.5)$$

En donde

$y \text{ sat}$ = moles de vapor/moles de gas

P_A° = presión de vapor del líquido A

P_T = presión total

m_A = moles de A en la fase gaseosa

m_B = moles del gas B

P_B = presión parcial del gas B

Un gas en contacto con un líquido volátil que tiene menor cantidad del vapor que el correspondiente al equilibrio, se dice que está saturado parcialmente, o que esta insaturado.

En esos casos:

$$y_A = \frac{P_A}{P_T - P_A} \quad (2.6)$$

En donde P_A = presión parcial del vapor A en la fase gaseosa, la cual es inferior a P_A° .

En el caso de la mezcla aire-agua a los términos y_A y y_{Asat} se les da el nombre de humedad molar a saturación.

Otra forma de indicar la concentración del vapor en la fase gaseosa es mediante la humedad másica ó absoluta.

$$Y_A = \frac{\text{masa de vapor}}{\text{masa de gas}} = \frac{P_A}{P_T - P_A} \times \left(\frac{\text{PM vapor}}{\text{PM gas}} \right) \quad (2.7)$$

También se suele emplear las humedades relativas y las porcentuales

$$Y_{AR} = \frac{P_A}{P_A^\circ} \quad (100) \quad (2.8)$$

$$Y_A \% = \frac{Y_A}{Y_{A \text{ sat}}} \quad (100) \quad (2.9)$$

Las humedades o sea el contenido de vapor en la fase gaseosa se puede modificar mediante la adición o sustracción de vapor en la fase gaseosa.

2.2 Propiedades de las mezclas gas-vapor

2.2.1 Temperatura de rocío

Una experiencia de la vida diaria es el fenómeno del empañamiento de un espejo cuando se exhala el vaho caliente sobre él. Este fenómeno es debido a que se ha alcanzado la temperatura de rocío.

Cuando una mezcla de un gas y un vapor se enfría a presión constante llega una temperatura a la cual se forma la primera gota de vapor condensado. A esta temperatura se le da el nombre de temperatura de rocío.

2.2.2. Volúmen húmedo

Es el volúmen ocupado por el gas más el vapor que lo acompaña

$$V_H = \left(\frac{1}{PM_g} + \frac{Y}{PM_{vapor}} \right) \frac{RT}{P} \quad (2.10)$$

En donde PM_g y PM_{vapor} son los pesos moleculares del gas y del vapor, R es la constante del estado gaseoso, T y P temperatura y presión de la mezcla, respectivamente.

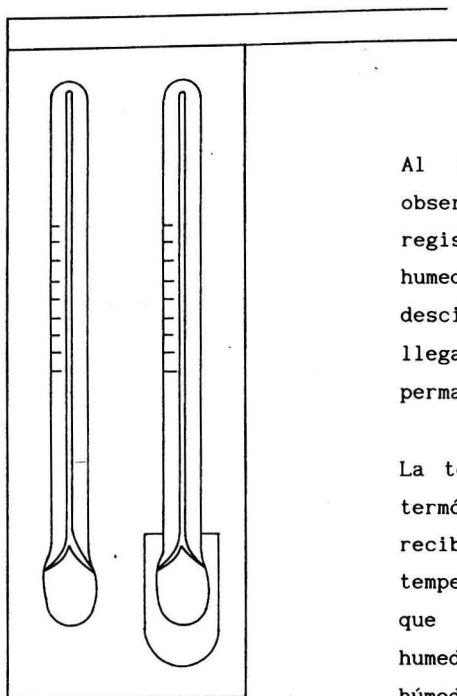
En el caso del volúmen húmedo de la mezcla aire-agua

$$V_H = \left(\frac{1}{29} + \frac{Y}{18} \right) \frac{0.0827}{P} \quad (2.11)$$

2.2.3. Temperaturas de bulbo húmedo y bulbo seco.

Otras variables muy utilizadas para caracterizar a las mezclas de vapores y gases son las llamadas temperaturas de bulbo seco y de bulbo húmedo, las cuales se miden mediante un psicrómetro. Este aparato consta de dos termómetros, uno de ellos común y corriente y el otro recubierto por una mecha humedecida en el líquido que se está vaporizando, fig.2.6.

Para determinar las temperaturas el psicrómetro se hace girar en la mezcla o bien se hace pasar la mezcla gaseosa sobre el psicrómetro mediante un ventilador.



Al efectuar la medición se observa que la temperatura registrada en el termómetro humedecido por la mecha desciende lentamente hasta que llega un momento en el que permanece fija.

La temperatura que registra el termómetro común y corriente recibe el nombre de temperatura de bulbo seco, la que registra el termómetro humedecido, temperatura de bulbo húmedo.

Fig.2.6 Psicrómetro

La temperatura de bulbo húmedo de un gas es la temperatura registrada por un termómetro cuando el bulbo está rodeado por una mecha empapada en el líquido. Es la temperatura de equilibrio a la cual el flujo de calor sensible que transmite el gas a la mecha se iguala con las pérdidas de calor latente producidas por la evaporación del líquido en la corriente gaseosa.

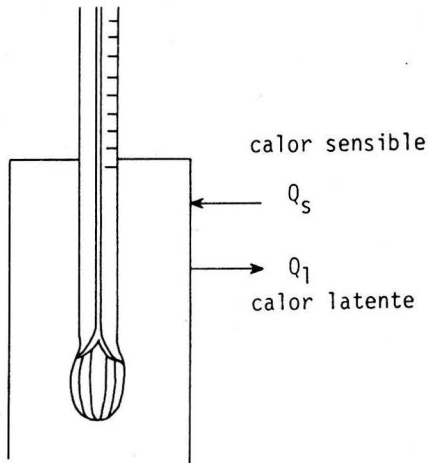


Fig.2.7

El calor transferido a la mecha es:

$$Q_s = h A (T_1 - T_H) \quad (2.12)$$

La masa transferida desde la mecha es:

$$M_A = k_y A (Y_H - Y_1) \quad (2.13)$$

El punto 1 es la temperatura del gas y el M de la superficie de la mecha. En el estado continuo todo el calor transferido hacia la mecha sirve para vaporizar M_A de líquido.

$$Q_L = M_A L_H \quad (2.14)$$

Igualando:

$$hA (T_1 - T_H) = k_y A (Y_H - Y_1) L_H \quad (2.15)$$

Como el área de transferencia de calor es la misma que para transferir masa

$$h (T_1 - T_H) = k_y (Y_H - Y_1) L_H \quad (2.16)$$

$$T_1 - T_H = \frac{k_y L_H}{h} (Y_H - Y_1) \quad (2.17)$$

Esta es la ecuación del bulbo húmedo. La relación ky/h se obtiene bajo condiciones de flujo turbulento y se conoce como coeficiente psicrométrico o relación de Lewis.

Experimentalmente se ha encontrado que la relación ky/y para la mezcla aire-agua, es igual a la inversa del calor húmedo $h/ky = Ch$.

En donde :

h = coeficiente de transferencia de calor

ky = coeficiente de transferencia de masa

Ch = calor húmedo

T_H = Temperatura de bulbo húmedo

Y_H = Humedad en la interfase

LH = Calor latente de vaporización a la temperatura de bulbo húmedo.

2.2.4. Calor húmedo

Es la capacidad calorífica que tiene una mezcla de un gas más el vapor que lo acompaña.

$$C_H = C_p \text{ gas} + C_p \text{ vapor} (Y) \quad (2.18)$$

En el caso del aire-agua.

$$C_H = 0.24 + 0.46 Y \quad (2.19) \quad \frac{\text{k cal}}{\text{kg aire seco } ^\circ\text{C}} = 1.01 + 1.93Y \frac{\text{kJ}}{\text{kgAS } ^\circ\text{K}}$$

2.2.5 Entalpía

Es la entalpía que contiene el gas más la del vapor que lo acompaña.

$$H = C_H (T - T_o) + L_o Y \quad (2.20)$$

T_o = temperatura base para calcular las entalpías, generalmente 0°C

L_o = calor latente de vaporización del vapor a la temperatura base.

En el caso de las mezclas de vapor de agua y aire.

$$H = C_H (t - 0) + 597 Y \text{ kcal/kg aire seco} \quad (2.21)$$

$$H = C_H (t-273) + 2498 Y \text{ kJ/kg aire seco} \quad (2.22)$$

2.2.6 Temperatura de saturación adiabática.

Es la temperatura alcanzada por una masa de gas cuando se pone en contacto con un líquido en condiciones adiabáticas.

Cuando un aire insaturado se pone en contacto con agua en un equipo aislado térmicamente, el agua se evaporará hasta que el aire se satura con vapor. El aire que pasa se humidifica y enfría. A menos que el aire entrante esté saturado la temperatura adiabática es menor que la del aire. Si el contacto entre el aire y el agua es lo suficientemente grande el aire se saturará alcanzando una temperatura T_s . Como el agua evaporada se pierde hay que poner agua de repuesto la cual se introduce a la temperatura T_s (fig.2.8).

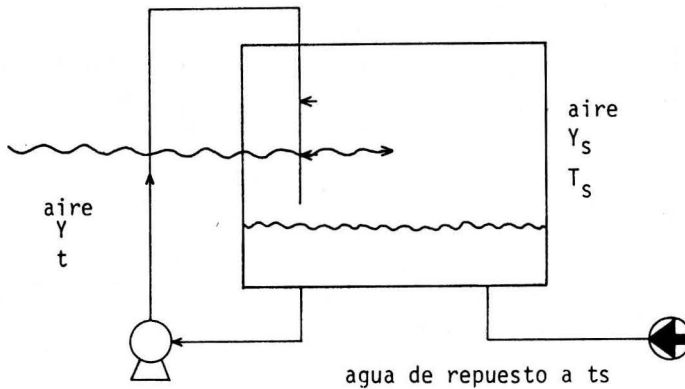


Figura 2.8

El calor latente de evaporación debe ser suministrado por el calor sensible transferido desde el aire.

La entalpía del aire entrante:

$$C_H (t-t_0) + YL_0 \quad (2.23)$$

La entalpía del aire saliente es:

$$C_H (t-t_o) + Y_s L_o \quad (2.24)$$

Igualando ya que la entalpía entrante es igual a la saliente:

$$C_H(t-t_o) + Y_L o = C_H (t_s-t_o) + Y_s L_o \quad (2.25)$$

Si se toma como una temperatura base para calcular las entalpías a la temperatura de saturación adiabática T_s .

$$C_H (t-t_s) + Y_L s = Y_s L_s \quad (2.26)$$

$$\therefore C_H (t-t_s) = L_s (Y_s-Y) \quad (2.27)$$

$$\frac{Y_s - Y}{t_s - t} = - \frac{C_H}{L_s} \quad \text{línea de temperatura adiabática} \quad (2.28)$$

La línea de bulbo húmedo es :

$$\frac{Y_H - Y_1}{t_H - t_1} = - \frac{h}{k_y L_H} = - \frac{C_H}{L_s} \quad (2.29)$$

Para el caso del aire agua, el valor de la temperatura húmeda y el de la de saturación adiabática es el mismo y se pueden usar indistintamente uno y otro.

2.3 DIAGRAMA PSICOMETRICO

Es la representación gráfica del equilibrio entre una mezcla de un vapor y un gas y el líquido que da origen al vapor.

Los diagramas psicrométricos se obtienen a partir de las ecuaciones anteriores y se utilizan para obtener rápidamente las propiedades de mezclas de vapores y gases, así como representar en ellas los procesos más usuales que se suelen llevar a cabo con dichas mezclas.

Los diagramas psicrométricos más usuales son los de la mezcla vapor de agua-aire y reciben también el nombre de carta de humedad. Cada carta psicrométrica se construye a una presión dada, por lo que existen tantas como presiones de trabajo, (fig.2.9).

En una carta de humedad común y corriente se pueden encontrar las líneas siguientes:

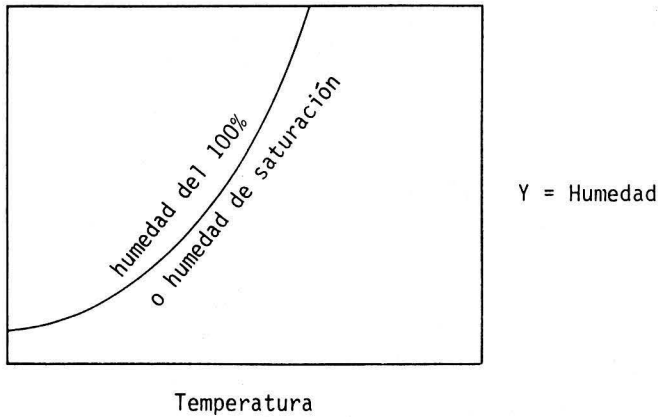


Fig.2.9 Esa curva se construye usando la ecuación (2.9)

Todos los puntos situados a la izquierda de la curva de saturación representan mezclas de gas saturado y líquido que originan la formación de nieblas y corresponden a condiciones inestables.

Cualquier punto situado a la derecha de esa curva represente una mezcla insaturada. Las curvas situadas entre el eje de las abcisas y la curva de saturación son las humedades relativas y se construyen por medio de la ecuación (2.8) ver figura (2.10).

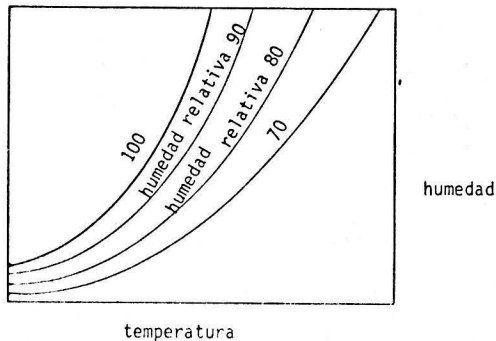


Fig. 2.10 Líneas de humedad relativa

En los diagramas psicrométricos se representan las líneas de temperatura de bulbo húmedo y de bulbo seco. Las líneas de bulbo seco son verticales que parten del eje de temperaturas, las líneas de bulbo húmedo son líneas inclinadas de pendiente negativa y parten desde la temperatura de saturación adiabática (fig.2.11).

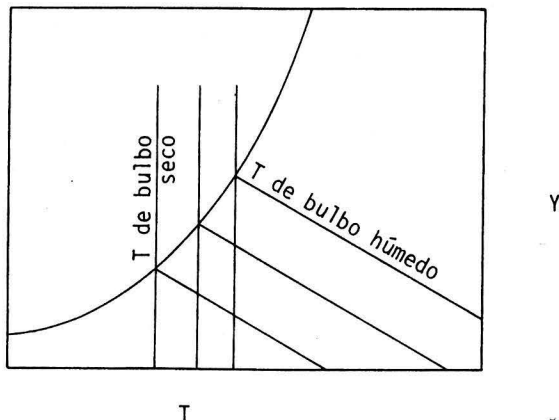
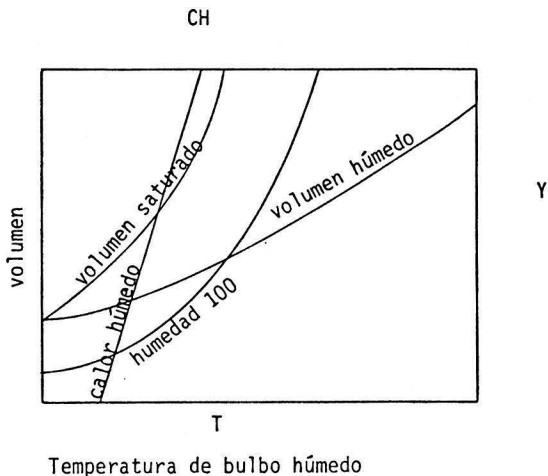


Fig. 2.11 Líneas de temperatura de bulbo seco y húmedo.

En las cartas psicrométricas también suelen graficarse otras propiedades tales como el calor húmedo, volúmen saturado y volúmen seco, entalpía seca y entalpía de saturación, etc (fig. 2.12).



Temperatura de bulbo húmedo

Fig. 2.12 Líneas de calor húmedo, volúmen saturado y seco y entalpía del gas seco y saturado.

Otros de los usos de las tablas psicrométricas es que con ellas pueden seguirse algunos procesos simples, como:

a) Calentamiento o enfriamiento a humedad y presión constante fig.2.13.

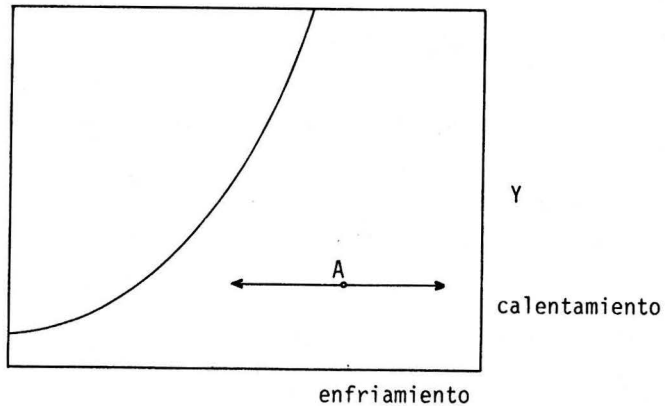
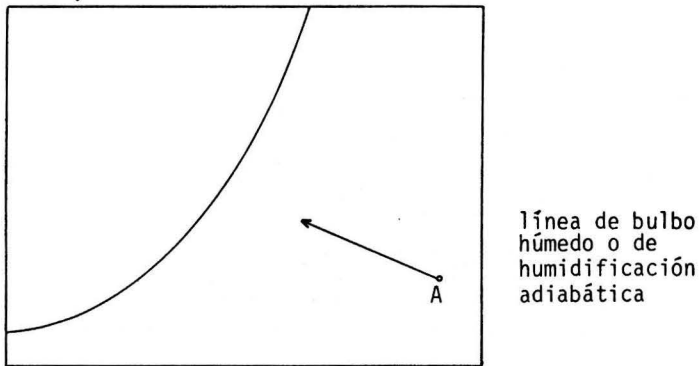
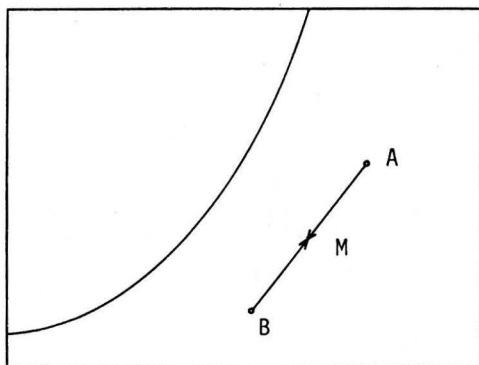


Fig. 2.13

b) Humidificación adiabática (fig.2.14).



c) Mezclas de aires (fig.2.15).



La unión de dos o más de estos procesos da origen a los procesos industriales que requieren el acondicionamiento de aire.

2.4 METODOS DE ENFRIAMIENTO Y DESHUMIDIFICACION

2.4.1 Paso de un gas húmedo sobre una superficie seca y más fría que la temperatura del gas.

En este proceso el gas baja su temperatura. Si la superficie tiene una temperatura superior a la de rocío, el gas solamente se enfría a humedad constante (fig. 2.16).

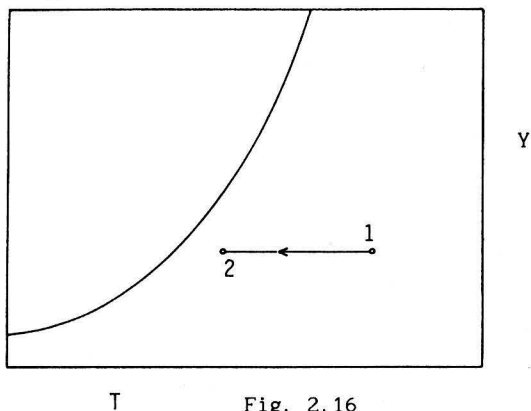


Fig. 2.16

Si la temperatura de la superficie está más baja que la de rocío el gas se enfría y deshumidifica por condensación del vapor, fig.2.17.

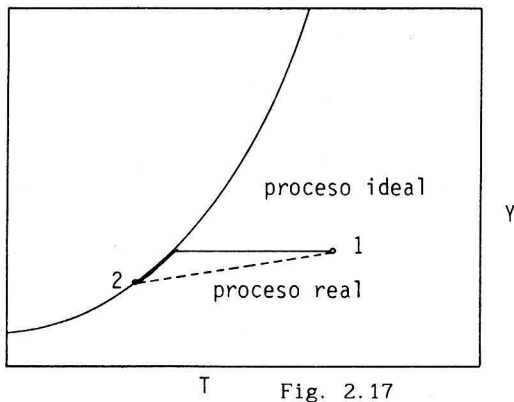


Fig. 2.17

2.4.2 Deshumidificación por absorción en líquido o en sólidos (procesos llamados de absorción química).

Si se efectua adiabáticamente el gas se calienta y deshumidifica, (fig. 2.18).

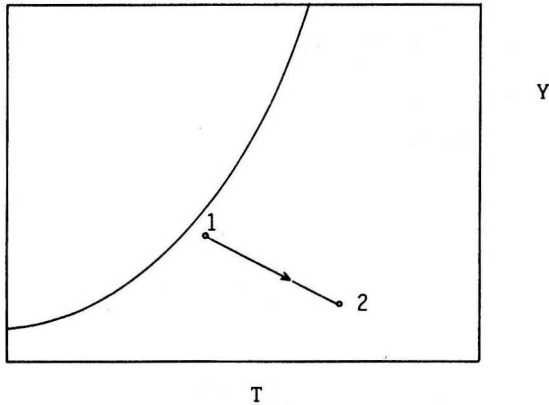


Fig. 2.18

2.5 METODOS DE HUMIDIFICACION

2.5.1 Mezcla de dos masas de gases húmedos.

Si se mezclan adiabáticamente dos masas de gases húmedos con distintas humedades, el cálculo de las condiciones en que queda la masa de gas resultante puede efectuarse fácilmente en función de las condiciones iniciales de las dos corrientes gaseosas (fig.2.19).

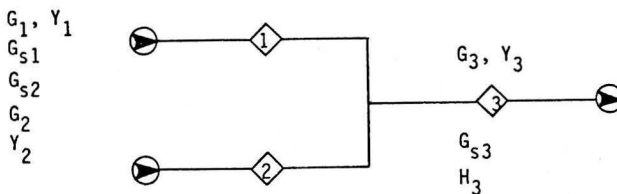


Fig. 2.19 Mezcla de gases húmedos.

En donde:

$$G_3 = \text{kg de gas y vapor}$$

$$Y_3 = \frac{\text{kg de vapor}}{\text{kg de gas}}$$

$$G_{S3} = \frac{\text{kg de gas sin vapor}}{h}$$

$$H_3 = \frac{\text{kJ}}{\text{kg de gas}}$$

Balance de masa.

$$G_1 + G_2 = G_3; \quad G_{S1} + G_{S2} = G_{S3} \quad (2.30)$$

Balance de humedad

$$G_{S1} Y_1 + G_{S2} Y_2 = G_{S3} Y_3 \frac{\text{kg de gas}}{h} \left(\frac{\text{kg de vapor}}{\text{kg de gas}} \right) = \frac{\text{kg de vapor}}{h} \quad (2.31)$$

Balance de entalpia

$$G_{S1} H_1 + G_{S2} H_2 = G_{S3} H_3 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg de gas}} \right) \left(\frac{\text{kg de gas}}{h} \right) = \frac{\text{kJ}}{h} \quad (2.32)$$

Temperatura de salida

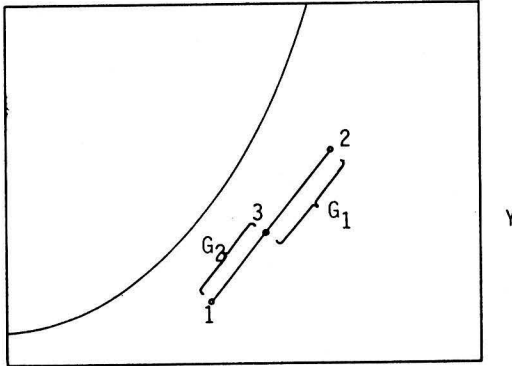
$$\text{Ya que } H = CH (t - t_0) + Y_0$$

$$G_{S1} [CH_1 (t_1 - t_0) + Y_1 \lambda_0] + G_{S2} [CH_2 (t_2 - t_0) + Y_2 \lambda_0] = \quad (2.33)$$

$$G_{S3} [CH_3 (t_3 - t_0) + Y_3 \lambda_0]$$

Resolviendo simultaneamente las tres ecuaciones pueden obtenerse las condiciones del aire de salida.

Si se cuenta con una carta psicométrica el proceso se puede evaluar más fácilmente (fig. 2.20).



T Fig. 2.20

Para ello bastará con colocar en la carta las condiciones del aire 1 y del aire 2 y unir esos dos puntos. El punto de mezcla o punto 3 quedará sobre esa línea en una posición tal que corresponda a las cantidades relativas de G_1 y G_2 .

2.5.2 Adición de vapor saturado.

Si adicionamos la masa G_V de vapor saturados con entalpía H_V a una masa G_1 de gas húmedo a las condiciones Y_1, H_1, t_1 , la mezcla resultante, (fig.2.21).

Balance de aire

$$G_{S1} = G_{S2} \quad (2.34)$$

Balance de agua

$$G_{S1}Y_1 + G_V = G_{S3}Y_3 \quad (2.35)$$

Balance de entalpía

$$G_{S1}H_1 + G_VH_V = G_{S3}H_3 \quad (2.36)$$

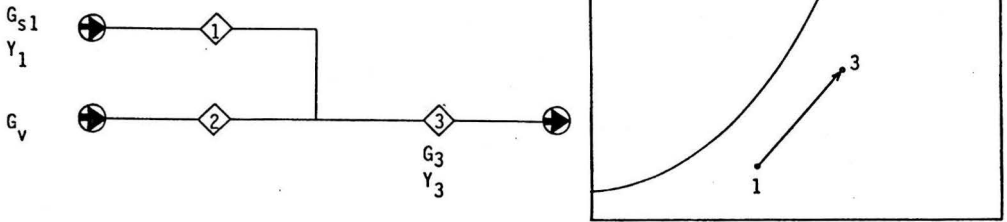


Fig. 2.21

2.5.3 Adición en un líquido en condiciones cualesquiera, evaporándose parte del líquido.

Si se considera la masa del aire G que pasa de las condiciones H_1, Y_1 a las condiciones H_2, Y_2 mientras que la cantidad de líquido inicial M_3 a t_3 se enfría hasta t_4 disminuyendo su masa hasta M_4 , (fig. 2.22).

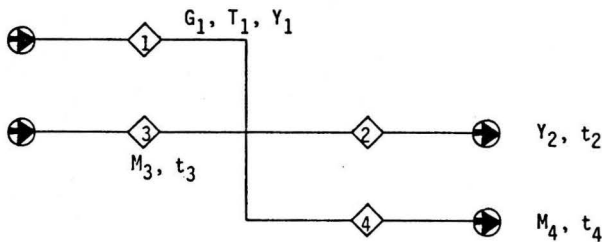
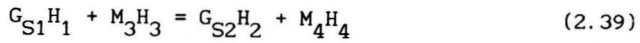


Fig. 2.22

Balances

$$G_{S1} = G_{S2} \quad (2.37)$$

$$G_{S1} Y_1 + M_3 = G_{S2} Y_2 + M_4 \quad (2.38)$$



La figura 2.23 a,b, y c representan los diferentes procesos en función de las condiciones del líquido.

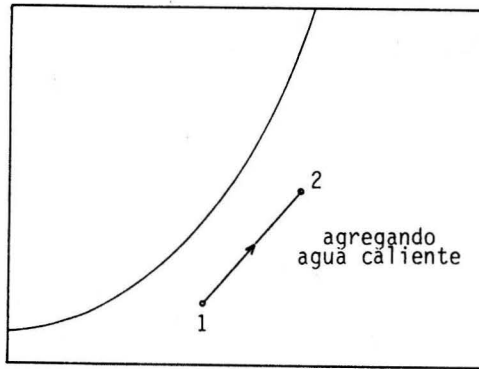


Fig. 2.23 a

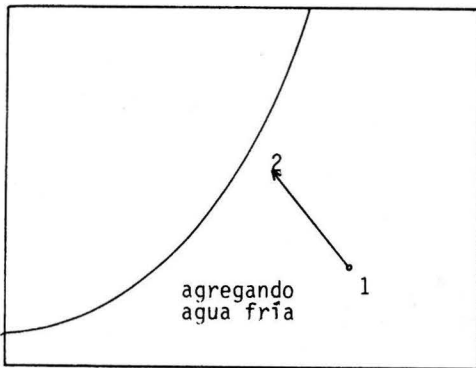


Fig. 2.23 b

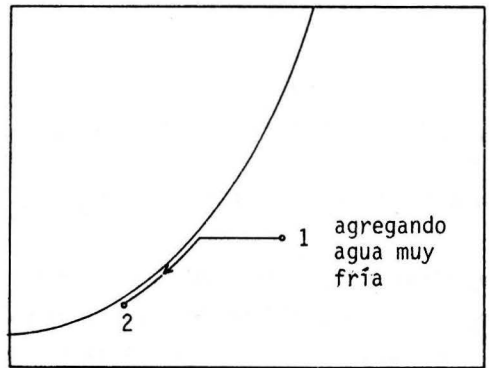


Fig. 2.23 c

2.5.4. Un gas en contacto con un sólido húmedo.

En realidad este método aunque puede conducir a una humidificación del aire se emplea más con el objeto de secar el sólido que con el de humidificar el aire fig. 2.24.

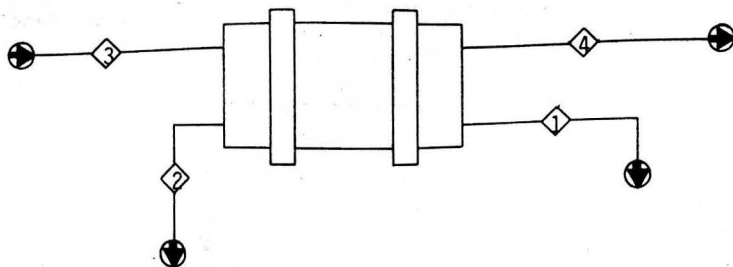


Fig. 2.24

Balance de agua.

$$S_s X_1 + G_s Y_2 + G_2 Y_4$$

X_1 = humedad del sólido kg H_2O /kg de sólido seco

S_s = kg de sólido seco

Balance de entalpía

$$S_s H_1 + G_s H_3 = S_s H_2 + G_s H_4$$

En donde $H_1 = (C_{p_s} + C_{p_1}X) (T - T_0) + H_M$

C_{p_s} = calor específico del sólido seco

C_{p_1} = calor específico del líquido que acompaña al sólido

T = temperatura del sólido húmedo

H_M = calor de mezcla referido a $0^\circ C$

APLICACIONES

EJEMPLO 1

Si la presión de vapor del agua a 298° es de 23.8mm de Hg, calcule la presión de vapor a 310°K, si $\Delta H = 10510$ cal, usando la ecuación de Clausius-Clapeyron.

1. TRADUCCION



$$\Delta \bar{h}_v = 10510 \text{ cal.}$$

$$P^{\circ}298 = 23.8 \text{ mm Hg}$$

$$P^{\circ}310^{\circ}\text{K} = ?$$

2. PLANTEAMIENTO

2.1 Presión de vapor a 310°K

$$\ln \left(\frac{P_2}{P_1} \right) = \frac{\Delta H \text{ vap}}{R} = \left[\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2} \right]$$

3. CALCULOS

3.1 Presión de vapor a 310°K

$$\ln \left(\frac{P_2}{23.8} \right) = \frac{10510}{1.987} \left[\frac{1}{298} - \frac{1}{310} \right]$$

$$P_2 = 47.2 \text{ mm Hg.}$$

EJEMPLO 2

Calcule la presión de vapor del etilbenceno a 150°C, sabiendo que las constantes de Antoine son:

$$A = 6.87041, \quad B = .1384.036 \quad \theta = 215.128$$

1. TRADUCCION.



$$P_{150^{\circ}\text{C}}^{\circ} = ?$$

2. PLANTEAMIENTO

2.1 Ecuación de Antoine.

$$\log P^{\circ} = A - \frac{1}{\theta + T}$$

3. CALCULOS

3.1 Presión de vapor

$$\log P^{\circ} = 6.87041 - \frac{1384.036}{215.128 + 150}$$

$$P^{\circ} = 1201.9 \text{ mm de Hg.}$$

EJEMPLO 3

Una mezcla de aire y vapor de agua que está a 20°C y 760 mm de Hg tiene una humedad relativa del 70 %. Calcule la humedad molar y absoluta.

1. TRADUCCION.

	AIRE		$Y_B = 70 \%$
	+		$T = 20^{\circ}\text{C}$
	VAPOR DE		$P_T = 760 \text{ mm de Hg}$
AGUA	$\bar{y} = ?$	$y = ?$	

2. PLANTEAMIENTO

2.1 Discusión

En este problema estamos tratando con mezclas de gases y vapores condensables, por lo que:

$$y = \frac{P_A}{P_T + P_A}$$

2.2 Humedad relativa porciento.

$$y_R = \frac{P_A}{P_A^o} (100)$$

2.3 Humedad absoluta.

$$y = \frac{P_A}{P_T - P_A} \left(\frac{\text{PM vapor}}{\text{PM gas}} \right)$$

3. CALCULOS

3.1 Humedad molar

De tablas de vapor

$$P^o \text{H}_2\text{O a } 20^\circ\text{C} = 17.5 \text{ mm de hg.}$$

$$P_A = \frac{P_A^o Y_R}{100} = 17.5 (0.7) = 12.2 \text{ mm Hg}$$

$$y = \frac{12.2}{760-12.2} = 0.0163 \quad \frac{\text{moles de agua}}{\text{moles de aire seco}}$$

3.2 Humedad absoluta.

$$y = 0.01 \left(\frac{18}{29} \right) = 0.01011 \quad \frac{\text{kg de H}_2\text{O}}{\text{kg de aire seco}}$$

4. RESULTADO.

La humedad molar es de 0.0163 moles de agua por mol de aire.

EJEMPLO 4

En una mezcla de benceno-nitrógeno a 40°C y 720 mm de Hg la presión parcial del benceno es de 50 mm de Hg. Para separar el 80% del benceno se somete la mezcla a compresión y enfriamiento. Calcule, a) la presión final si se enfría la mezcla hasta 10°C, b) el volumen inicial para condensar 50 kg de benceno por hora.

1. TRADUCCION.

$$T_1 = 40^{\circ}\text{C}$$

$$P_T = 720$$

$$P_B = 50 \text{ mm Hg}$$

2. PLANTEAMIENTO.

2.1 Humedad molar de saturación.

$$y_{\text{sat}} = \frac{P_B^{\circ}}{P_T - P_B}$$

2.2 Humedad molar.

$$y_1 = \frac{P_B}{P_1 - P_B}$$

2.3 Balances

$$G_1 Y_1^B = G_2 Y_2 = G_3 Y_3 = G_5 Y_5 + L_4 X_4^B$$

3. CALCULOS

3.1 Humedades

$$Y_1 = \frac{50}{720-50} = 0.76 \frac{\text{kg mol de}}{\text{kg mol de } N_2}$$

$$Y_L = 0.02078 \text{ kg de benceno/kg de } N_2$$

$$Y_5 = 0.0746 (0.2) = 0.01492 \text{ kg mol de benceno}$$

3.2 Presión final

Como hay condensación la masa gaseosa quedará saturada a la temperatura final de enfriamiento.

$$P_{10^{\circ}\text{C}}^{\circ} = 45.6 \text{ mm de Hg de tablas}$$

$$0.01492 = \frac{45.6}{P_T - 45.6} \therefore P_T = 4.08 \text{ atm.}$$

3.3 Volúmen necesario para condensar 50 kg/h de benceno

$$Y_5 - Y_1 = 0.0746 - 0.01494 = 0.05968 \frac{\text{kg mol de benceno}}{\text{kg mol de N}_2}$$

$$L_4 = \frac{50}{78} = 0.64 \text{ kg mol de benceno/h}$$

$$\therefore G_1 Y_1 \text{ N}_2 = \frac{0.64}{0.05968} = 10.724 \text{ kg mol N}_2/\text{h}$$

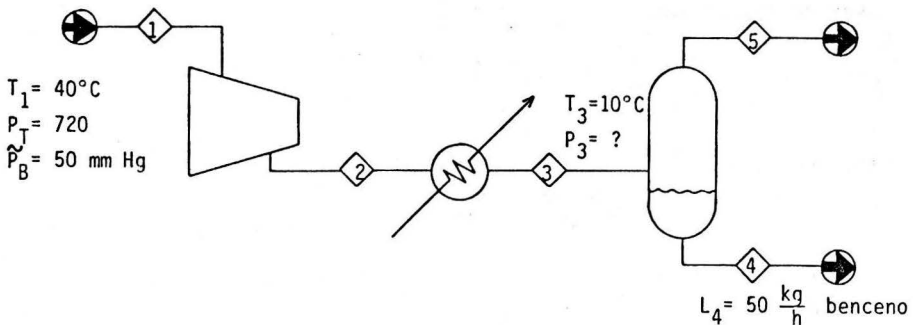
Volúmen húmedo

$$V_H = \left(\frac{1}{28} + \frac{0.2078}{78} \right) \frac{0.082 (313)}{1} = 1.04 \text{ m}^3/\text{kg de N}_2$$

$$G_1 = 1.04 (10.724) (28) = 312 \text{ m}^3/\text{h}$$

4. RESULTADOS

Se requiere comprimir hasta 4.08 atm y se necesitan tratar 312 m³/h de gases.



EJEMPLO 5

La presión y temperatura del aire en una habitación son 101.3 KN/m^2 y 301°K respectivamente; la humedad relativa porcentual es de 30%. Si la presión parcial del vapor de agua, cuando el aire se halla saturado con vapor de agua a 301°K es de 3.8 KN/m^2 , calcule:

- La presión parcial del vapor de agua en la habitación y el punto de rocío.
- El volumen específico del aire húmedo.
- La humedad del aire.
- La humedad porcentual

1. TRADUCCION.

$$P_T = 101.3 \text{ KN/m}^3$$

$$P_{H_2O}^o = 3.8 \text{ KN/m}^2$$

$$T = 301^\circ\text{K}$$

$$Y_R = 30\%$$

2. PLANTEAMIENTO

2.1 Humedad relativa porciento

$$Y_R = \frac{P_{H_2O}}{P_T - P_{H_2O}} \times 100$$

2.2 Humedad,

$$Y = \frac{P_{H_2O}}{P_T - P_{H_2O}} \times \frac{PM_{H_2O}}{PM_{\text{aire}}}$$

2.3 Volúmen de aire húmedo.

$$V = \left(\frac{1}{29} + \frac{Y}{18} \right) \frac{RT}{P}$$

2.4 Humedad porcentual.

$$Y\% = \frac{Y}{Y_{\text{sat}}} \times 100$$

3. CALCULOS

3.1 Humedad relativa por ciento.

$$30 = \frac{P_{\text{H}_2\text{O}}}{3.8} \times 100$$

$$P_{\text{H}_2\text{O}} = 1.14 \text{ kN/m}^2$$

Con esta presión en una tabla de vapor encontramos que se ejercen 1.14 kN/m^2 a una temperatura de saturación de 282°K y este, en consecuencia, es el punto de rocío o sea $T_{\text{rocío}} = 282^\circ\text{K}$.

3.2 Humedad.

$$Y = \frac{1.14}{101.3 - 1.14} \left(\frac{18}{29} \right) = 0.0069 \frac{\text{kg H}_2\text{O}}{\text{kg A.S}}$$

3.3 Volúmen específico del aire húmedo.

$$v = \left(\frac{1}{29} + \frac{0.0069}{18} \right) \frac{0.082 (301)}{\frac{101.3}{101.3}} = 0.8605 \text{ m}^3/\text{kg A.S}$$

3.4 Humedad porcentual. De tablas de vapor a 301°k .

$$P_{\text{H}_2\text{O}}^\circ = 3.8 \text{ KN/m}^2 \text{ de tablas}$$

$$Y_{\text{sat}} = \frac{3.8}{101.3 - 3.8} \left(\frac{18}{29} \right) = 0.02419 \text{ kg H}_2\text{O}/\text{kg A.S}$$

$$Y\% = \frac{0.0069}{0.02419} \times 100 = 28.5\%$$

4. RESULTADO

La presión parcial del vapor de agua es de 1.14 kN/m^2 .

El punto de rocío es de 282°K . La humedad absoluta es de $0.0069 \text{ kgH}_2\text{O}/\text{kgA.S}$.

El volúmen húmedo es de $0.8605 \text{ m}^3/\text{kgA.S}$. y la humedad porcentual es de 28.5 .

EJEMPLO 6

La presión parcial del vapor de agua en una mezcla aire-agua es de 11 mm de Hg cuando la temperatura de la mezcla es de 21°C. ¿Cuál será la humedad de la mezcla, la humedad relativa, su calor húmedo, su volumen húmedo y su entalpía? Presión atmosférica, 586 mm de Hg.

1. TRADUCCION

$$\begin{aligned}P_{\text{H}_2\text{O}} &= 11 \text{ mmHg} \\P_{\text{T}} &= 586 \text{ mmHg} \\t &= 21^\circ\text{C} \\Y &= ? \\C_{\text{H}} &= ? \\H &= ?\end{aligned}$$

2. PLANTEAMIENTO

2.1 Discusión

Para resolver el problema se deberán usar las definiciones usadas en este capítulo.

2.2 Humedad absoluta

$$Y = [P_{\text{H}_2\text{O}} / (P_{\text{T}} - P_{\text{H}_2\text{O}})] (PM_{\text{H}_2\text{O}} / PM_{\text{aire}})$$

2.3 Humedad relativa

$$Y_{\text{R}} = (P_{\text{H}_2\text{O}} / P_{\text{H}_2\text{O}}^{\circ}) (100)$$

2.4 Volumen húmedo

$$V_{\text{H}} = (1/PM_{\text{aire}} + Y/PM_{\text{H}_2\text{O}}) RT/P$$

2.5 Calor húmedo

$$C_{\text{H}} = 0.24 + 0.46 Y$$

2.6 Entalpía

$$H = (0.24 + 0.46 Y) t + 597 Y$$

3. CALCULOS

3.1 Humedad

$$Y = [11/(586-11)] (18/29) = 0.0118 \text{ kg de agua/kg de aire seco}$$

3.2 Humedad relativa

De tablas de presión de vapor

$$P^{\circ} = 19 \text{ mm de Hg}$$

$$Y_R = (11/19) (100) = 57.89\%$$

3.3 Volúmen húmedo

$$V_H = \left(\frac{1}{29} + \frac{0.0118}{18} \right) \frac{0.082(273 + 21)}{586/760}$$

$$V_H = (0.0344 + 0.000655) (0.082/0.771) (294) = 1.096 \text{ m}^3/\text{kg aire seco}$$

3.4 Calor húmedo

$$C_H = 0.24 + 0.46(0.0118) = 0.2454 \text{ kcal/kg aire seco } ^{\circ}\text{C}$$

3.5 Entalpía

$$H = (0.2454) (21) + 597 (0.0118) = 5.1534 + 7.0446 = \\ = 12.198 \text{ kcal/kg aire seco}$$

4. RESULTADOS

Humedad = 0.0118 kg de H₂O/kg aire seco

Humedad relativa 57.89%

Volumen húmedo 1.096 m³/kg aire seco

Calor húmedo 0.2454 kcal/kg aire seco °C

Entalpía 12.198 kcal/kg aire seco

EJEMPLO 7

La temperatura de bulbo seco y la temperatura de bulbo húmedo de un aire que va a entrar a un secador son, respectivamente, 50 y 30°C cuando la presión atmosférica es de 760 mm de Hg.

¿Qué datos adicionales se pueden obtener de la carta de humedad?

1.- TRADUCCION

$t = 50$ Aire- agua

$t = 30^{\circ}\text{C}$ $Y = ?$

$P = 760 \text{ mm Hg}$ C_{VH}
 $H H$

2. PLANTEAMIENTO

2.1 Discusión

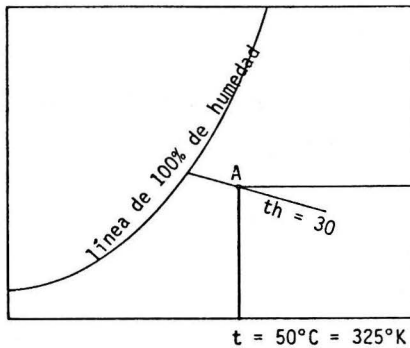
El problema indica que se debe usar la carta de humedad a 760 mm de Hg.

3. CALCULOS

3.1 Humedad

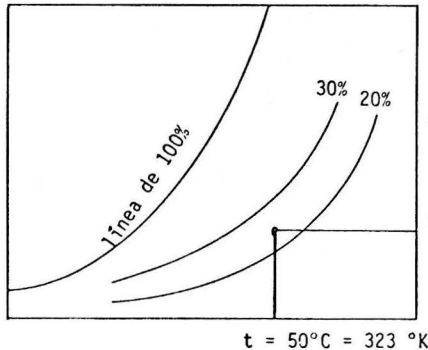
Ver tabla psicométrica

3.2 Humedad relativa



$$Y = 0.019 \frac{\text{kg H}_2\text{O}}{\text{kg aire seco}}$$

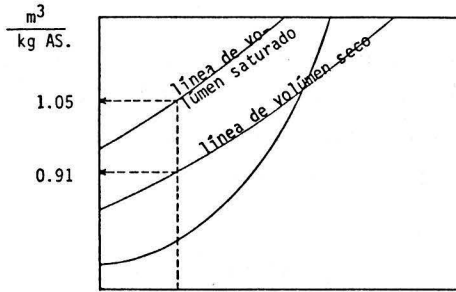
3.3 Calor húmedo



$$Y_R = 25\%$$

$$Y = 0.019 \frac{\text{kg H}_2\text{O}}{\text{kg aire seco}}$$

3.4 Volúmen húmedo



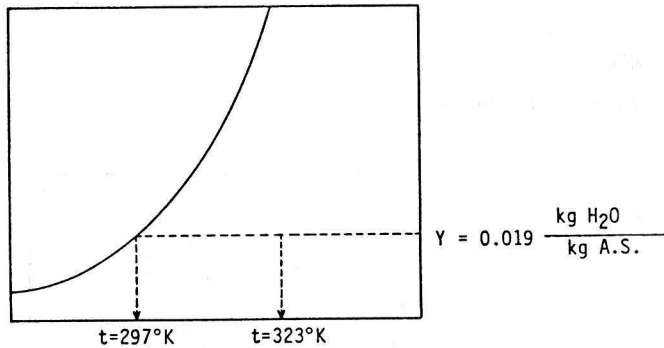
$$t = 323^{\circ}\text{K}$$

$$V_{\text{sat}} = 1.05 \text{ m}^3/\text{kg A.S.}$$

$$V_{\text{seco}} = 0.91 \text{ m}^3/\text{kg A.S.}$$

$$V_H = V_{\text{seco}} + V_R (V_{\text{sat}} - V_{\text{seco}}) = 0.91 + 0.25 (1.05 - 0.91) = 0.945 \text{ m}^3/\text{kg A.S.}$$

3.5 Temperatura de rocío



4. -RESULTADOS

De la carta psicrométrica se pueden obtener los siguientes resultados

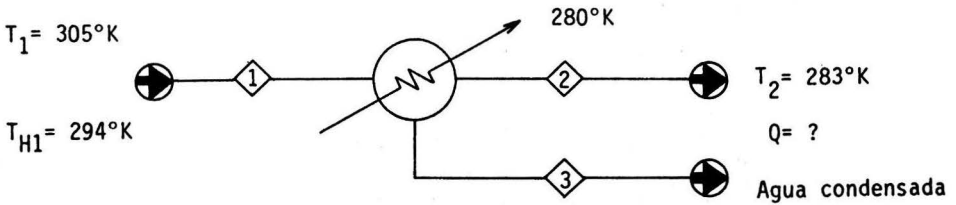
$$Y = 0.019 \text{ kg de agua/kg de aire seco}; \quad Y_R = 25\%;$$

$$C_H = 1.042 \text{ kJ/kg aires seco} \quad V_H = 0.945 \text{ m}^3/\text{kg A.S.} \quad T_R = 297^{\circ}\text{K}$$

EJEMPLO 8

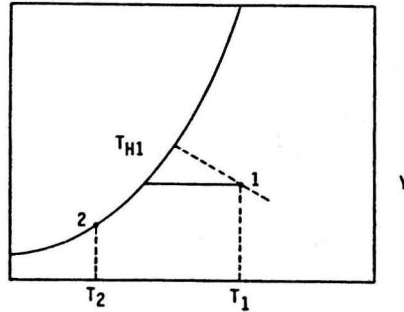
Se hace pasar aire con 305°K de bulbo seco y 294°K de bulbo húmedo a través de un serpentín de enfriamiento con una temperatura de 280°K y si el aire sale a 283°K , calcule el punto de rocío del aire, la humedad final del aire, el calor total quitado en el serpentín, el agua condensada.

1. TRADUCCION



2. PLANTEAMIENTO.

2.1 Paso del aire en la carta.



2.2 Calor quitado

$$Q = G_s (H_1 - H_2)$$

2.3 Agua condensada.

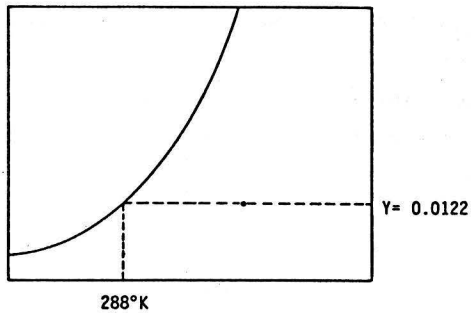
$$\text{Agua} = G_s (Y_1 - Y_2)$$

3. CALCULOS.

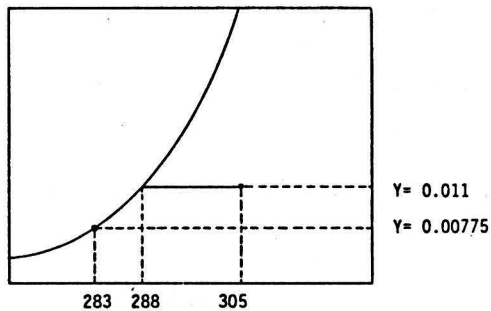
3.1 Humedad del aire entrante.

De la carta de humedad.

3.2 Temperatura de rocío
De la carta psicrométrica.



3.3 Humedad final del aire.
De la carta psicrométrica.



3.4 Humedad condensada

Sea $G_s = 1 \text{ kg A.S.}$

Agua condensada = $1 (0.0112 - 0.00775) = 0.00345 \text{ kg}$

3.5 Calor quitado en el serpentín.

$$H_1 = [1.01 + 1.93(0.0112)] (305 - 273) + 2498 (0.0112) = 60.98 \text{ kJ/kg AS}$$

$$H_2 = [1.01 + 1.93(0.00775)] (283 - 273) + 2498 (0.00775)$$

$$H_2 = 29.6 \text{ kJ/Kg AS}$$

$$Q_2 = 1 \text{ kg A.S.} (60.98 - 29.6) \text{ hJ/Kg A.S.} = 31.38 \text{ kJ}$$

4. RESULTADO

El punto de rocío del aire es de 288 K, la humedad final del aire es de 0.00775 kgH₂O/kg A.S., el calor quitado es de 31.38 kJ por kg de Aire seco, el agua removida es de 0.00345 kg por kg de aire seco.

EJEMPLO 9

Se quieren mezclar 100 m³/h de aire a 50°C y 30°C del bulbo húmedo con aire a 15°C y $Y_R = 60$ por 100. Si la mezcla resultante está a 25°C, calcule:

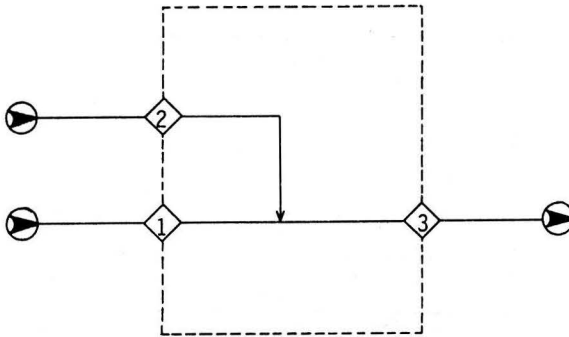
- la humedad del aire resultante
- el volumen del aire adicionado
- el volumen del aire resultante

1. TRADUCCION

$$t_2 = 15^\circ\text{C} = 288^\circ\text{K}$$

$$Y_R = 50\%$$

$$G_2 = ?$$



$$G_1 = 1\ 000\ \text{m}^3/\text{h}$$

$$t_1 = 50^\circ\text{C} = 323\ ^\circ\text{K}$$

$$t_{1H} = 30^\circ\text{C} = 303\ ^\circ\text{K}$$

$$t_3 = 25^\circ\text{C} = 298^\circ\text{K}$$

$$Y_3 = ?$$

$$G_3 = ?$$

2. PLANTEAMIENTO

2.1 Discusión.

Este problema se puede resolver por medio de la carta psicrométrica. Si se localizan las condiciones de la corriente (1) y se unen son las condiciones de la corriente (2), la mezcla resultante se encontrará sobre la línea que une los dos puntos y allí, a 25°C, se encontrarán las condiciones de esta mezcla.

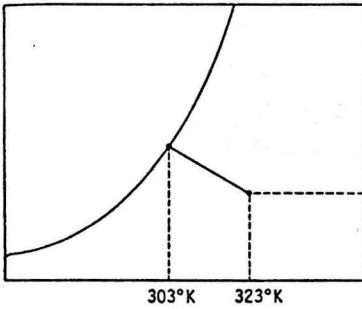
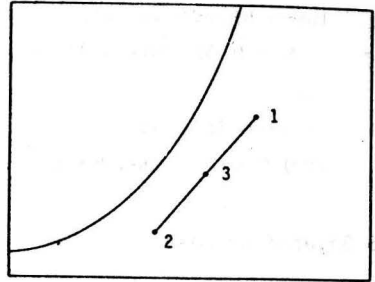
2.2 Balance de la masa

$$G_{S1} + G_{S2} = G_{S3}$$

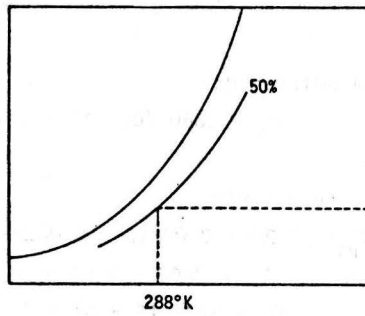
$$G_{S1} Y_1 + G_{S2} Y_2 = G_{S3} Y_3$$

3. CALCULOS

3.1 Humedades

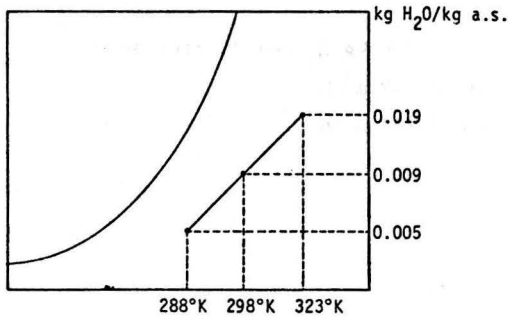


$$Y_1 = 0.019 \frac{\text{kg H}_2\text{O}}{\text{kg A.S.}}$$



$$Y_2 = 0.005 \frac{\text{kg H}_2\text{O}}{\text{kg A.S.}}$$

3.2 Aire de mezcla



3.3 Volumen húmedo del aire en la corriente (1)

$$V_H = (1/29 + 0.019/18) 0.082 (323) = 0.94 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

3.4 Aire seco inicial

$$G_{S1} = 1000/0.94 = 1064 \text{ kg/h}$$

3.5 Balance de masa

$$\begin{aligned} G_{S1} &= G_{S2} = G_{S3} \\ 1064 &= G_{S2} = G_{S3} \\ 1064 (0.019) + G_{S2} (0.005) &= G_{S3} (0.009) \\ 20.216 + G_{S2} (0.005) &= (1064 + G_{S3}) (0.009) \\ 20.216 + G_{S2} (0.005) &= 9.576 + (0.009) G_{S2} \\ 10.640 &= 0.004 G_2 \\ G_2 &= 2660 \text{ kg/h} \end{aligned}$$

3.6 Volumen húmedo en la corriente (2)

$$V_H = (1/29 + 0/005/18) 0.082 (288)/1 = 0.821 \text{ m}^3/\text{kg}$$

3.7 Volumen de aire adicionado

$$G_2 = 2660 (0.821) = 2183 \text{ m}^3/\text{h}$$

3.8 Volumen de aire resultante

$$\begin{aligned} V_{H3} &= (1/29 + 0.09/18) (0.08298) = 0.855 \text{ m}^3/\text{k} \\ G_{S3} &= 2660 + 1064 = 3724 \text{ kg/h} \\ G_3 &= 3724 (0.855) = 3184 \text{ m}^3/\text{h} \end{aligned}$$

4. RESULTADOS.

Humedad del aire resultante 0.009 kg H₂O/kg de aire seco.

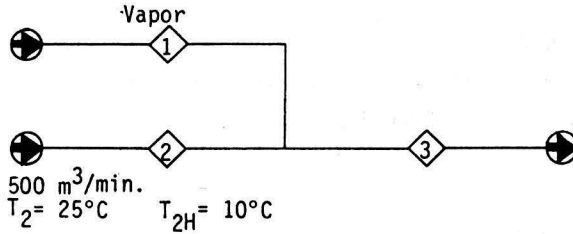
Volumen del aire adicionado 2183 m³/h.

Volumen del aire resultante 3184 m³/h.

EJEMPLO 10

¿Qué cantidad de vapor de agua saturado a 50 psig se deberá adicionar a una corriente de 500 m³/min de aire a 25°C y 10°C de bulbo húmedo para que se sature ? $T_R = 760 \text{ mm Hg}$.

1. TRADUCCION.



500 m³/min.

$T_1 = 25^\circ\text{C}$ $T_{2H} = 10^\circ\text{C}$

2. PLANTEAMIENTO.

2.1 Balance de masa.

$$G_{S2} = G_{S3}$$

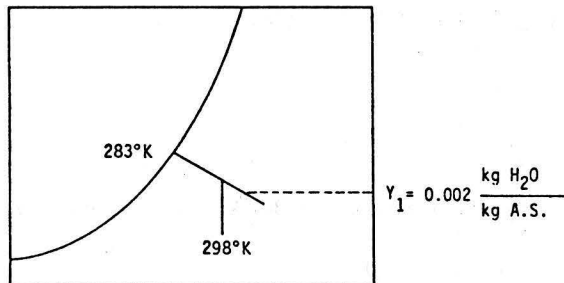
$$G_{S2} Y_2 + G_V = G_{S3} Y_3$$

2.2 Balances de energía.

$$G_{S2} H_2 + G_V H_V = G_{S3} H_3$$

3. CALCULOS.

3.1 Humedad (aire seco entrante)



3.2 Volumen húmedo.

$$V_H = \frac{1}{29} + \left(\frac{0.002}{18} \right) (0.082) (298) = 0.905 \text{ m}^3/\text{kg A.S.}$$

3.3 Aire seco entrante

$$G_{s2} = \frac{500}{0.905} = 554.3 \text{ kg/min}$$

3.4 Entalpía, aire entrante

$$CH = 1.013 \text{ kJ/kg A.S.}^\circ\text{K}$$

$$H_2 = 1.1013 (298-273) + 2498 (0.002) = 32.52 \text{ kJ/kg A.S.}$$

$$H_1 \text{ 64.7 psia de tablas} = 655 \text{ k cal/kg} = 2751$$

3.5 Balances de energía.

$$554.3 (32.52) + G_v (2751) = 554.3 (H_3) \quad \text{(I)}$$

$$554.3 (0.002) + G_v = 554.3 Y_3 \quad \text{(II)}$$

de (II)

$$G_v = 554.3 Y - 1.1086 \quad \text{(III)}$$

(III) en (I)

$$18025.83 + (554.3 Y - 1.1086) 2751 = 554.3 H_3$$

$$1524879.3 Y_3 + 14976 = 554.3 \{91.01 + 1.93 Y_3\} (t_3 - 273) + 2498 Y_3$$

Se resuelve por tanteos.

$$Y_3 = \text{sat. si } t_3 = 308 \text{ K} \quad Y_3 = 0.036$$

$$54895.6 + 14976 = 20307.7 + 48462$$

$$G_v = 554.3 (0.035) - 1.1086 = 18.29 \text{ kg/min.}$$

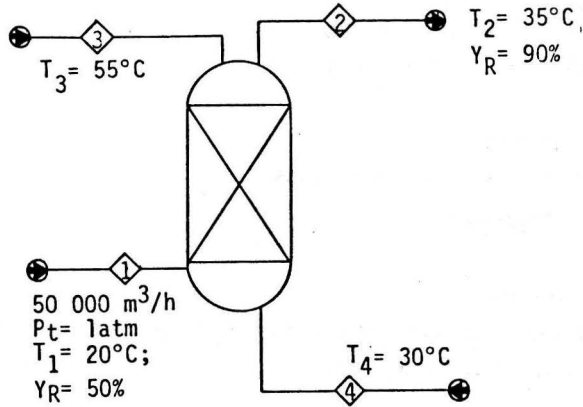
4. RESULTADO.

La temperatura es de aproximadamente 307°K , la cantidad de vapor es de 18.29 kg/min .

EJEMPLO 11.

Una de las formas de humidificar el aire es hacerlo pasar por una torre empacada en la que se agrega agua caliente. Si en un proceso se requiere humidificar 50 000 m³/h de aire a 1 atm de presión desde 20°C y una humedad relativa de 50% hasta 35°C y humedad relativa del 90% usando agua que pasará de 55°C hasta 30°C ¿Que cantidad en m³ de agua se requieren? ¿Que cantidad de agua se evaporará?

1. TRADUCCION



2. PLANTEAMIENTO.

2.1 Discusión

El calor perdido por el agua es el calor que gana el aire; éste es un calor latente y calor sensible de vaporización.

2.2 Balance de energía y de masa.

$$G_{S1} = G_{S2}$$

$$G_{S1} Y_1 + M_3 = G_{S2} Y_2 + M_4$$

$$G_{S1} H_1 + M_3 H_3 = G_{S2} H_2 + M_4 H_4$$

$$G_{S1} (H_2 - H_1) = M_3 H_3 - M_4 H_4$$

3. CALCULOS

3.1 Entalpía del aire de entrada.

De la carta de humedad. $Y = 0.008$

$$H_1 = [1.01 + 1.93 (0.008)](293-273) + 2498(0.008) = 40.48 \text{ kJ/kg A.S.}$$

3.2 Entalpía del aire de salida.

$Y_2 = 0.0335$ de la carta de humedad

$$H_2 = [1.01 + 1.93(0.0335)] (308-273) + 2498 (0.0335)$$

$$H_2 = 121.295 \text{ kJ/kg A.S.}$$

3.3 Volumen húmedo a la entrada.

$$V_H = \frac{1}{29} = \left(\frac{0.008}{18} \right) \left(\frac{293 \times 0.082}{1} \right) = 0.839 \text{ m}_3/\text{kg A.S.}$$

3.4 Aire seco.

$$G_s = \frac{50000}{0.839} = 59\,594 \text{ kg A.S./h}$$

3.5 Entalpía del agua.

$$H_3 = 4.2 (328-273) = 231 \text{ kJ/kg}$$

$$H_4 = 4.2 (303-273) = 126 \text{ kJ/kg}$$

3.6 Agua evaporada.

$$59594 (0.008) + M_3 = 59594 (0.0335) + M_4$$

$$M_3 - M_4 = 1519.6 \text{ kg/h} \quad (I)$$

3.7 Agua requerida.

$$59594 (121.295 - 40.48) = M_3 (231) - M_4 (126)$$

$$4816089.1 = M_3 (231) - M_4 (126) \quad (II)$$

(I) en (II)

$$4816089.1 = M_3 (231) - (M_3 - 1519.6) (126)$$

$$M_3 = 44044 \text{ kg/h}$$

4. - RESULTADO.

Se requieren 44044 k/h de agua a 55°C. En el proceso se evaporan 1519.6 kg/h de agua o el 3.45% del agua entrante.

EJEMPLO 12

Se hizo un estudio técnico económico para la recuperación de glúmen de sorgo. Una de las partes más importantes del proceso es el secado del sorgo.

Se procesan 33.00 ton/día de dicho material con una cantidad de agua del 45% y sale con un contenido de agua del 5%.

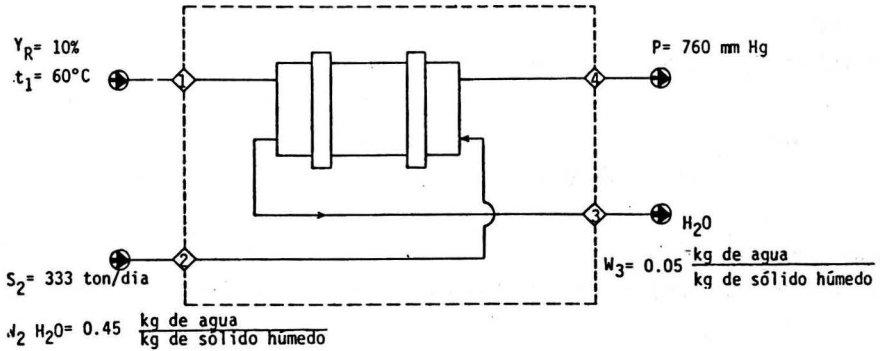
El aire utilizado para secar el sorgo tiene una temperatura a la entrada del 60% y una humedad por ciento de 10. Si el proceso de secado es adiabático.

Calcular:

- a) El agua evaporada; b) El aire necesario;
 c) El volumen del aire; d) Las condiciones de salida del
 aire

La presión de trabajo es de 760 mm de Hg.

1. TRADUCCION.



2. PLANTEAMIENTO.

2.1 Discusión.

Para saber la cantidad de agua evaporada, y el aire seco, se hace un balance total de materia y uno parcial para el agua. Para saber las humedades absolutas se hace uso de la carta psicométrica.

2.2 Balance parcial de agua.

En base seca

$$G_s Y_1 + S_s X_1 = G_1 Y_4 + S_s X_3$$

En donde G_s = masa de aire seco;

S_s = masa de sólido seco

Y_1 = kg de H_2O /kg de aire seco;

X_1 = kg de H_2O /kg de sólido

seco.

2.3 Agua evaporada y aire seco

$$G_s (Y_4 - Y_1) = S_s (X_2 - X_3)$$

2.4 Volumen de aire

$$G_1 = G_s V_H$$

2.5 Humedades finales.

El proceso se puede seguir en una carta psicrométrica.

3. CALCULOS.

3.1 Humedades conocidas

$$x_2 = \frac{0.45}{1 - 0.45} = 0.818 \qquad x_3 = \frac{0.05}{0.95} = 0.0526$$

De la carta

$$Y_1 = 0.012 \text{ kg H}_2\text{O/kg de aire seco}$$

3.2 Sólido seco.

$$S_s = 333 (0.55) = 183.15 \text{ Ton/día}$$

3.3 Agua evaporada

$$183.15 (0.818 - 0.0526) = 140.183 \text{ Ton/día}$$

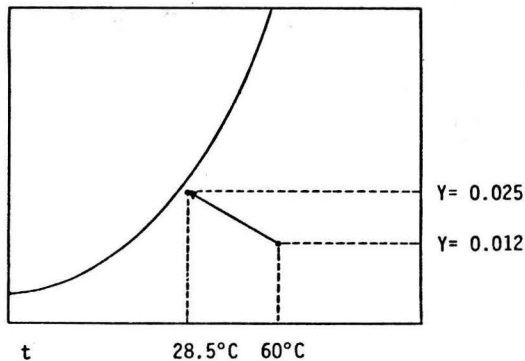
3.4 Aire utilizado

$$G_s (Y_H - 0.012) = 140.183$$

Tenemos una ecuación con dos incógnitas, la cantidad de aire y la humedad de salida. Hay muchas soluciones posibles.

La mínima cantidad de aire sería la requerida para que el aire saliera saturado con agua.

En la carta psicrométrica, si a partir de las condiciones de entrada de aire nos seguimos por la línea adiabática hasta llegar a la saturación, encontrándose la temperatura y humedad final del aire.



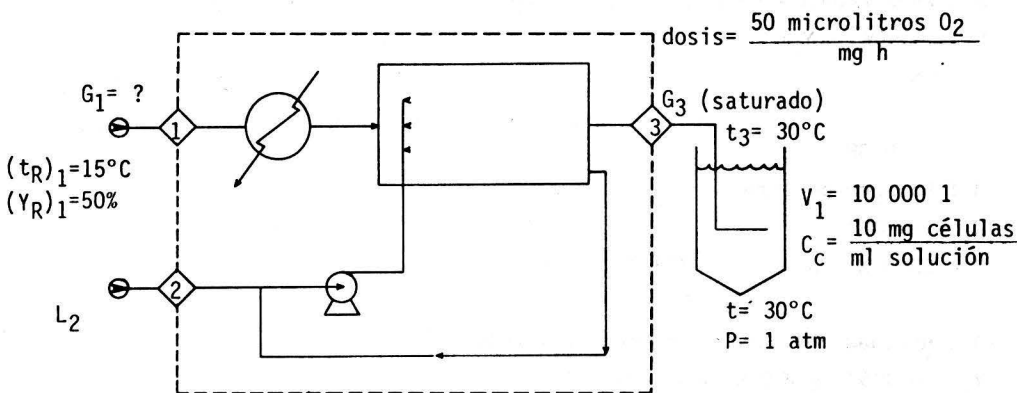
EJEMPLO 13

En un proceso para producir antibióticos, se usa un fermentador intermitente en el que se esteriliza el medio de cultivo "in situ" usando un serpentín de vapor.

Una vez esterilizado se inocula y se empieza a oxigenar con aire estéril hasta que se ha llevado a cabo la fermentación completa.

El aire usado en el fermentador que tiene un volúmen de 10 000 l., debe estar saturado para evitar problemas de acarreo de agua, que aumentan la concentración de sales en el fermentador. Por esta razón, el aire atmosférico (que está a 15°C y 50 por ciento de saturación y presión de 1 atm) debe humidificarse adiabáticamente. El requerimiento de oxígeno por el cultivo es de 50 microlitros de oxígeno/mg de células/h y se tiene una concentración de 10 mg de células/ml de solución. El caldo se encuentra a 30°C y 1 atm y el aire debe inocularse a la misma temperatura. Determine cuánto aire se necesita alimentar al fermentador, cuánta agua debe introducirse al humidificador y cuánto calor se requiere para precalentar el aire.

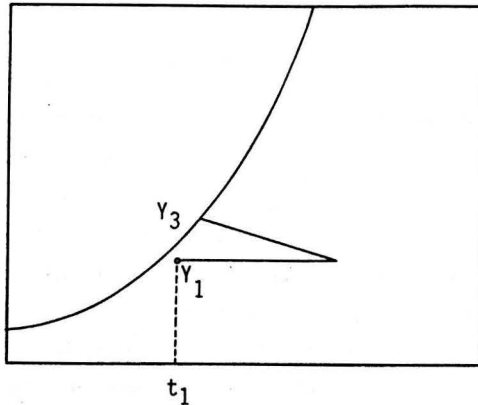
1. TRADUCCION.



2. PLANTEAMIENTO.

2.1 Discusión.

El aire entrante debe calentarse hasta que la humedad de entrada alcance una temperatura tal, que al humidificarse adiabáticamente, salga con una temperatura de 30°C y saturado.



2.2 Balance de aire

$V_T C_C =$ Masa de células

$G_T = G_3 V_H =$ aire seco

2.3 Agua requerida en el humidificador.

$$L_2 = G_3 (Y_3 - Y_1).$$

3. CALCULOS

3.1 Balance de aire.

$$G_3 = 10\ 000$$

$$G = 23.8 \times 10\mu = 23\ 809 \text{ de aire}$$

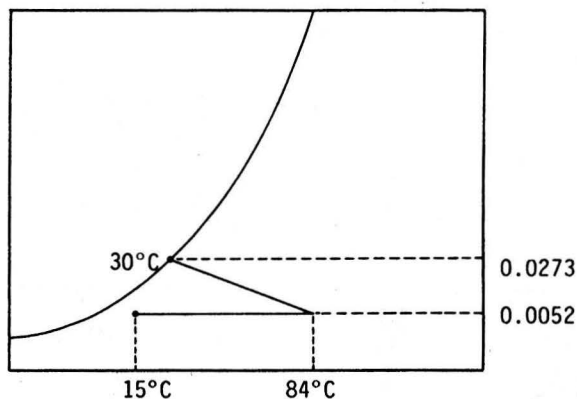
3.2 Humedad del aire de entrada y salida.

$$Y_1 = 0.0052 \text{ kg H}_2\text{O/kg aire seco}$$

$$Y_3 = 0.0273 \text{ kg H}_2\text{O/kg aire seco}$$

3.3 Temperatura a la que se debe calentar el aire antes de introducirlo al humidificador.

Siguiendo la carta psicrométrica tal como se indica en la figura que sigue:



3.4 Aire necesario

3.5 Agua necesaria

$$L = 26.691 (0.0273 - 0.052) = 0.58987 \text{ kg/h}$$

3.6 Calor para precalentar

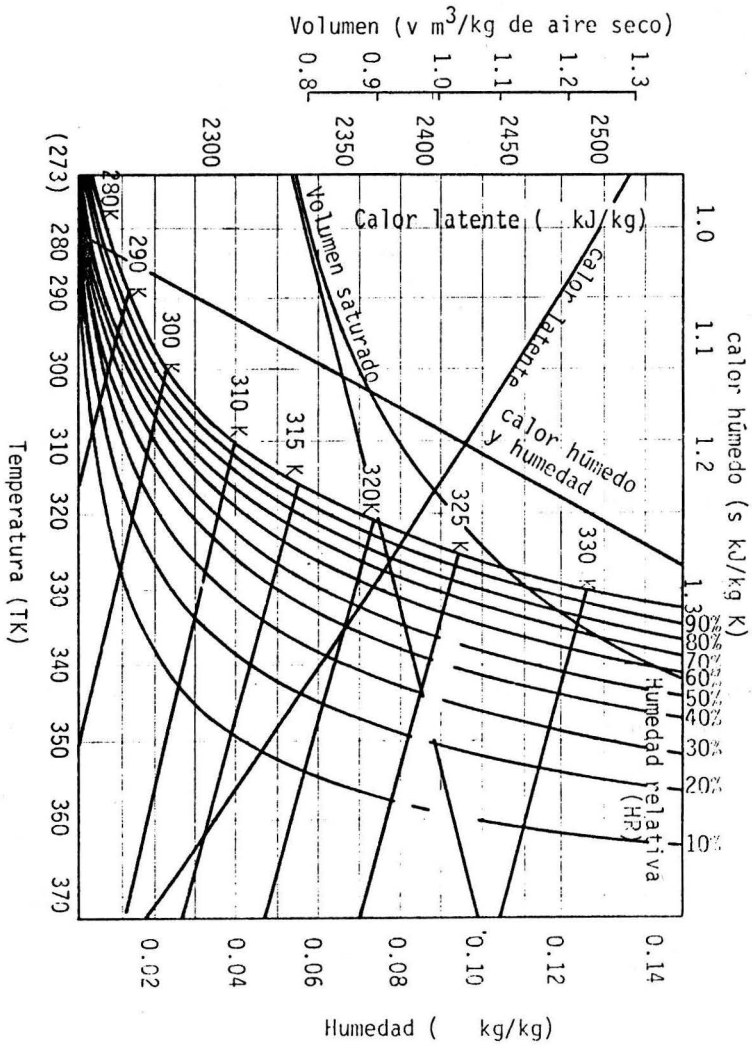
$$CH = 0.24 + 0.052 (0.46) = 0.2423$$

$$Q = 0.2423 (26.691) (84-15) = 446.23 \text{ kcal/h}$$

4. RESULTADOS.

Se necesitan 23.809 l/h de aire, 0.58987 kg/h de agua y 446.23 kcal/h para precalentar.

ANEXO



CAPITULO 3

CALCULO DE POTENCIAS FRIGORIFICAS

JUAN CARLOS LAGE SOTO

**UNIVERSIDAD AUTONOMA DE
BAJA CALIFORNIA SUR**

CONTENIDO

NOMENCLATURA

INTRODUCCION

3.0	INTRODUCCION AL CALCULO DE LA POTENCIA FRIGORIFICA Y LA CARGA HIDROMETRICA	3.5
3.1	POTENCIA FRIGORIFICA PARA ENFRIAMIENTO DEL PRODUCTO	3.6
3.2	POTENCIA FRIGORIFICA PARA LA ACTIVIDAD TERMICA DEL PRODUCTO DURANTE EL ALMACENAMIENTO	3.9
3.3	POTENCIA FRIGORIFICA REQUERIDA PARA LA GENERACION DE CALOR POR TRABAJOS EN O DEL SISTEMA	3.10
3.4	INTERCAMBIOS DE CALOR EN EL EXTERIOR	3.13
3.5	POTENCIA FRIGORIFICA AGREGADA, MARGENES DE SEGURIDAD CONVENCIONALES. APLICACION DE CRITERIOS PARA MAXIMOS Y MINIMOS	3.15
3.6	CALCULO AGREGADO DE LA POTENCIA FRIGORIFICA	3.17
3.7	EL BALANCE HIGROMETRICO EN LOS ALMACENES REFRIGERADOS	3.18

NOMENCLATURA

- (P) Potencia frigorífica en joules/seg
- (Mp) Masa del producto en Kg o unidades dadas
- (Mc) Masa otros materiales incidentes y tales como empaques, envases
- (Mp) Masa de producto en el espacio frío, promedio
- (Mt) Masa total
- (T) Tiempo en que sucede el enfriamiento del producto
- (h) Entalpía en joules/kg
- (c) Calor específico en joules/kg K
- (cc) Calor latente de cambio de estado en joules/kg
- (t) Temperatura en °C
- (A) Factor de actividad térmica joule/kg.seg
- (Fl) Flujo en Kgs/h
- (HP) Potencia del motor en HP
- (S) Superficie en m²
- (Sp) Superficie de piso en m²
- (St) Superficie total en m²
- (R) Factor probabilístico de utilización (0.00 a 1.00)
- (Fx) Factor cuantitativo
- (δa) Densidad en masa/volumen
- (Δ) Incremento
- (V) Volumen en m³
- (L) Flujo de aire en Kgs/h
- (W) Flujo de agua en Kgs/seg
- (w) Kg de agua/kg de aire

INTRODUCCION

Aunque en forma cotidiana utilicemos la palabra de "carga frigorífica" y "capacidad frigorífica", hemos de aceptar la falta de corrección que dichas expresiones implican ya que, en realidad, nos debemos referir a las mismas como potencia frigorífica, pues, como sabemos, se trata de evaluar un flujo de energía térmica por unidad de tiempo.

Recordemos el uso de las unidades de flujo de energía térmica ya descritas y que el término de frigoría equivale al de -1 Kcal/hr, y, por tanto, estrictamente hablando, una unidad de potencia frigorífica, si bien en desuso, desde la implantación normativa del Sistema Internacional de Medidas.

Existen una gran variedad de condiciones y de modelos para los cálculos de potencia frigorífica; pero hablando de los casos involucrados en la industria alimentaria, los podemos reducir a las dos instancias más típicas que son:

- La utilización de intercambiadores de calor (enfriados por medios directos o indirectos) y
- El enfriamiento de espacios de aire en cámaras aisladas y para diversos fines o aplicaciones.

En ambos casos hemos de considerar cuatro tipos fundamentales de fuentes de calor:

- 1.- Las derivadas del cambio de contenido de calor que buscamos en el objeto a enfriar (alimento, básicamente, en nuestro caso), incluyendo tanto el calor sensible como el latente, asociado a los cambios de estado.
- 2.- Las correspondientes a mantener el producto a una temperatura cuando el mismo genera calor proveniente de su actividad interna (ejem. producto vegetales activos o productos de fermentación)
- 3.- El calor asociado a la utilización operativa del sistema de enfriamiento (tales como calor proveniente de bombas de circulación, ventiladores, etc.)
- 4.- Las ganancias de calor por intercambio exterior.

3.0. INTRODUCCION AL CALCULO DE LA POTENCIA FRIGORIFICA Y LA CARGA HIDROMETRICA

Aunque en forma cotidiana utilicemos las expresiones de "carga frigorífica" y "capacidad frigorífica", hemos de aceptar la falta de corrección que tales frases implican ya que, en realidad, nos deberíamos referir a ellas como POTENCIA FRIGORIFICA por tratarse de querer expresar un flujo de energía por unidad de tiempo.

Recordemos aquí el uso de las unidades de energía térmica que ya se han descrito en otros capítulos, y el hecho asociado de que la implantación normativa del Sistema Internacional conduce a presentar nuestros cálculos en julios/s (o joules/s como también se puede decir). Podremos utilizar otras medidas tradicionales (como las Kcal/h o los BTUH o las T.R.) si nuestras fuentes de información así lo muestran, pero los resultados deben expresarse en julios/s. Cuidado especial se requiere para no conjugar las fórmulas con incongruencia dimensional. Existen una gran variedad de condiciones y de modelos para los cálculos de la potencia frigorífica, pero todos ellos, y en lo especial en los que se refiere a la industria alimentaria, se reducen a los siguientes rubros de cálculo :

- Los destinados a modificar las condiciones térmicas del producto objeto (y sus integrantes colaterales incidentales y tales como empaques, envases ...) desde unas dadas como iniciales a otras referidas como finales.
- Los destinados a sostener las condiciones técnicas térmicas del producto durante su almacenamiento cuando dicho producto, por tener una actividad térmica dada y propia del mismo, genera calor de por sí .
- Los que compensan las energías que utiliza el sistema por razón de operación del propio sistema y tales como las destinadas a mitigar el calor desarrollado por movimientos de fluidos, iluminación de espacios físicos, trabajos humanos o cualquier otra energía, que, por dichas razones, se disipa en el medio o espacio a enfriar.

- Los que involucran cambio de energía térmica adquirida como pérdidas de operación con el espacio exterior a través de la envolvente de separación con el mismo.

- Los que signifiquen una reserva adicional que corresponda a posibles desviaciones de los datos con los que se opera o tiempos de descanso o servicio previsible para los equipos que generan el efecto frigorífico.

Por otro lado, y consistente con los cálculos de balance de materia y energía, y dado que resulta de gran interés para el conocimiento y selección de equipo adecuado al balance del caso, hemos de prestar atención al hecho de que en gran cantidad de casos el intercambio térmico va acompañado de un intercambio de vapor de agua, cuyas principales fuentes son:

- El agua que en casos de cámaras frías se absorbe en menor o mayor grado del producto, a través del aire ambiente.

- El agua que, extrayéndose también del medio ambiente de la cámara, tiene su origen en la infiltración e intercambio con el exterior.

Dedicaremos diversos incisos para explicar cada uno de estos elementos.

3.1. POTENCIA FRIGORIFICA P/ENFRIAMIENTO DEL PRODUCTO.

En cada caso hay que definir la Masa del producto a enfriar (M_p), su temperatura inicial y final (t_i y t_f) así como la masa de otros materiales incidentes (M_e) y tales como empaques, envases.

También tenemos que fijar, en base a conocimiento tecnológico previo, el método de enfriamiento de tal forma que nos permita determinar el tiempo en que sucede el enfriamiento del producto medido en unidades de tiempo afines al sistema de medida que estemos usando (T).

Tabla 3.1.1

Contenido de calor de los alimentos a diversas temperaturas en Kcal/Kg.
(multiplicar por el factor 4186 para convertirlos a julios/kg)
(temperaturas en °C).

T.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
-20	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0				
-18	1.2	1.1	1.1	1.2	1.2	1.3	1.1	1.6	1.9				
-15	3.2	3.1	3.0	3.4	3.4	3.5	2.7	4.1	5.1				
-12	5.8	5.3	5.2	5.9	5.8	6.1	4.4	7.1	8.8				
-10	7.9	7.2	7.1	8.0	7.8	8.3	5.8	9.4	11.8	0.0	0.0	0.0	0.0
-8	10.3	9.4	9.2	10.4	10.1	10.9	7.4	12.2	15.5	3.0	1.6	2.5	0.4
-5	15.0	13.7	13.3	15.3	14.7	16.0	10.7	19.8	25.8	9.0	3.8	7.8	1.3
-3	21.0	19.0	18.4	21.3	20.4	22.4	15.1	33.2	43.1	13.7	5.8	11.9	2.7
-1	48.8	44.4	42.9	50.7	47.7	53.7	33.9	64.0	58.2	37.4	15.0	33.3	4.0
0	62.4	55.5	53.5	63.5	59.5	67.3	63.1	64.9	59.0	69.4	17.2	58.7	4.7
1	63.2	56.3	54.3	64.4	60.4	68.2	63.9	65.8	59.9	70.3	18.8	59.5	5.3
3	64.9	57.8	55.8	66.1	62.0	69.6	65.5	67.6	61.6	72.3	19.4	61.2	6.7
5	66.6	59.3	57.3	67.7	63.6	71.7	67.2	69.4	63.3	74.1	20.9	62.9	8.0
8	68.2	60.9	58.8	69.4	65.2	73.4	68.8	71.2	65.0	76.0	22.5	64.6	9.4
10	70.7	63.2	61.1	71.9	67.7	76.0	71.3	73.9	67.5	78.9	25.2	67.1	11.4
12	72.4	64.7	62.5	73.6	69.3	77.8	72.9	75.7	69.2	80.8	27.0	68.8	12.7
15	74.9	67.0	64.8	76.1	71.8	80.4	75.4	78.4	71.8	83.6	30.1	71.3	14.7
18	76.6	68.6	66.3	77.8	73.4	82.1	77.0	80.2	73.5	85.5	32.2	73.0	16.0
20	73.9	70.9	68.5	80.3	75.8	84.8	79.5	82.9	76.0	86.0	36.0	75.5	18.1
25	83.3	74.7	72.3	84.5	79.9	89.1	83.6	87.4	80.3	93.1		79.8	21.4
30	87.4	78.6	76.1	88.6	83.0	93.3	87.6	91.3	83.5	97.9		84.0	24.8

Utilice la columna # :	1:	Carnes magras
	2:	Carnes medias
	3:	Carnes grasas
	4:	Pescado magro
	5:	Pescado graso
	6:	Filete de pescado
	7:	Huevo batido
	8:	Frutas y vegetales de contenido de agua de 80%
	9:	Frutas con 30% de almibar
	10:	Leche y frutas de 92% de contenido de agua
	11:	Crema, mantequilla y otras grasas
	12:	Requesón, yogurt y similares
	13:	Quesos maduros

Nota: Dada la generalidad de esta tabla se recomienda su uso con criterio. Es natural encontrar diferencias en casos particulares

(Basada en experimentos de Rjutow (1952), Riedel (1957), Lage (1979))

Hemos de conocer las propiedades térmicas del producto y materiales referidos (Tablas de entalpia a diversas temperaturas o calores específicos promedios y calores de cambio de estado en el rango de las temperaturas inicial y final. Como ejemplo de lo anterior damos una tabla de entalpia de diversos productos (Tabla 3.1.1).

Una vez conocido lo anterior, el cálculo de la potencia frigorífica asociada al hecho de enfriar resultará ser la aplicación de alguna de las fórmulas siguientes:

... si conocemos los cambios de entalpia del producto y el embarque

$$P_{311} = (M_p h_p + M_e h_e) / T \quad (3.1)$$

... si conocemos las entalpias del producto y el c.e. del material de empaque

$$P_{311} = (M_p h_p + M_e c_e (t_i - t_f)) / T \quad (3.2)$$

... si conocemos los calores específicos y no hay cambio de estado ...

$$P_{311} = (M_p c_a (t_i - t_f) + M_e c_e (t_i - t_f)) / T \quad (3.3)$$

... si conocemos los calores específicos y hay cambio de estado

$$P_{311} = (M_p (C_a (t_i - t_c) + C_c + C_d (t_c - t_f) + M_e c_e (t_i - t_f)) / T \quad (3.4)$$

Además, si el producto es activo químicamente (respirante, fermentante) debemos añadir un elemento más, el que refleja dicha actividad, es decir :

$$P_{312} = M_p A_p \quad (3.5)$$

En este caso A_p es la actividad térmica del producto a la temperatura de la de entrada menos el 25% de la diferencia a la de salida, medida en grados

centígrados (15C para cálculos promedios)... Utilice la tabla 3.2.1. para su calculo.

3.2. POTENCIA FRIGORIFICA P/ LA ACTIVIDAD TERMICA DEL PRODUCTO DURANTE EL ALMACENAMIENTO

Todos los productos vivos, los fermentantes y, en general todos los que presentan actividad química exotérmica, requieren del equipo de refrigeración una potencia adicional encauzada a compensar tal generación de energía térmica.

Para el cálculo de este inciso se considerará el máximo de producto que, en un momento puede residir (ser almacenado) en el espacio refrigerado (Mt).

Tabla 3.2.1

CALOR DE ACTIVIDAD DE ALGUNOS PRODUCTOS A DIVERSAS TEMPERATURAS (Kcal/ton. día) (Factor para joules/s.kg = 0.0000491)

alimento	°C:	0	5	15	alimento	0	5	15
Brocoli		2100	3200	9400	Manzanas	250	450	1600
Cerezas		490	950	3000	Melones	380	550	2400
Col		4 00	500	1200	Naranjas	250	500	1400
Coliflor		1000	1500	3000	Papas	230	480	1000
Champiñones		1700	6100	16000	Pepinos	470	900	2900
Chícharos		2300	4000	12000	Peras	240	440	3700
Duraznos		350	560	2600	Platanos	1700	3000	12000
Ejotes		1700	3200	12000	Tomates	160	300	1700
Elotes		1800	2600	12500	Jitomate	250	500	1600
Espinacas		1500	3000	11000	Toronjas	150	350	800
Frijol		800	1700	7000	Uvas	170	350	1000
Fresas		1000	1800	5300	Zanahorias	600	1000	1500

(Wright (1958), Pohlman (1950), Cosijn (1956), Lage (1973)) Nota: Pueden presentarse variaciones.

El aplicador del cálculo debe conocer el calor típico generado a causa de la actividad del producto dado. En la tabla 3.2.1 hemos presentado una tabla con datos de cálculo para diversas temperaturas.

En tal base, este inciso de la potencia frigorífica se resume a

$$P_{321} = M_t A_p \quad (3.6)$$

En muchos casos, y en particular para el caso de los productos vegetales respirantes, la producción de calor va asociada a la producción de dióxido de carbono, en proporción de 2.3 Kcal por gramo de CO_2 generado.

Este dióxido de carbono puede llegar a significar, de por sí, un componente indeseable de la atmósfera del sistema. En dicho caso se podrá llegar a requerir una remoción de dicho gas por el uso de un "gas scrubber", o a introducir aire de renovación en el recinto objeto de refrigeración (de 1 a 0.05 veces el volumen de la cámara por hora según el caso). Generalmente esto último se decide conforme sea o no suficiente el intercambio de aire con el exterior a causa de la apertura de puertas, a lo que nos referiremos en el inciso 3.4. Al llegar a tal momento, acometeremos el cálculo conociendo la diferencia de entalpia del aire entre el exterior y el interior y la densidad del mismo en sendos casos.

3.3. POTENCIA FRIGORIFICA REQUERIDA POR LA GENERACION DE CALOR POR TRABAJOS EN O DEL SISTEMA

3.3.1. Cualquier trabajo que se realice sobre un fluido para que este circule produce una cantidad de calor generada por rozamientos.

En el caso de líquidos, si conocemos el flujo del mismo (F_i) medido en unidades de masa por unidad de tiempo, y la caída de presión en el sistema (p) medida en metros, tal generación de calor se puede calcular, en joules/seg:

$$P_{331} = 0.003 F_l p \quad \dots \text{ si conocemos el flujo en Kgs/h} \quad (3.7)$$

ó

$$P_{331} = 525 \text{ HP} \quad \dots \text{ si conocemos los HP de la bomba} \quad (3.8)$$

3.3.2. Cualquier motor que se encuentre en el espacio refrigerado (incluyendo, por supuesto, los motores de los ventiladores de los enfriadores de aire), cede una cantidad de calor a dicho espacio. La potencia requerida para contrarrestar tal efecto es:

$$P_{332} = 1165 \text{ HP}_1 + 932 \text{ HP}_2 \quad \dots \text{ en joules/s} \quad (3.9)$$

En estas fórmulas el sufijo 1 se refiere a la suma de todos los HP de todos los motores de 3/4 HP o menos; el sufijo 2 se refiere a la suma de todos los motores de 1 HP o más.

Tabla 3.3.2

Potencia Nominal De Los Ventiladores En Diversas Aplicaciones (HP)

Seccion Transversal Neta (m ²)	Camaras De Simple Almacen Baja Vel.	Camaras De Simple Almacen Vel.media	Camaras Con Efecto Preenfriante	Tuneles De .6 M/s En Vacío	Tuneles De Lecho Fluidizado
10	2 x 1/6	2 x 1/4	2 x 1/2	2 1/2	15
15	2 x 1/4	2 x 1/4	2 x 3/4	3	25
20	2 x 1/4	2 x 1/3	2 x 1	5	40
30	2 x 1/3	3 x 1/3	3 x 3/4	7.5	60
40	3 x 1/3	4 x 1/3	3 x 1	10.0	---
50	4 x 1/3	4 x 1/2	4 x 1	---	---
60	4 x 1/2	4 x 3/4	3 x 1 1/2		
75	4 x 3/4	4 x 1	4 x 1 1/2		
100	4 x 1	4 x 1 1/2	4 x 2		
150	6 x 1	6 x 1 1/2	4 x 3		

(J.C.Lage 1982)

Para ayudar a calcular los ventiladores requeridos en cámaras y túneles nos podemos ayudar de tablas. Dichas tablas son indicativas, y, una vez seleccionado el equipo por primera vez, deberemos hacer una retrocorrección hasta estabilizar este punto. La selección se hace en función de la sección efectiva de soplado que calculamos como el 75% de la sección de la cámara en el sentido de circulación del aire. El proyectista debe tener experiencia en cuanto a saber la velocidad relativa del aire tanto en vacío como en cámara llena, y el tipo de aplicación adecuada al caso. Una tabla que proponemos, entendidas las limitaciones citadas es la siguiente:

3.3.3. Los espacios refrigerados suelen estar iluminados durante un porcentaje de tiempo (R) cada hora. La potencia frigorífica necesaria para compensar el calor generado por iluminación es:

$$P_{333} = F_{333} S_p R \quad (3.10)$$

En esta fórmula, F₃₃₃ depende del grado de iluminación, las recomendaciones son:

	Joules/s.m ² nivel de iluminación	
	8	bajo
F ₃₃₃ =	12	normal
	20	alto

3.3.4. En cámaras frigoríficas suelen trabajar n obreros durante un porcentaje de tiempo R por hora. También para esto se requiere disposición de capacidad frigorífica. La fórmula que la dimensiona es :

$$P_{334} = P (450 n_1 + 850 n_2 + 1850 n_3) \quad (3.11)$$

en donde: n₁ = número de trabajadores

n₂ = número de motoestibadores hombre a pie

n_3 = número de motoestibadores hombre sentado,

la fórmula (3.11) es válida para el cálculo en Joules/seg.

3.4. INTERCAMBIOS DE CALOR CON EL EXTERIOR

Dos grandes rubros son de consideración en este caso, las ganancias de calor por paredes, techos y pisos, y el intercambio de aire con el exterior por apertura de puertas. (esto último para el caso de cámaras frías; el caso de aire acondicionado requiere de otras premisas.)

Tabla 3.4.1

FLUJO PROMEDIO DE CALOR ENTRE AMBAS CARAS DEL AISLAMIENTO DADA LA DIFERENCIA DE TEMPERATURAS Y EXPRESADO EN jul/s m^2 Y UTILIZANDO POLIESTIRENO EXPANDIDO CON DENSIDAD DE 16 kg/m^3

espesor cm	K j/s.m. ^{°K}	25°	30°	35°	40°	45°	50°	60°	70°	80°	90°
5	0.70	17.5	21.0								
7	0.50	12.5	15.0	17.5							
8	0.44	11.0	13.2	15.4	17.6						
10	0.35	8.75	10.5	12.2	14.0	15.6	17.5				
12	0.30	7.50	9.00	10.5	12.0	13.5	15.0	18.0			
14	0.26	6.43	7.72	9.10	10.4	11.7	13.0	15.6	18.2		
16	0.22	5.50	6.60	7.70	8.80	9.90	11.0	13.2	15.4	17.6	
18	0.20	5.00	6.00	7.00	8.00	9.00	10.0	12.0	14.0	16.0	18.0
20	0.17		5.25	6.13	7.00	7.90	8.75	10.5	12.2	14.0	15.8
22	0.16			5.60	6.40	7.20	8.00	9.60	11.2	12.8	14.4
24	0.14				5.80	6.52	7.25	8.70	10.2	11.6	13.1

Notas:

- Usando poliuretano expandido in situ con densidad de 30 Kg/m^3 , el espesor de aislamiento es 1.79 veces menor para el mismo efecto térmico.
- La diferencia de temperatura debe considerarse corregida por insolación cuando corresponda. En el caso promedio de Mexico, esto significa:

Techos claros, planos: $+11^\circ\text{C}$ Muros asoleados : $+6^\circ\text{C}$ Pisos : $- 10^\circ\text{C}$.

(J.C.Lage '89)

3.4.1. El primer inciso se calcula considerando un flujo específico de calor a través de la envolvente. Dicho flujo se calcula por medio de una tabla que relaciona los espesores de aislante y las condiciones de diferencial térmico efectivo. Nosotros podemos fijar de antemano, o calcular para un caso dado, dicho valor. Existe, desde luego, forma de calcular un espesor económico óptimo., como presentamos en el anexo, pero también es válido, como proceso de cálculo, para los casos generales, aceptar un flujo específico de calor máximo (tal como, por ejemplo, 12 joules/s. m²) y utilizar la siguiente tabla para calcular el espesor mínimo de aislamiento que reduce a dichos valores (a los más próximos) el flujo de calor por m² y unidad de tiempo.

La potencia frigorífica será:

$$P_{341} = F_{341} St \quad (3.12)$$

En los casos citados como generales, en el criterio centrado en el párrafo anterior, F₃₄₁ será, precisamente el valor de 12 joules/s.m. En otros casos será el valor promedio ponderado de los flujos específicos de calor a través de las paredes, muros y techos, o el que corresponda al caso de optimización.

Conforme a lo anterior se presenta la siguiente tabla:

3.4.2. En cuanto a las aperturas de puertas, es evidente que el cálculo es difícil y necesariamente empírico. En combinación con experimentos propios y los trabajos de otros compañeros (Wilson 1960, Romijn 1963,...) planteamos el siguiente modelo:

$$P_{342} = n F_a F_b \delta_a \Delta h_a \sqrt{V} \quad (3.13)$$

en donde: n = número de veces que se abre la puerta por hora

F_a = factor geométrico de la puerta : 1.00 p/puertas 2.4x1.2m

1.50 2.4x2.4m

F_b = factor de modo de utilización : 2 a 5 según el cuidado

3.4.3. Cuando se requiere cambiar o renovar el aire para evitar la concentración excesiva de dióxido de carbono se calcula que, en promedio se necesita una cantidad de aire equivalente a: 0.03 m³ / h . kcal producida por Kg y por hora.

La cantidad total de aire a renovar es:

$$L_n = 0.03 A_p M_t \quad (3.14)$$

La normalmente infiltrada, promedio:

$$L_x = 0.6 n F_a F_b \sqrt{V} \quad (3.15)$$

... si $L_x < L_n$... la cantidad de aire a introducir a la cámara es:

$$L_v = 0.03 A_p M_t - 0.6 n F_a F_b \sqrt{V} \quad (3.16)$$

Lo anterior implica una potencia térmica de:

$$P_{243} = L_v (\delta_a \Delta h_a + 2.9) \quad (3.17)$$

(2.9 es el factor que compensa la generación de calor del motor eléctrico del ventilador que inyecta el aire de renovación y se usa solo cuando existe tal renovación forzada.)

3.5. POTENCIA FRIGORIFICA AGREGADA.MARGENES DE SEGURIDAD CONVENCIONALES . APLICACION DE CRITERIOS PARA MAXIMOS Y MINIMOS

Al decidir el dimensionamiento final para la potencia total del equipo de refrigeración se han de considerar algunos **márgenes de seguridad y respeto de tiempos de paro y servicio**. Parte a parte podemos recomendar los siguientes factores :-

SUBINCISO	POR POSIBLES DESVIACIONES DE LOS DATOS ORIGINALES.	PARA PERMITIR PAROS DE SERVICIO Y RESPETO	TOTAL
P ₃₁₁ Enfriamiento	5 %	10 %	15 %
P ₃₁₂ Act.dur.enf.	5 %	10 %	15 %
P ₃₂₁ Act.dur.alm.	10 %	15 %	25 %
P ₃₃₁ Bombeo	5 %	0 %	5 %
P ₃₃₂ Motores	5 %	10 %	15 %
P ₃₃₃ Iluminación	10 %	10 %	20 %
P ₃₃₄ Trabajos	10 %	10 %	20 %
P ₃₄₁ Ganancias PTP	3 %	20 %	23 %
P ₃₄₂ Infiltración	10 %	20 %	30 %
P ₃₄₃ Renovación	3 %	15 %	18 %

Por otro lado, también puede ser interesante calcular la carga térmica que corresponde al **mínimo operativo** de la potencia frigorífica en dicha aplicación. Esta se puede calcular así:

SUBINCISO		PORCENTAJE DE INCIDENCIA MINIMA DE LA POTENCIA FRIGORIFICA	
P ₃₁₁	Enfriamiento	0 %	
P ₃₁₂	Act.dur.enf.	0 %	
P ₃₂₁	Act.dur.alm.	20 %	
P ₃₃₁	Bombeo	100 %	
P ₃₃₂	Motores	50 %	
P ₃₃₃	Iluminación	30 %	
P ₃₃₄	Trabajos	30 %	
P ₃₄₁	Ganancias PTP	20 % a 40 %	según lugar
P ₃₄₂	Infiltración	0 %	
P ₃₄₃	Renovación	60 %	

3.6 CALCULO AGREGADO DE LA POTENCIA FRIGORIFICA

Basado en lo anterior, es posible presentar diversos diseños de formato para hojas sumarias de los cálculos de la potencia frigorífica, que conocemos como

Calculo Agregado De La Potencia Frigorifica

Podemos presentar uno de dichos formatos para el resumen de dicho cálculo, como sigue:

CALCULO DE POTENCIA FRIGORIFICA

PARA : EN :
 COD. : POR :
 DESC.:

SUBINCISO	DESARROLLO	FACTOR MAX.	CALCULO MAX.	FACTOR MIN.	CALCULO MIN.
P311	Enfriamiento	1.15		0	
P312	Act.dur.enf.	1.15		0	
P321	Act.dur.alm.	1.25		0.20	
P331	Bombeo	1.05		1.00	
P332	Motores	1.15		0.50	
P333	Iluminación	1.20		0.30	
P334	Trabajos	1.20		0.30	
P341	Ganancias PTP	1.23		0.40	
P342	Infiltración	1.30		0.	
P343	Renovación	1.18		0.60	
TOTALES :					

CALCULOS HECHOS EN : EL DIA: POR:

3.7. EL BALANCE HIGROMETRICO EN LOS ALMACENES REFRIGERADOS

Dado que no es posible, o no práctico, sostener de por si condiciones que eviten la deshidratación de los productos almacenados en una bodega refrigerada, mientras el producto no se encontrara empacado en forma totalmente impermeable, se debe fijar cual es el máximo porcentaje de deshidratación que vamos a permitir por mes (considerando la duración de almacenamiento que queremos lograr y el máximo de deshidratación total que permitiremos y que, generalmente, no será mayor del 3 % total).

Denominaremos D a ese porcentaje de deshidratación mensual. La cantidad de agua que en forma promedio horaria se toma del producto es:

$$W_1 = Mt D / 720 \quad (3.21)$$

Por otro lado, el aire infiltrado y, eventualmente el renovado, aportan otra cierta cantidad de agua:

$$W_2 = (L_n + L_x) \delta_a \Delta W_a \quad (3.22)$$

El total de agua aportada máxima por hora es :

$$W_t = W_1 + W_2 \quad (3.23)$$

La mínima es, en promedio :

$$W_m = 0.3 W_1 + 0.7 W_2 \quad (3.24)$$

Lo anterior nos permite calcular las llamadas pendientes psicrométricas

$$\Phi = \text{Potencia frigorífica} / \text{Cambio de humedad} \quad (3.25)$$

Si utilizamos un diagrama psicrométrico y trazamos la línea con pendiente psicrométrica que pase por el punto de diseño, encontraremos que esta, normalmente, cortará a la línea de saturación en un punto cuya temperatura significa el punto de rocío de la superficie del aparato enfriador tal como se requiere para sostener las condiciones de diseño. Si la diferencia entre este punto y el deseado para el aire promedio en la cámara, para el caso de máxima potencia y mínima humidificación, resultara menor de 4.5C tendríamos que instalar un intercambiador (evaporador) demasiado grande; ello suele implicar la conveniencia de aumentar la cantidad de humedad suministrada al ambiente por un sistema humidificador conveniente. La razón es que dicha diferencia de temperatura es el diferencial térmico para el diseño del evaporador (la temperatura de evaporación será entre 0.5 y 2.0 C por abajo dependiendo de la menor o mayor acumulación de escarcha sobre la superficie del evaporador).

Observando las cuatro pendientes posibles extremas:

Φ_1 = potencia máxima / humidificación mínima

Φ_2 = potencia máxima / humidificación máxima

Φ_3 = potencia mínima / humidificación máxima

Φ_4 = potencia mínima / humidificación mínima

obtendremos un buen panorama para el sistema de control de parámetros de operación del almacén refrigerado.

CAPITULO 4

REFRIGERACION POR COMPRESION MECANICA DE VAPORES

PEDRO QUINTO DIEZ

**SECCION DE ESTUDIOS DE POSGRADO E INVESTIGACION
ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA**

INSTITUTO POLITECNICO NACIONAL

NOMENCLATURA

- c : calor específico (KJ/Kg °C)
e.r. : efecto refrigerante (KJ/Kg)
h : entalpía (KJ/Kg)
m : gasto másico (Kg/s)
q : cantidad de calor por unidad de masa (KJ/Kg)
Q : flujo térmico (KW)
t : temperatura (°C)
|P| : potencia (KW)
P : presión (bar)
|w| : trabajo específico (KJ/Kg)
COP : coeficiente de operación
V : gasto volumétrico (m³/s)
v : volumen específico (m³/Kg)
ε : relación de volúmenes

REFRIGERACION POR COMPRESION MECANICA DE VAPORES

CONTENIDO

NOMENCLATURA

4.0 INTRODUCCION.	4.4
4.1 PROPIEDADES DE LOS CAMBIOS DE FASE LIQUIDO-VAPOR.	4.4
4.2 CICLO Y SISTEMA DE REFRIGERACION	4.6
4.3 CICLO TEORICO DE REFRIGERACION.	4.8
4.4 BALANCE TERMICO DEL CICLO DE REFRIGERACION.	4.12
4.5 COEFICIENTE DE OPERACION.	4.12
4.6 REPRESENTACION DEL CICLO DE REFRIGERACION EN EL DIAGRAMA PRESION-ENTALPIA (MOLLIER).	4.13
4.7 EFECTOS DE LA VARIACION DE LA PRESION DE EVAPORACION Y DE CONDENSACION SOBRE EL COMPORTAMIENTO DEL CICLO TEORICO DE REFRIGERACION.	4.15
4.8 VARIANTES DEL CICLO TEORICO	4.15
4.8.1 CICLO DE REFRIGERACION POR COMPRESION EN DOS ETAPAS.	4.16
4.8.2 REFRIGERACION EN CASCADA.	4.16
4.9 CICLO REAL DE REFRIGERACION.	4.17
4.10 CICLO DE REFRIGERACION CON SUBENFRIAMIENTO Y SOBRECALENTAMIENTO.	4.19
4.11 PERDIDAS DE PRESION.	4.21
4.12 EJEMPLOS DE CALCULO	4.24
4.13 APENDICES	4.35
4.14 BIBLIOGRAFIA	4.38

REFRIGERACION POR COMPRESION MECANICA DE VAPORES

4.0 INTRODUCCION.

Entre los diversos métodos que se emplean para hacer refrigeración, el más utilizado en la actualidad es el de compresión mecánica de vapores. Las principales características de este método de refrigeración son las siguientes:

- 1.- La energía que requiere el sistema se suministra en forma de trabajo mecánico.
- 2.- La sustancia de trabajo (refrigerante), sufre cambios de fase líquido-vapor, y viceversa, durante el ciclo de refrigeración.

Antes de describir el ciclo de refrigeración por compresión mecánica de vapores, se hace un breve recordatorio sobre las propiedades de los cambios de fase líquido-vapor de las sustancias, que se aplican a los refrigerantes.

4.1 PROPIEDADES DE LOS CAMBIOS DE FASE LIQUIDO-VAPORES.

En la refrigeración por compresión mecánica de vapores se aprovechan las propiedades que presentan algunos fluidos de evaporarse a bajas temperaturas cuando se encuentran a presiones superiores a la presión atmosférica. Desde luego que son muchos los fluidos que cumplen con estas características: entre estos se pueden citar el amoníaco (NH_3), y los hidrocarburos halogenados, que son usados como refrigerantes.

A continuación se describe, de manera general, el cambio de fase en un proceso a presión constante. Se considera que se tiene una sustancia en fase líquida a P_1 y temperatura t_1 (figura 4.1.a); al suministrarle calor manteniendo constante su presión, aumenta su temperatura hasta un valor característico en el que comienza su cambio de fase; a ese valor de temperatura se le conoce como temperatura de saturación, t_s , que es un valor único para la presión P_1 (figura 4.1.b).

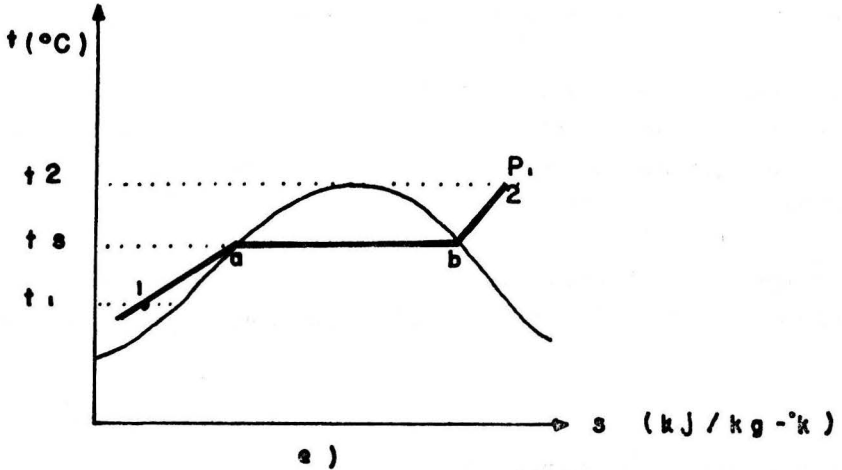
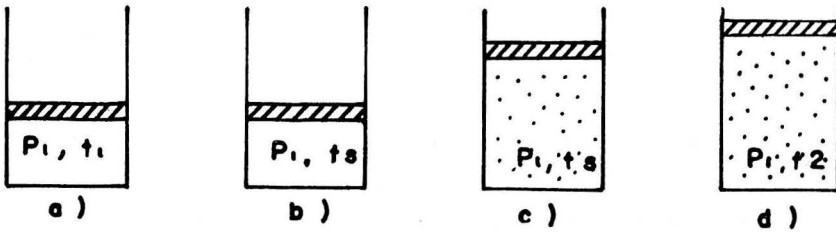


Fig. 4.1 Representación del cambio de fase líquido a vapor en un proceso a presión constante

Al continuar suministrando calor, se observa que la temperatura t_s permanece constante hasta que toda la sustancia ha cambiado a vapor (figura 4.1.c). A partir de esa condición, cualquier suministro de calor produce un aumento de temperatura hasta alcanzar el valor t_2 (figura 4.1.d).

En el diagrama $t-s$ (figura 4.1.e) se muestran los diferentes puntos característicos del cambio de fase descrito. El punto (1) se encuentra en la región de líquido comprimido; el punto (a) corresponde a las condiciones de líquido saturado; el punto (b) al de vapor saturado y el punto 2 se encuentra

en la región de vapor sobrecalentado. Las cantidades de calor que se requieren para lograr los cambios de estado de 1 a (a) y de (b) a 2 se conocen como calor sensible. El calor para lograr el cambio de fase de (a) a (b) se conoce como calor latente.

El cambio de fase de vapor a líquido en un proceso a presión constante se da en sentido inverso al descrito anteriormente.

El cambio de fase de líquido a vapor se conoce como proceso de vaporización y el de vapor a líquido, recibe el nombre de proceso de condensación.

Los valores de saturación son característicos de cada sustancia. A manera de ejemplo se comparan los valores de presión a los que ocurre el cambio de fase a 30°C para el agua, para el amoníaco y para el R-12, que son 0.04 bar, 12 bar y 7.5 bar, respectivamente.

La refrigeración por compresión mecánica de vapores, aprovecha el hecho de que durante el cambio fase del refrigerante , la temperatura permanece constante.

4.2 CICLO Y SISTEMA DE REFRIGERACION.

El ciclo de refrigeración por compresión mecánica de vapores, se compone de 4 procesos fundamentales que son:

- 1.- Evaporación.
- 2.- Compresión.
- 3.- Condensación.
- 4.- Estrangulación.

La representación de este ciclo en los ejes t-s se muestra en la figura 4.2.

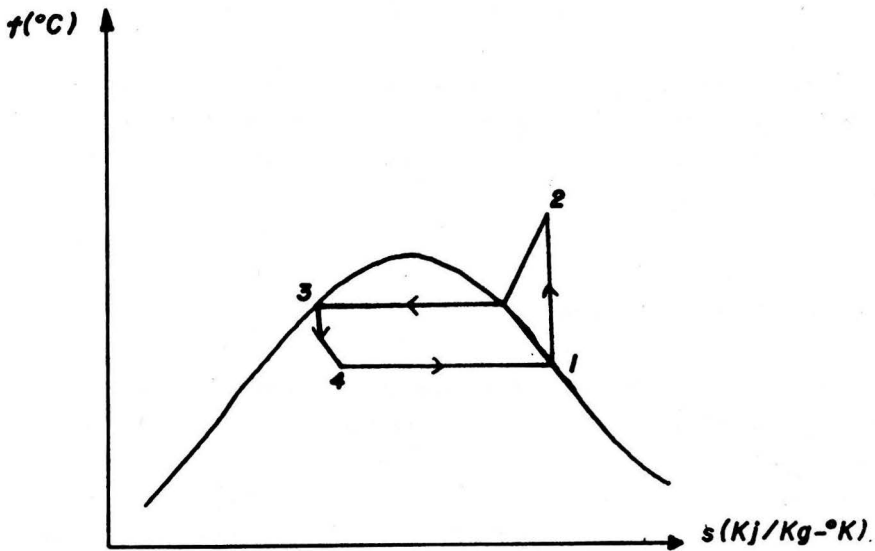


Fig. 4.2 Representación del ciclo teórico refrigeración en los ejes t-s

Para que ocurran los proceso anteriores, se necesita contar con un sistema de refrigeración que contenga los siguientes equipos:

- Evaporador,
- Compresor,
- Condensador,
- Recipiente de almacenamiento de líquido
- Dispositivo de control del fluido refrigerante (válvula o tubo capilar).

Además, se requiere de tuberías que interconecten los diferentes equipos:

- Línea de succión (conecta el evaporador al compresor).
- Línea de descarga (conecta el compresor al condensador).
- Línea de líquido (conecta el recipiente de almacenamiento de líquido con el dispositivo de control).

En la figura 4.3 se representa el diagrama que corresponde al sistema de refrigeración por compresión mecánica de vapores.

Para hacer operativo el sistema de refrigeración se necesita disponer de una sustancia de trabajo que sea la que transporte el flujo térmico de baja temperatura a alta temperatura. Esa sustancia recibe el nombre de: REFRIGERANTE, (capítulo 1).

4.3 CICLO TEORICO DE REFRIGERACION.

En el ciclo teórico de refrigeración por compresión mecánica de vapores no se consideran las caídas de presión en los equipos ni en las tuberías. La descripción del ciclo, se presenta en la figura 4.2.

El refrigerante entra al evaporador en las condiciones 4, como vapor húmedo de baja calidad, y a una presión tal que su temperatura de saturación sea inferior a la temperatura de la sustancia que se quiere enfriar. Así se establece un flujo térmico hacia el refrigerante, que se evapora a baja temperatura. Durante el proceso de evaporación, la temperatura del refrigerante permanece constante y sale del evaporador como vapor saturado de baja temperatura (punto 1).

En el punto 1 el refrigerante entra como vapor saturado al compresor, en donde se le suministra trabajo mecánico y sale como vapor sobrecalentado a alta presión y a alta temperatura (punto 2).

Al salir del compresor, el refrigerante entra al condensador (punto 2) y debido a que su temperatura de saturación es superior a la del medio de condensación (agua o aire), se establece un flujo térmico, del refrigerante hacia el medio de condensación. El refrigerante se condensa y sale como líquido saturado a alta presión y a alta temperatura (punto 3).

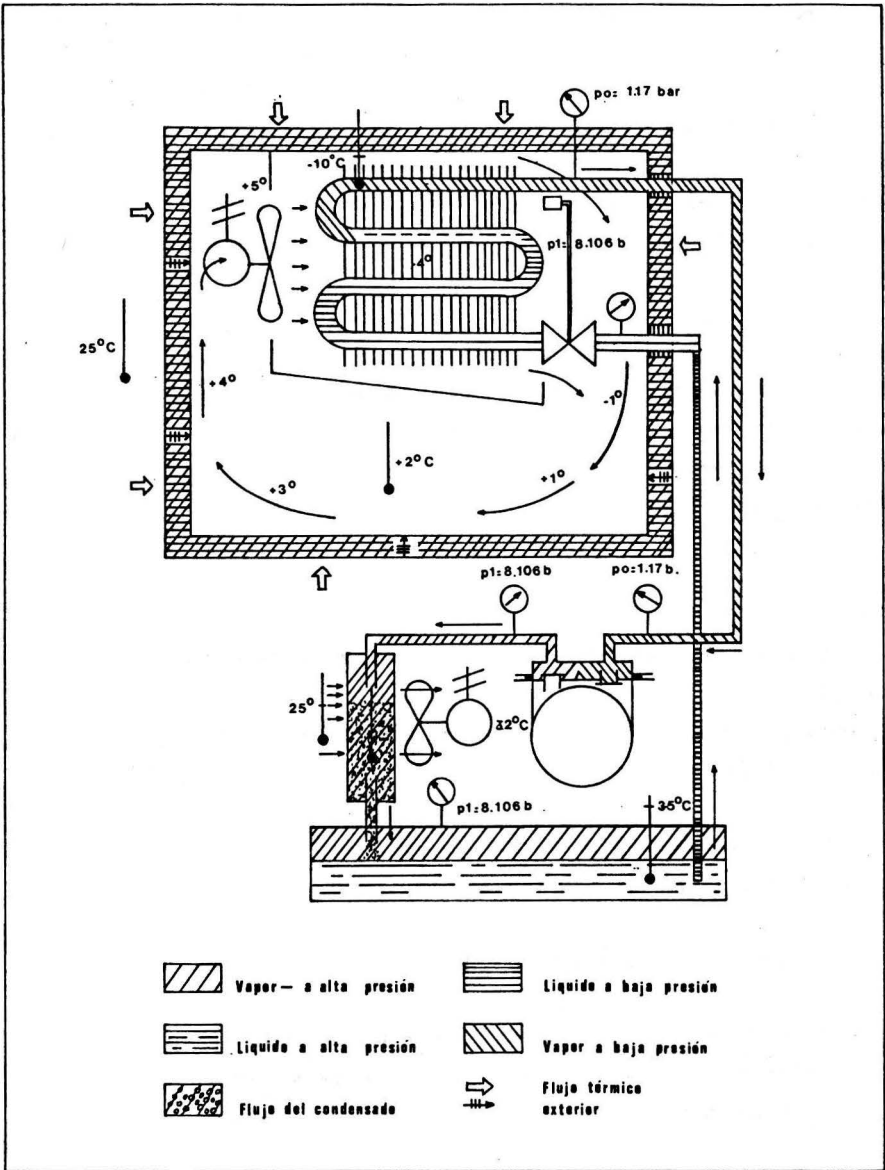


Fig. 4.3 Sistema de refrigeración por compresión mecánica de vapor

Cuando el sistema de refrigeración cuenta con un recipiente de almacenamiento, el refrigerante en fase líquida se acumula antes de pasar por el dispositivo de control que tiene por función disminuir su presión para llevarlo a las condiciones de inicio del ciclo (punto 4).

El análisis térmico del ciclo se logra conociendo los valores de entalpías del refrigerante en cada uno de los puntos del ciclo. El análisis correspondiente es el siguiente:

1 → 2 Proceso de evaporación (isobárico).

El refrigerante pasa de la fase vapor húmedo, a la de vapor saturado, por medio de un proceso isobárico.

El calor que se suministra al refrigerante por unidad de masa es:

$$q_o = h_1 - h_4 \quad [\text{kJ/kg}] \quad (4.1)$$

siendo:

h_4 : entalpía del vapor húmedo a la entrada del evaporador [kJ/kg].

h_1 : entalpía del vapor saturado a la salida del evaporador y a la entrada del compresor [kJ/kg].

El flujo térmico que se suministra al gasto másico de refrigerante, m , que circula por el evaporador es:

$$Q_o = m (h_1 - h_4) = m q_o \quad [\text{kW}] \quad (4.2)$$

A la diferencia de entalpía ($h_1 - h_4$) se le conoce como efecto refrigerante, (e.r.), por lo que q_o y Q_o se pueden expresar también por:

$$q_o = \text{e.r.} \quad (4.3)$$

$$Q_o = m (\text{e.r.}) \quad (4.4)$$

2 → 3 Proceso de compresión (isoentrópico).

El refrigerante pasa de vapor saturado a baja presión y baja temperatura, a vapor sobrecalentado a alta presión y alta temperatura, por medio de un proceso isoentrópico.

El trabajo que se suministra al refrigerante por unidad de masa es:

$$|w| = h_2 - h_1 \quad [\text{kJ/kg.}] \quad (4.5)$$

siendo:

h_2 : entalpia de vapor sobrecalentado a la salida del compresor y a la entrada del condensador [kJ/kg.].

La potencia que se suministra al gasto másico de refrigerante, m , que circula por el compresor es:

$$|P| = m (h_2 - h_1) = m |w| \quad [\text{kW}] \quad (4.6)$$

3 → 4 Proceso de condensación (isobárico).

El refrigerante pasa de vapor sobrecalentado a líquido saturado, por medio de un proceso isobárico..

El calor que cede el refrigerante por unidad de masa es:

$$|q| = h_2 - h_3 \quad [\text{kJ/kg}] \quad (4.7)$$

siendo:

h_3 : entalpia de líquido saturado a la salida del condensador y a la entrada del dispositivo de control . [kJ/kg]

El flujo térmico total que suministra el gasto de refrigerante, m , que circula por el condensador, hacia el medio de condensación, es:

$$|Q| = m (h_2 - h_3) = m |q| \quad [\text{kW}] \quad (4.8)$$

4 → 1 Proceso de expansión (isoentálpico).

El refrigerante disminuye de presión al pasar por el dispositivo de control, y pasa de líquido saturado de alta presión y alta temperatura, a vapor húmedo de baja presión y baja temperatura. Para este caso:

$$h_3 = h_4 \quad (4.9)$$

4.4 BALANCE TERMICO DEL CICLO DE REFRIGERACION.

En el sistema de refrigeración se suministra calor (o flujo térmico) y trabajo mecánico (o potencia) al refrigerante en el evaporador y el compresor respectivamente, y éste cede calor (o flujo térmico) en el condensador, de acuerdo a como se muestra en figura 4.4.

El balance térmico correspondiente se expresa por:

$$q_o + |w| = |q| \quad (4.10)$$

o por:

$$Q_o + |P| = m q_o + m |w| = m (q_o + |w|) = m |q| = |Q| \quad (4.11)$$

4.5 COEFICIENTE DE OPERACION (COP).

Como se ha mencionado en capítulos precedentes, el coeficiente de operación, COP, es la relación entre el calor (o flujo térmico) suministrado al refrigerante en el evaporador y el trabajo (o potencia) suministrado en el compresor.

$$COP = q_o / |w| = Q_o / |P| \quad (4.12)$$

$$COP = (h_1 - h_4) / (h_2 - h_1) = (h_1 - h_3) / (h_2 - h_1) \quad (4.13)$$

Este coeficiente es adimensional e indica las unidades de refrigeración que se obtienen por unidad de potencia suministrada; en el caso de la refrigeración por compresión mecánica de vapores, $COP > 1$.

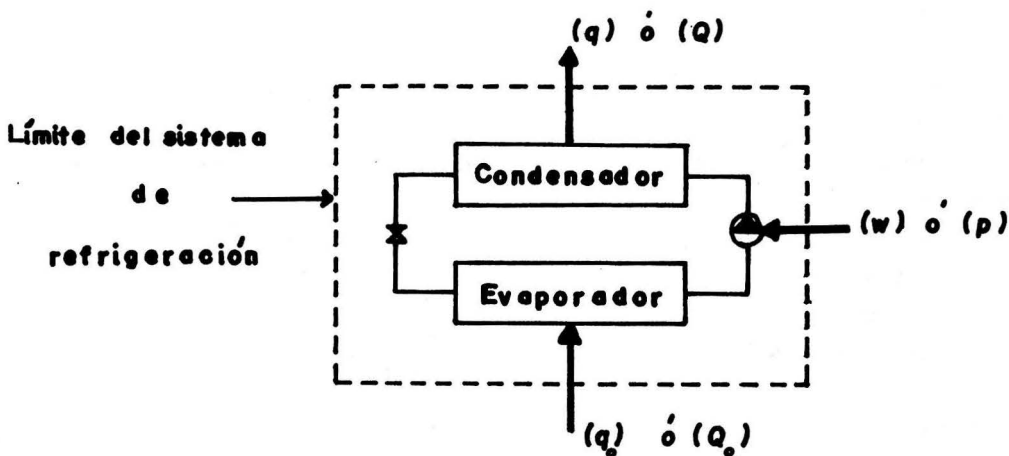


Fig. 4.4 Balance térmico del sistema de refrigeración

4.6 REPRESENTACION DEL CICLO DE REFRIGERACION EN EL DIAGRAMA DE PRESION-ENTALPIA (p-h) (MOLLIER).

El diagrama presión-entalpía (p-h), también conocido como diagrama de Mollier, cuya representación típica de la curva de saturación del refrigerante se muestra en la figura 4.5, es el más empleado en refrigeración. Este diagrama se divide en tres partes: a la izquierda de la línea de líquido saturado se encuentra la zona de líquido subenfriado, a la derecha de la línea de vapor saturado se localiza la zona de vapor sobrecalentado y debajo de la curva de saturación se sitúa la zona de vapor húmedo (mezcla líquido + vapor).

El ciclo teórico de refrigeración queda representado en el diagrama de Mollier, como se muestra en la figura 4.5. Este tipo de representación es muy atractiva porque se distinguen claramente dos niveles de presión: el de evaporación y el de condensación, por lo que el ciclo se divide en dos zonas: una de baja presión (presión de evaporación) y otra de alta presión (presión de condensación).

Los elementos del sistema de refrigeración que forman parte del lado de baja presión son:

- . salida del dispositivo de control (válvula de expansión o tubo capilar).
- . evaporador.
- . línea de succión.
- . succión del compresor.

Los elementos del sistema de refrigeración que forman parte del lado de alta presión son:

- . descarga del compresor.
- . línea de descarga.
- . condensador
- . recipiente de almacenamiento de líquido.
- . línea de líquido.
- . entrada al dispositivo de control.

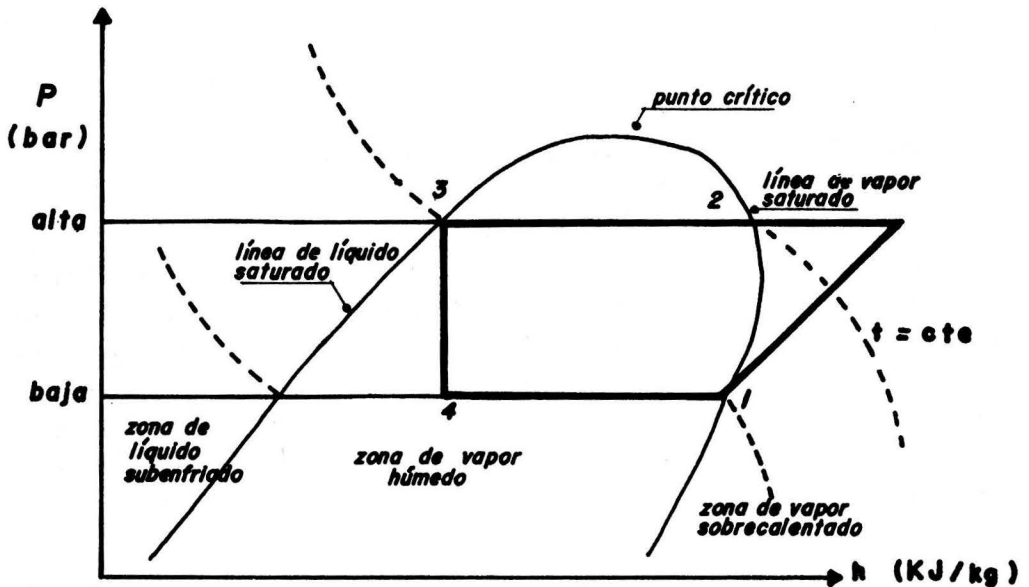


Fig. 4.5 Representación del ciclo teórico de refrigeración en el diagrama de Mollier

4.7 EFECTOS DE LA VARIACION DE LA PRESION DE EVAPORACION Y DE CONDENSACION SOBRE EL COMPORTAMIENTO DEL CICLO TEORICO DE REFRIGERACION.

De la figura 4.6 se observa que cuando disminuye la presión de evaporación (con respecto a un ciclo normal), sin que cambie la presión de condensación, el efecto refrigerante (e.r.) disminuye y el trabajo específico ($|w|$) aumenta; así que para la misma carga de refrigeración, se requiere de un mayor gasto de refrigerante (m) y de mayor potencia ($|P|$). Esta situación queda representada por el ciclo (1',2',3,4'). En cambio, cuando la presión de evaporación aumenta, el efecto refrigerante (e.r.) aumenta y el trabajo específico ($|w|$) disminuye, lo que trae como consecuencia que para la misma carga de refrigeración el gasto de refrigerante (m) disminuya así como la potencia ($|P|$). El ciclo correspondiente es de 1'', 2'', 3'', 4''.

Cuando aumenta la presión de condensación, manteniendo constante la presión de evaporación, el efecto refrigerante (e.r.) disminuye y el trabajo específico ($|w|$) aumenta; por lo que para la misma carga de refrigeración se necesita mayor gasto de refrigerante (m) y mayor potencia ($|P|$) (figura 4.6). El ciclo correspondiente es 1, 2'', 3'', 4''.

4.8 VARIANTES DEL CICLO TEORICO

Considerando únicamente el uso de compresores recíprocos, el gasto másico (m) que pueden manejar se ve afectado por el tipo de construcción y por las condiciones del refrigerante en la succión y en la descarga del compresor.

El gasto másico de refrigerante manejado por un compresor recíproco se expresa por:

$$m = \frac{V}{v_2} \left(1 - \frac{v_2/v_3}{\epsilon} \right) \quad (4.14)$$

siendo:

V: gasto volumétrico teórico del compresor (sin considerar volumen muerto)
[m³/s].

v_2 : volúmen específico del refrigerante en la succión del compresor [kg/m^3]

v_3 : volúmen específico del refrigerante en la descarga del compresor [kg/m^3].

$$\varepsilon = \frac{V_t}{V_m}$$

V_t : volumen total del compresor sin volumen muerto.

V_m : volumen muerto del compresor.

De la ecuación (4.14) se observa que se puede llegar al caso límite en el que la relación V_2/V_3 sea igual a ε , y el compresor proporcione gasto nulo. Por lo tanto, el gasto que puede proporcionar el compresor depende de la relación V_2/V_3 .

A partir de las consideraciones anteriores, bajo ciertas condiciones de trabajo, se recomienda introducir variaciones al ciclo teórico de refrigeración, como se indica a continuación.

4.8.1 CICLO DE REFRIGERACION POR COMPRESION EN DOS ETAPAS.

Cuando la relación V_2/V_3 puede anular el gasto másico, se recomienda hacer la compresión en dos etapas. Así se evitan las temperaturas de descarga excesivamente altas y también se logra un mayor rendimiento volumétrico de los compresores (figura 4.7).

4.8.2 REFRIGERACION EN CASCADA.

Se denomina de esta manera al sistema que opera a temperaturas de evaporación bajas, en el que se hace refrigeración por pasos múltiples empleando sistemas separados el condensador del primer sistema (de baja temperatura) se usa como evaporador del segundo (de alta temperatura). Los sistemas tipo cascada pueden estar compuestos por dos o más sistemas, de acuerdo a la temperatura de evaporación deseada. Pueden usarse diferentes refrigerantes en los diversos sistemas (figura 4.8)

4.9 CICLO REAL DE REFRIGERACION.

En la práctica, el ciclo teórico de refrigeración se ve modificado debido a que:

- . para lograr un buen control del gasto de refrigerante, éste debe entrar al dispositivo de control, de preferencia como líquido comprimido (subenfriado);
- . para evitar la entrada de líquido al compresor (lo que puede acarrear severos daños), el refrigerante debe entrar como vapor sobrecalentado;

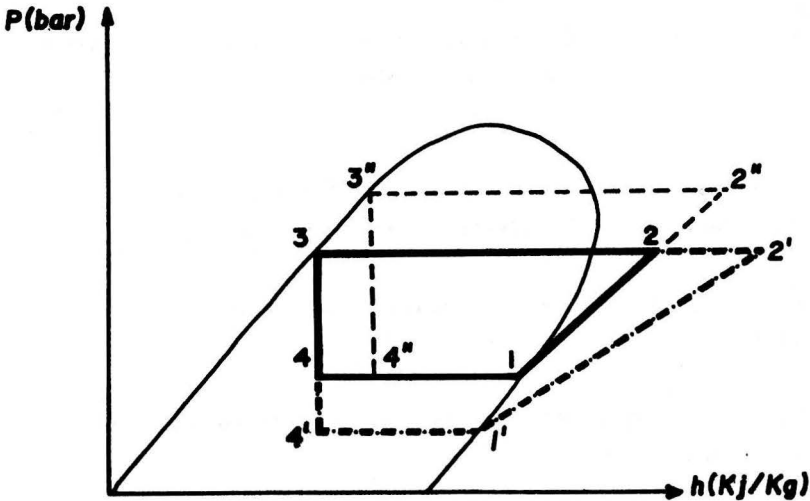


Fig. 4.6 Comparación entre el ciclo "normal" (—) y los efectos que causa la disminución en el evaporador (- - -) y el aumento de presión en el condensador (- - -).

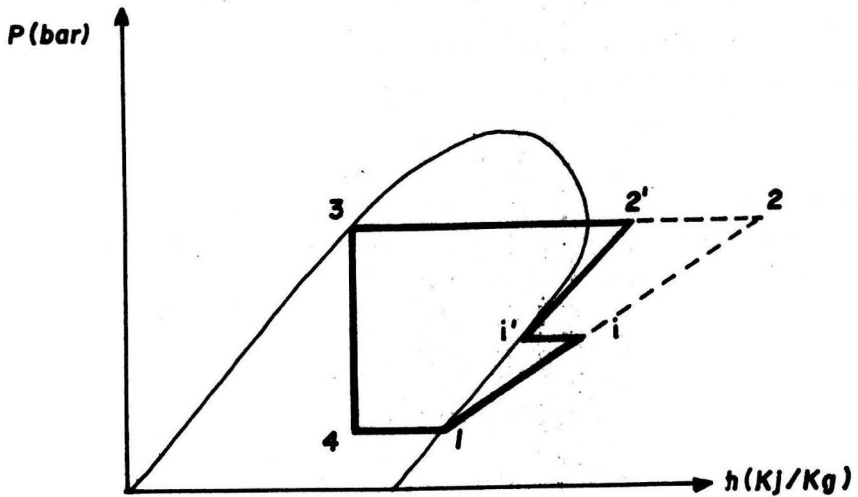


Fig. 4.7 Ciclo de refrigeración con compresión en dos etapas y enfriamiento intermedio

- .se presentan caídas de presión en los diferentes equipos y tuberías que componen el sistema de refrigeración;
- .el proceso de compresión, en realidad es politrópico y no isoentrópico;
- .el proceso de expansión, en realidad no corresponde a un proceso isoentálpico.

A continuación se analizan las consecuencias que tienen los puntos antes anotados, sobre el sistema de refrigeración real.

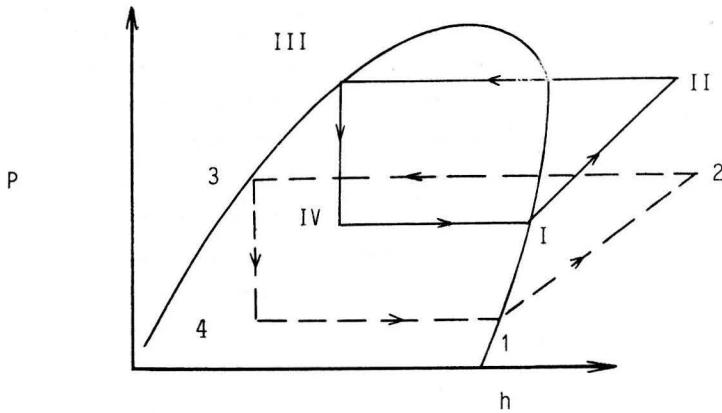


Fig. 4.8 Sistemas de refrigeración en cascada, de dos pasos

4.10 CICLO DE REFRIGERACION CON SUBENFRIAMIENTO Y SOBREALENTAMIENTO.

La representación de este ciclo se muestra en la figura 4.9, sin considerar las caídas de presión.

El subenfriamiento y el sobrecalentamiento presentan las siguientes características:

subenfriamiento:

logra que entre únicamente líquido al dispositivo de control y que aumente el efecto refrigerante en la cantidad: $h_3 - h_3' = h_4 - h_4'$.

sobrecalentamiento:

asegura que el refrigerante llegue en estado de vapor al compresor, evitando así posibles daños, sobre todo a las válvulas de admisión y de descarga al no existir la

posibilidad de que se comprima líquido. Si el sobrecalentamiento se realiza dentro del evaporador, el efecto refrigerante aumenta en la cantidad $h_1 - h_1'$. Sin embargo, se debe mencionar que el trabajo específico aumenta cuando el refrigerante entra al compresor como vapor sobrecalentado.

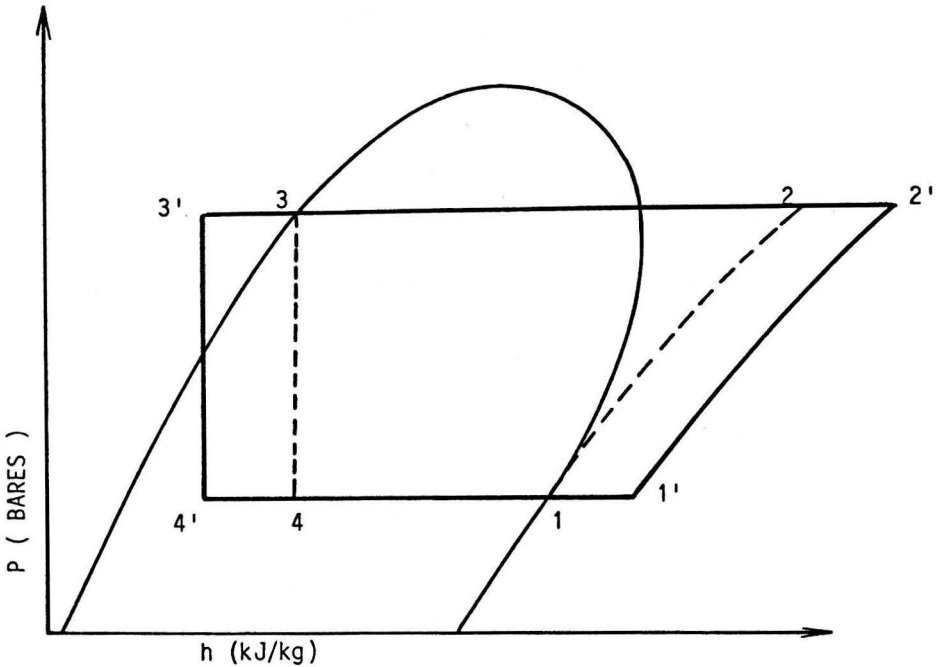


Fig. 4.9 Ciclo de refrigeración con subenfriamiento y con sobrecalentamiento

El subenfriamiento se puede efectuar en el condensador, en la línea de líquido o en un intercambiador de calor.

El sobrecalentamiento puede hacerse en el evaporador, en la tubería de succión o en un intercambiador de calor. En los dos últimos casos, el efecto refrigerante no aumenta.

El subenfriamiento siempre aumenta el efecto refrigerante, por lo que se recomienda realizar para compensar el aumento del trabajo específico debido al sobrecalentamiento.

4.11 PERDIDAS DE PRESION Y PROCESOS POLITROPICOS

En la figura 4.10 se representa el ciclo de refrigeración por compresión mecánica de vapores con subenfriamiento y sobrecalentamiento en el que se consideran las caídas de presión en los equipos y tuberías así como los procesos politrópicos en el compresor y en el dispositivo de control (ciclo $1'', 1''^*, 2'', 2^*, 3'', 3''^*, 4''$).

La descripción del ciclo es la siguiente:

- $4'' - 1''$ Proceso de evaporación
 Efecto refrigerante
 $e.r. = h_{1''} - h_{4''}$
 Caída de presión
 $\Delta P_{ev} = P_{4''} - P_{1''}$
 Un valor medio aceptable de ΔP_{ev} es de aproximadamente 0.05 bar.
- $1'' - 1''^*$ Proceso en la línea de succión
 Caída de presión
 $\Delta P_{LS} = P_{1''} - P_{1''^*}$
 Un valor medio aceptable de ΔP_{LS} es de aproximadamente 0.12 bar.
- $1''^* - 2''^*$ Proceso de compresión
 Este proceso no es isoentrópico, sino politrópico; el trabajo específico que se suministra al refrigerante es:
 $|w| = h_{2''^*} - h_{1''^*}$
 Evidentemente, éste trabajo es mayor que el que se suministra en el ciclo teórico.

- 2''' - 2* Proceso en la línea de descarga
 Caída de presión:
 $\Delta p_{LD} = P_{2'''} - P_{2^*}$
 Un valor medio aceptable de ΔP_{LD} se situa en
 aproximadamente 0.05 bar
- 2* - 3'' Proceso de condensación
 El calor que pierde el refrigerante por unidad de
 masa es: $|q| = h_{2^*} - h_{3''}$
 Caída de presión
 $\Delta P_c = P_{2^*} - P_{3''}$
 Un valor medio aceptable de ΔP_c es de
 aproximadamente 0.10 bar.
- 3'' - 3''' Proceso en la línea de líquido
 Caída de presión:
 $\Delta P_{LL} = P_{3''} - P_{3'''}$
 Un valor medio aceptable de ΔP_{LL} , es
 de aproximadamente. 0.10 bar.
- 3''' - 4' Proceso de expansión
 Al no ser este un proceso isoentálpico, se tiene una
 pérdida del efecto refrigerante que es de:
 $h_{4'} - h_{3'''}$

En este ciclo, el efecto refrigerante se calcula por:

$$COP = (h_{1''} - h_{4'}) / (h_{2'''} - h_{1''}) \quad (4.15)$$

Desde luego que el coeficiente de operación real es menor que el coeficiente de operación teórico.

$$COP_r < COP_t \quad (4.16)$$

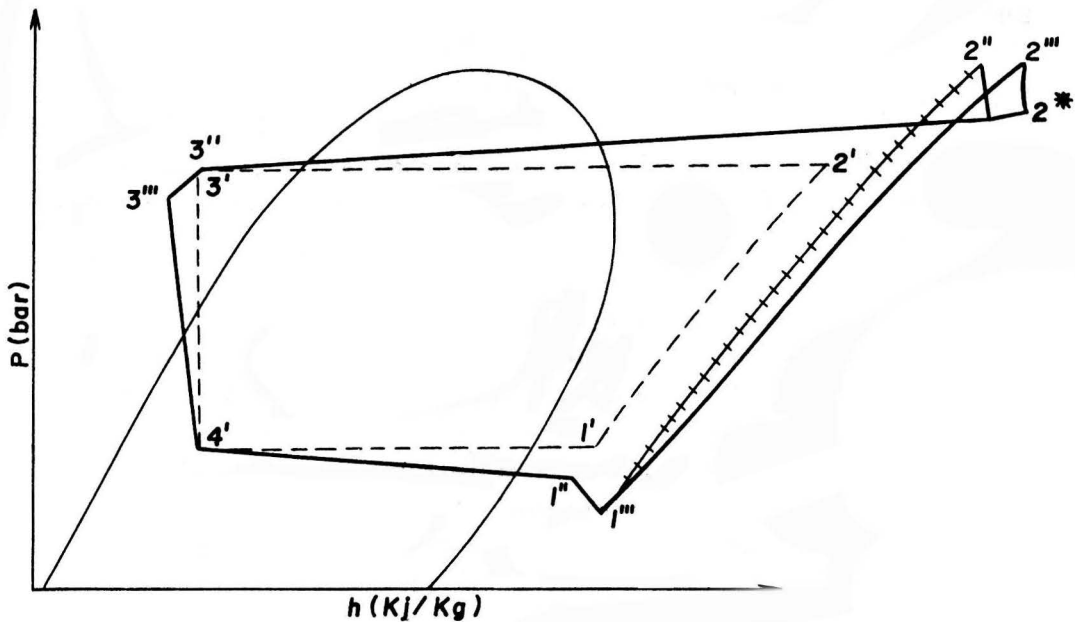


Fig. 4.10 Ciclo de refrigeración modificado por las caídas de presión y procesos politrpicos

EJEMPLOS DE CALCULO

Ejemplo 4.1

En un sistema de refrigeración por compresión mecánica de vapores que utiliza Refrigerante 12, y que se usa para enfriar un aceite, se conoce los siguientes datos:

1. la carga de refrigeración es de 300 000 kJ/h
2. el compresor succiona refrigerante 12 en condiciones de vapor saturado a -10°C , y lo comprime isoentropicamente hasta la presión de 5.8 bar.
3. el refrigerante se condensa por medio de agua que entra a 10°C y sale a 15°C del condensador
4. el aceite entra al evaporador a -2°C y sale a -8°C ; su calor específico es de $5 \text{ kJ/kg }^{\circ}\text{C}$

Calcular:

- a. el gasto de refrigerante 12 que circula por el sistema de refrigeración,
- b. la potencia consumida por el compresor
- c. el gasto de aceite que se enfría
- d. el gasto de agua de enfriamiento del condensador
- e. el coeficiente de operación

Del diagrama (p-h) del Refrigerante 12 (diagrama adjunto) se obtiene:

$$h_1 = 246 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = 266 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = 120 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 = 120 \text{ kJ/kg}$$

Con los valores anteriores se hacen los siguientes cálculos:

-efecto refrigerante

$$\text{e.r.} = h_1 - h_4 = 246 - 120 = 126 \text{ kJ/kg}$$

-trabajo específico

$$|w| = h_2 - h_1 = 266 - 246 = 20 \text{ kJ/kg}$$

-calor específico de condensación

$$|q| = h_2 - h_3 = 266 - 120 = 146 \text{ kJ/kg}$$

a. gasto del refrigerante 12

$$Q_o = m_r (\text{e.r.})$$

$$m_r = Q_o / (\text{e.r.})$$

$$Q_o = 300000 \text{ kJ/h} / 3600 \text{ s/h} = 83.33 \text{ kW}$$

$$m_r = 83.33 / 126 = 0.66 \text{ kg/s}$$

b. potencia consumida por el compresor

$$|P| = m_r |w|$$

$$|P| = 0.66 \times 20 = 13.2 \text{ kW}$$

c. gasto de aceite

$$|Q_o| = m_{ac} C_p (\Delta t)$$

$$m_{ac} = |Q| / C_p (\Delta t)$$

$$m_{ac} = 83.33 / (5 \times 6) = 2.8 \text{ kg/s}$$

d. gasto de agua de enfriamiento del condensador

$$|Q| = Q_o + |P|$$

$$|Q| = 83.33 + 13.2 = 96.53 \text{ kW}$$

$$|Q| = m_{ae} C_p (\Delta t)$$

$$m_{ae} = |Q| / C_p (\Delta t)$$

$$m_{ae} = 96.53 / (4.2 \times 5) = 4.6 \text{ kg/s}$$

e. coeficiente de operación

$$\text{COP} = \frac{\text{e.r.}}{|w|}$$

$$\text{COP} = 126 / 20 = 6.3$$

Ejemplo 4.2

Tomando como base el ciclo de refrigeración del ejemplo 4.1, calcular el efecto refrigerante, el gasto másico de refrigerante, la potencia y el coeficiente de operación, cuando la temperatura de evaporación es de -20°C y de -30°C .

a. Temperatura de evaporación de -20°C

Del diagrama p-h del refrigerante 12

$$h_1 = 242.9 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = 267.0 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = 120.0 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 = h_4 = 120.0 \text{ kJ/kg}$$

$$* \text{ e. r.} = h_1 - h_4 = 242.9 - 120.0 = 122.9 \text{ kJ/kg}$$

$$* m_r = Q_o / \text{e. r.} = 83.33 / 122.9 = 0.68 \text{ kg/s}$$

$$|w| = h_2 - h_1 = 267.0 - 242.9 = 24.1 \text{ kJ/kg}$$

$$* |P| = m_r |w| = 0.68 \times 24.1 = 16.4 \text{ kW}$$

$$* \text{COP} = \text{e. r.} / |w| = 122.9 / 24.1 = 5.1$$

b. Temperatura de evaporación de -30°C

$$h_1 = 239.3 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = 269.6 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = 120.0 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 = h_3 = 120.0 \text{ kJ/kg}$$

$$** \text{ e. r.} = h_1 - h_4 = 239.3 - 120.0 = 119.3 \text{ kJ/kg}$$

$$** m_r = Q_o / \text{e. r.} = 83.33 / 119.3 = 0.70 \text{ kg/s}$$

$$|w| = h_2 - h_1 = 269.6 - 239.3 = 30.3 \text{ kJ/kg}$$

$$** |P| = m_r |w| = 0.70 \times 30.3 = 21.2 \text{ kW}$$

$$* \text{COP} = \text{e. r.} / |w| = 119.3 / 30.3 = 3.9$$

TABLA 4.1 : Efectos de la disminución de la temperatura (presión) de evaporación sobre el ciclo de refrigeración.

Carga de refrigeración: 300 000 kJ/h

Refrigerante: Refrigerante 12

Temperatura de condensación: 20°C

CANTIDAD	TEMPERATURA DE EVAPORACION (°C)		
	-10	-20	-30
e. r. (kJ/kg)	126.0	122.9	119.3
m_r (kg/s)	0.66	0.68	0.70
P (kW)	13.2	16.4	21.2
COP	6.3	5.1	3.9

Ejemplo 4.3

Calcular el efecto refrigerante, el gasto másico de refrigerante, la potencia y el coeficiente de operación para el ciclo de refrigeración del ejemplo 4.1, cuando la temperatura de condensación aumenta a 30°C y a 40°C.

a. Temperatura de condensación de 30°C

Del diagrama p-h del Refrigerante 12

$$h_1 = 246 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = 270.3 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = 130.3 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 = h_3 = 130.3 \text{ kJ/kg}$$

$$* \text{ e. r.} = h_1 - h_4 = 246 - 130.3 = 115.7 \text{ kJ/kg}$$

$$* m_r = Q_o / \text{e. r.} = 83.33 / 115.7 = 0.72 \text{ kg/s}$$

$$|w| = h_2 - h_1 = 270.3 - 246.0 = 24.3 \text{ kJ/kg}$$

$$* |P| = m_r |w| = 0.72 \times 24.3 = 17.5 \text{ kW}$$

$$\text{COP} = \text{e. r.} / |w| = 115.7 / 24.3 = 4.8$$

b. Temperatura de condensación de 40°C

$$h_1 = 246 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = 277 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = 140.2 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 = h_3 = 140.2$$

$$* \text{ e.r.} = h_1 - h_4 = 246 - 140.2 = 105.8 \text{ kJ/kg}$$

$$* m_r = Q_o / \text{e.r.} = 83.33 / 105.8 = 0.79 \text{ kg/s}$$

$$|W| = h_2 - h_1 = 277 - 246 = 31 \text{ kJ/kg}$$

$$* |P| = m_r |w| = 0.79 \times 31 = 24.5 \text{ kW}$$

$$\text{COP} = \text{e.r.} / w = 4.7$$

De los cálculos anteriores se elabora la tabla 4.2

TABLA 4.2: Efectos del aumento de temperatura (presión) de condensación sobre el ciclo de refrigeración.

Carga de refrigeración: 300 000 kJ/h

Refrigerante: Refrigerante 12

Temperatura de Condensación: -10°C

CANTIDAD	TEMPERATURA DE CONDENSACION (°C)		
	20.0	30.0	40.0
e.r. (kJ/kg)	126.0	115.7	105.8
q_{mr} (kg/s)	0.66	0.72	0.79
P (kW)	13.2	17.5	24.5
COP	6.3	4.8	3.4

Evidentemente se puede combinar tanto la disminución de la temperatura de evaporación como el aumento de la presión de condensación, como se muestra en la Tabla 4.3. Como se observa, para obtener los mejores resultados de un ciclo de refrigeración, se debe buscar que la temperatura de evaporación aumente y que la temperatura de condensación disminuya hasta donde sea posible.

TABLA 4.3: Efectos de la variación de las temperaturas de evaporación y de condensación sobre el ciclo de refrigeración.

Carga de refrigeración: 300 000 kJ/h

Refrigerante: Refrigerante 12

Temperatura de Condensación (°C)	Temperatura de Evaporación (°C)	e. r. $\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$	q_{mr} $\left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)$	P (kW)	COP
20	-10	126.0	0.66	13.2	6.3
	-20	122.9	0.68	16.4	5.1
	-30	119.3	0.70	21.2	3.9
30	-10	115.7	0.72	17.5	4.8
	-20	112.6	0.74	22.4	3.7
	-30	109.0	0.76	27.3	3.0
40	-10	105.8	0.79	24.5	3.4
	-20	102.7	0.81	29.0	2.9
	-30	99.1	0.84	33.3	2.5

Ejemplo 4.4

A partir del ciclo teórico de refrigeración, calcular la potencia cuando la compresión se hace en una y en dos etapas, considerando que la temperatura de evaporación es de -40°C , la de condensación es de 20°C , y que la carga de refrigeración es la misma que la del ejemplo 4.1.

a. Compresión en una etapa

$$h_1 = 234.0 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = 273.2 \text{ "}$$

$$h_3 = 120.0 \text{ "}$$

$$h_4 = h_3 = 120.0 \text{ kJ/kg}$$

$$p_1 = p_4 = 0.62 \text{ bar}$$

$$p_2 = p_3 = 5.8 \text{ bar}$$

$$\text{* e. r.} = h_1 - h_4 = 114.0 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{* } m_r = Q_o / \text{e. r.} = 83.33 / 114.0 = 0.73 \text{ kg/s}$$

$$\text{* } |w| = h_2 - h_1 = 39.2 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{* } |P| = m_r |w| = 28.6 \text{ kW}$$

b. Compresión en dos etapas

Se recomienda que la presión intermedia p_i cumpla con la relación:

$$(p_i/p_1) = (p_2'/p_i');$$

$$\text{como } p_2' = p_2 \quad \text{y } p_i = p_i,$$

$$p_i = \sqrt{p_1 p_2}$$

$$p_i = (0.62 \times 5.8)^{1/2} = 1.90 \text{ bar}$$

$$h_1 = 234.0 \text{ kJ/kg}$$

$$h_1 = 252.6 \text{ "}$$

$$h_1' = 246.6 \text{ "}$$

$$h_2' = 264.2 \text{ "}$$

$$\text{* } |w| = (h_1 - h_1') + (h_2' - h_1) = 18.6 + 17.6 = 36.2 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{* } |P| = m_r |w| = 26.4 \text{ kW}$$

Ejemplo 4.5

Calcular la potencia consumida por el sistema de refrigeración que se muestra en la figura 4.8, cuando la carga térmica es la misma que la del ejemplo 4.1 y las temperaturas de evaporación y condensación son respectivamente : $t_4 = t_1 = -40^\circ\text{C}$, $t_{IV} = t_I = -20^\circ\text{C}$; $t_3 = -10^\circ\text{C}$ y $t_{III} = 20^\circ\text{C}$. El refrigerante para ambos ciclos es Refrigerante 12.

Del diagrama p-h del Refrigerante 12 se obtienen los siguientes valores:

Para el ciclo 1,2,3,4

$$h_1 = 234.8 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = 255.4 \quad "$$

$$h_3 = 91.1 \quad "$$

$$h_4 = h_1 = 91.1 \text{ kJ/kg}$$

$$* \text{ e.r.} = h_1 - h_4 = 143.7 \text{ kJ/kg}$$

$$* |w| = h_2 - h_1 = 20.6 \quad "$$

$$* |q| = \text{e.r.} + |w| = 164.3 \text{ kJ/kg}$$

$$* m_r = Q_o / \text{e.r.} = 0.58 \text{ kg/s}$$

$$* \text{COP} = \text{e.r.} / |w| = 7.0$$

$$* |Q| = m_r |q| = 95.3 \text{ kW}$$

$$* |P|_t = m_r |w| = 11.9 \text{ kW}$$

Para el ciclo I, II, III, IV

$$h_I = 242.8 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{II} = 267.9 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{III} = 118.7 \quad "$$

$$h_I = h_{III} = 118.7 \text{ kJ/kg}$$

$$* \text{ e.r.} = h_{II} - h_I = 124.1 \text{ kJ/kg}$$

$$* |w| = h_{III} - h_{II} = 25.1$$

$$* m_r = |Q| / \text{e.r.} = 0.77 \text{ kg/s}$$

$$* \text{COP} = \text{e.r.} / |w| = 4.9$$

$$* |P|_{++} = m_r |w| = 19.3 \text{ kW}$$

La potencia total consumida es:

$$* |P| = |P|_{\downarrow} + |P|_{\uparrow} = 31.2 \text{ kW}$$

Los valores que corresponden a las entalpías son:

$$h_1 = 405 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = 1460 \text{ "}$$

$$h_3 = 1835 \text{ "}$$

$$h_{1'} = 1622 \text{ "}$$

$$h_{1''} = 1500 \text{ "}$$

$$h_3 = 1680 \text{ "}$$

El trabajo específico es:

$$|w| = (h_1 - h_2) + (h_3 + h_{1'}) = 342 \text{ kJ/kg}$$

El gasto de refrigerante es:

$$q_{mr} = \dot{\Phi}_o / e.r. = 83.33/1055 = 0.079 \text{ kg/s}$$

La potencia suministrada es:

$$|P| = 0.079 \times 342 = 27.0 \text{ kW}$$

Si no se usa la compresión en dos etapas, la potencia consumida es de:

$$|P| = 0.079 \times 375 = 29.6 \text{ kW}$$

Ejemplo 4.6

Calcular la potencia consumida por el sistema de refrigeración que se muestra en la fig. 4.8. El refrigerante empleado es amoniaco.

Del diagrama p-h del amoniaco se obtiene los siguientes valores:

$$h_1 = 1475 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = 1650 \text{ "}$$

$$h_3 = 260 \text{ "}$$

$$h_4 = 260 \text{ "}$$

$$h_I = 1505 \text{ "}$$

$$h_{II} = 1660 \text{ "}$$

$$h_{III} = 355 \text{ "}$$

$$h_{IV} = 355 \text{ "}$$

Los cálculos que corresponden al ciclo formado por los puntos 1,2,3 y 4 son:

$$\text{e. r.} = 1215 \text{ kJ/kg}$$

$$|w| = 175 \text{ "}$$

$$|q| = 1390 \text{ "}$$

$$q_{mr} = 83.33/1215 = 0.068 \text{ kg/s}$$

$$|P|_+ = 0.068 \times 175 = 11.90 \text{ kW}$$

$$|Q| = 83.33 + 11.90 = 95.23 \text{ kW}$$

$$\text{COP} = 1215/175 = 6.9$$

Los cálculos que corresponden al ciclo formado por los puntos I, II, III y IV son:

$$\text{e. r.} = 1150 \text{ kJ/kg}$$

$$|w| = 155 \text{ "}$$

$$|q| = 1305 \text{ "}$$

$$q_{mr} = 95.23/1150 = 0.082 \text{ kg/s}$$

$$|P|_{++} = 0.082 \times 155 = 12.71 \text{ kW}$$

$$|Q| = 95.23 + 12.71 = 108 \text{ kW}$$

$$\text{COP} = 1150/155 = 7.4$$

La potencia total consumida es:

$$|P|_+ + |P|_{++} = 11.9 + 12.71 = 24.61 \text{ kW}$$

Ejemplo 4.7

Calcular el efecto refrigerante, la potencia suministrada, el gasto de refrigerante y el coeficiente de operación, cuando se tiene un subenfriamiento de 5°C y un sobrecalentamiento de 10°C en el ciclo del ejemplo 4.1. El sobrecalentamiento se realiza en el evaporador.

Del diagrama p-h amoníaco,

$$h'_1 = 1530 \text{ kJ/kg}$$

$$h'_2 = 1685 \text{ "}$$

$$h'_3 = 305 \text{ "}$$

$$h'_4 = 305 \text{ "}$$

$$e.r. = 1225 \text{ "}$$

$$q_{mr} = 83.33/1225 = 0.068 \text{ kg/s}$$

$$|w| = 155 \text{ kJ/kg}$$

$$|P| = 0.068 \times 155 = 10.54 \text{ kW}$$

$$\text{COP} = 1225/155 = 7.9$$

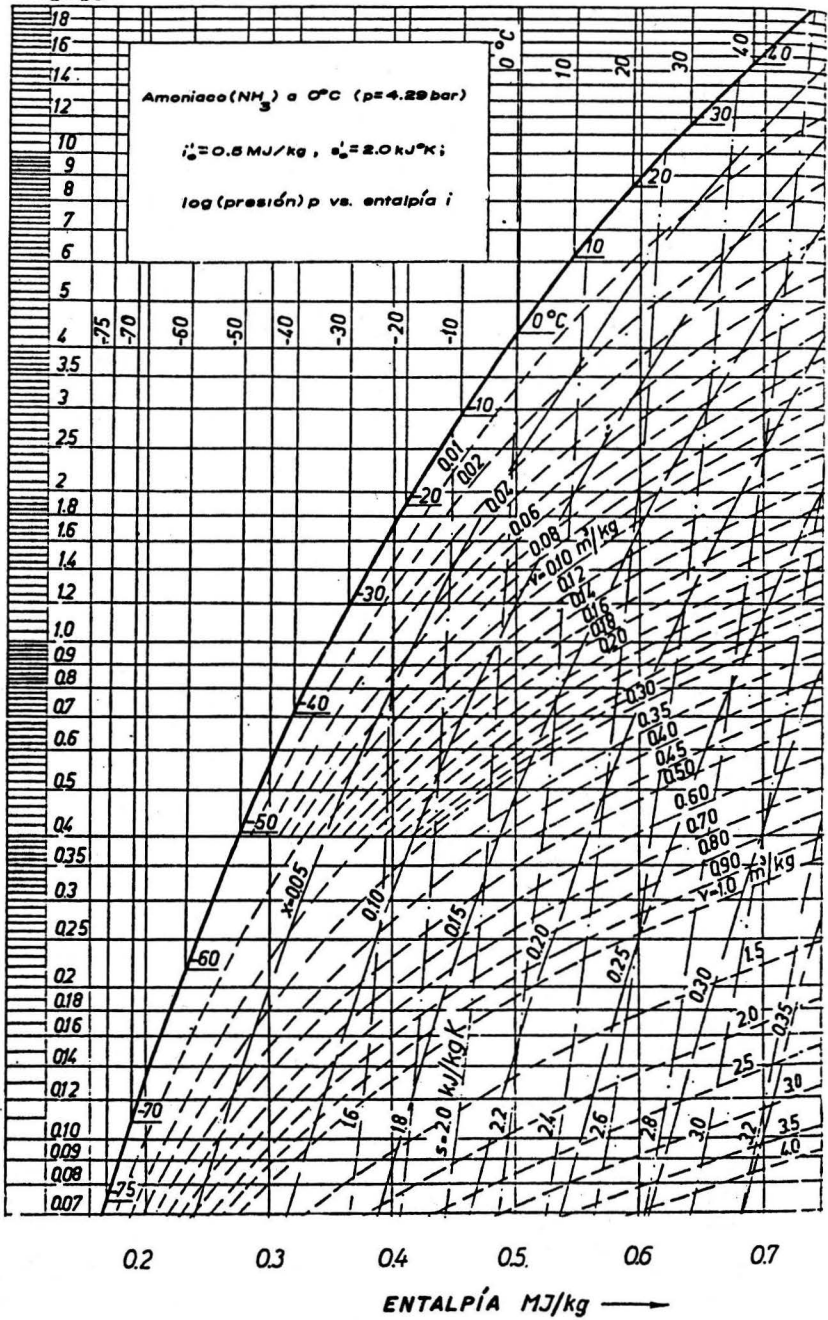


DIAGRAMA DEL AMONIACO (parte 1)

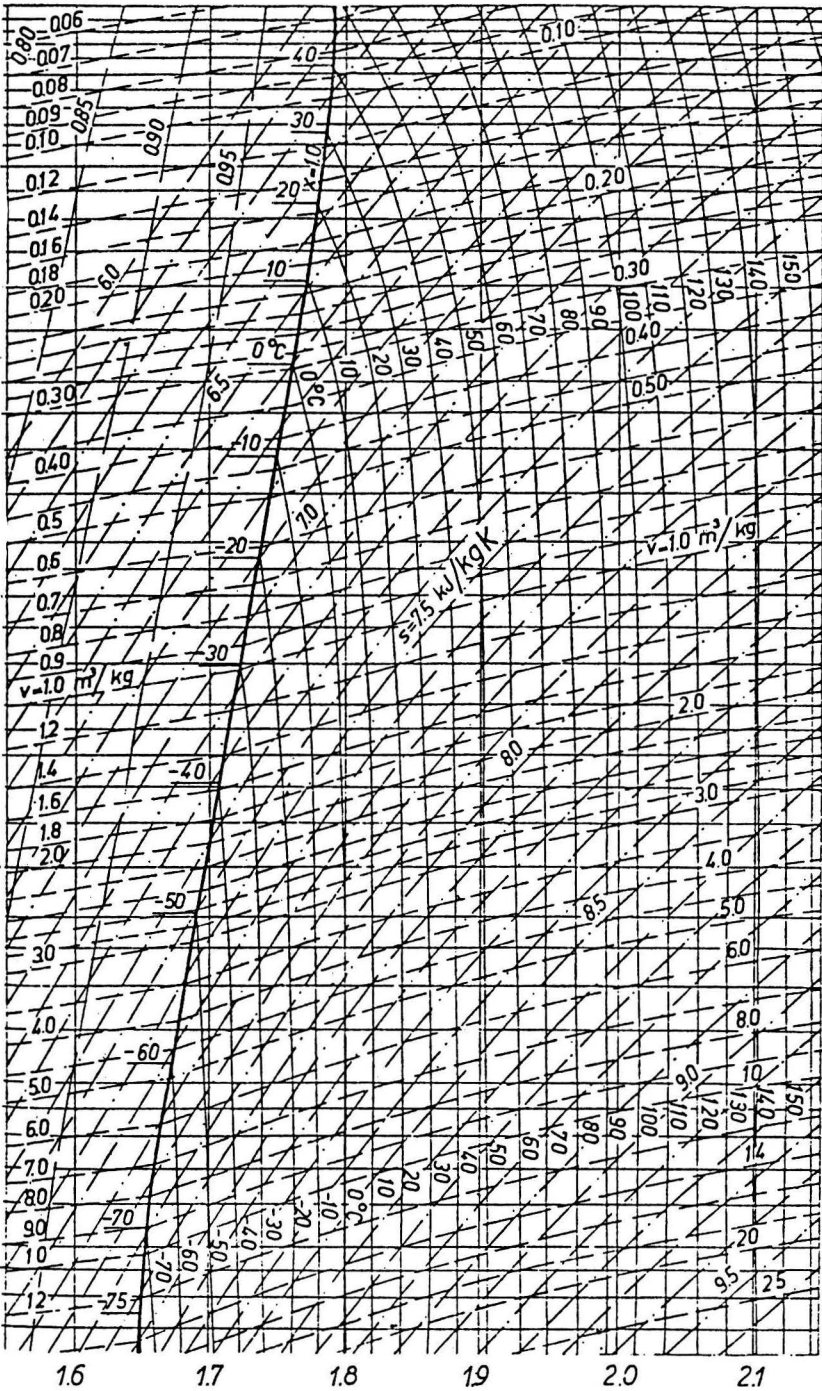


DIAGRAMA DEL AMONIACO (parte 2)

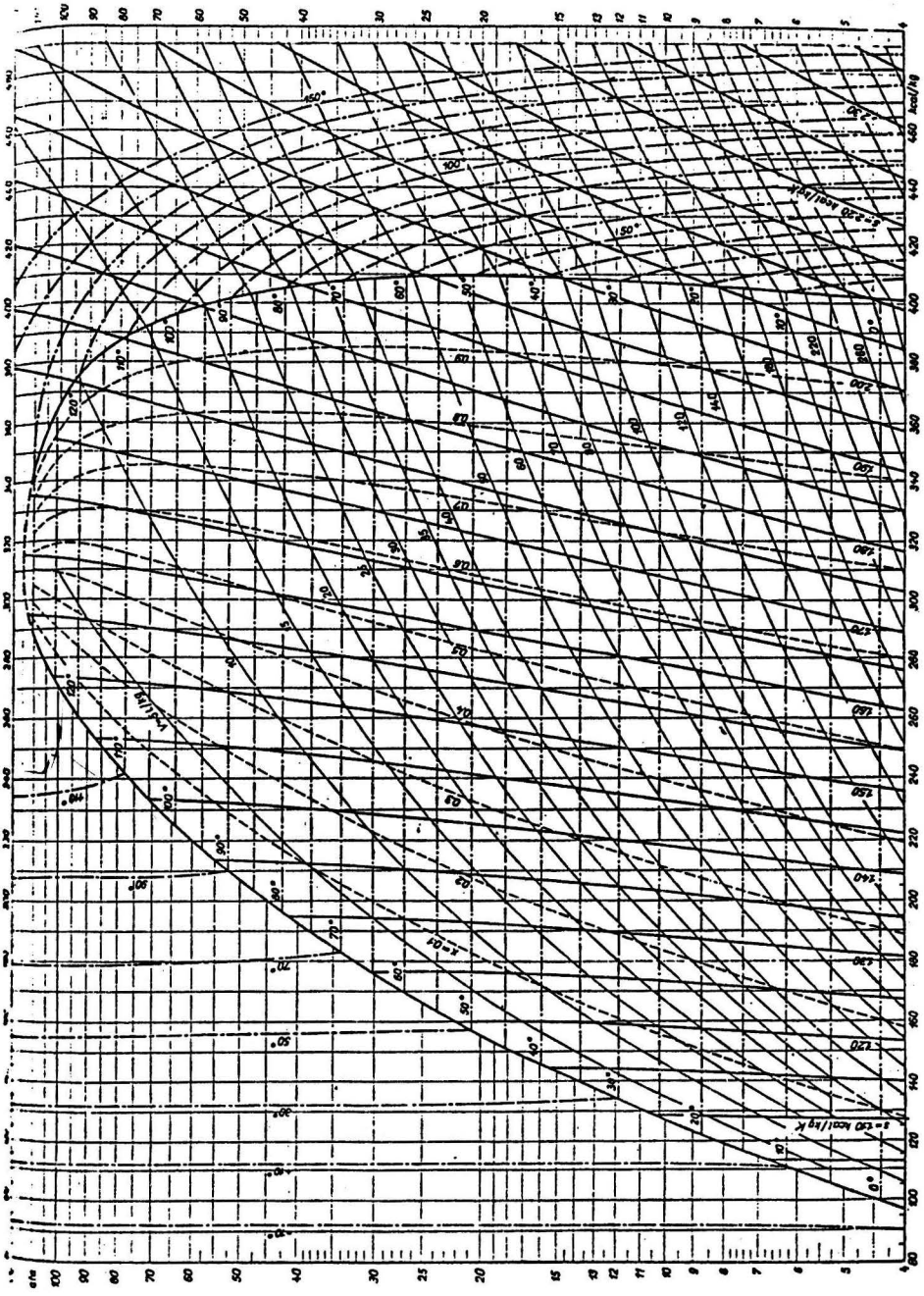


DIAGRAMA DE REFRIGERANTE R-12

4.14 BIBLIOGRAFIA

Kolin, I.; Thermodynamics Atlas 1; Longmans, Green and Co. Ltd; 1967; Londres, Inglaterra.

Soo, S. L.; Thermodynamics of Engineering Science; Prentice-Hall; 1959; Englewood Cliffs, N. J., E.U.A.

Zemansky, M. W.; Van Ness, H. C.; Termodinámica Técnica Fundamental; Aguilar; 1972; Madrid, España.

Faires, V.M.; Simmang, C.M.; Termodinámica; 6a. edición; Uteha; 1989; México.

Raber, B.F.; Hutchinson, F.W.; Refrigeration and Air Conditioning; John Wiley; 1967; E.U.A.

Pita, E.G.; Refrigeration Principles and Systems/An Energy; John Wiley; 1984; E!U.A.

CAPITULO 5

REFRIGERACION POR ABSORCION

FILIBERTO GUTIERREZ MARTINEZ

**INGENIERIA MECANICA FLUIDOS Y TERMICA
INSTITUTO DE INGENIERIA
UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO**

JORGE ISAAC HERNANDEZ GUTIERREZ

**LABORATORIO DE ENERGIA SOLAR
INSTITUTO DE INVESTIGACIONES EN MATERIALES
UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO**

INDICE

5.1	INTRODUCCION.	5.4
5.2	ANTECEDENTES.	
5.2.1	Sistema intermitente.	5.7
5.2.2	Sistema continuo.	5.9
5.2.3	Mezclas refrigerante-absorbente.	5.12
5.3	TERMODINAMICA DE LAS MEZCLAS BINARIAS.	5.14
5.4	SISTEMAS CONTINUOS DE ABSORCION.	
5.4.1	Rendimientos térmicos.	5.20
5.4.2	Procesos básicos con mezclas binarias.	5.23
5.4.3	Sistema amoniaco-agua.	5.36
5.4.4	Sistema agua-bromuro de litio.	5.37
5.4.5	Sistema de absorción-difusión.	5.39
5.5	SISTEMA INTERMITENTE AMONIACO-AGUA.	5.43
5.6	COMPARACION ENTRE LOS SISTEMAS DE ABSORCION Y COMPRESION.	5.48
5.7	SISTEMAS DE ABSORCION CON ALMACENAMIENTO.	5.51
5.8	SISTEMAS DE ABSORCION MODIFICADOS.	
5.8.1	Dual.	5.53
5.8.2	Dual modificado.	5.54
5.8.3	De doble efecto o de dos etapas.	5.55
5.8.4	Abierto.	5.56
5.9	RESULTADOS EXPERIMENTALES DE DOS PROTOTIPOS.	
5.9.1	Sistema de absorción-difusión activado con un calentador solar plano.	5.57
5.9.2	Continuo con generador y absorbedor de película descendente.	5.59
5.10	BIBLIOGRAFIA.	5.63
5.11	EJEMPLOS DE CALCULO.	
	Ejemplo 5.1	5.65
	Ejemplo 5.2	5.66
	Ejemplo 5.3	5.67
	Ejemplo 5.4	5.69
	Ejemplo 5.5	5.73
	Ejemplo 5.6	5.80
	Ejemplo 5.7	5.83
5.12	ANEXOS.	5.88

NOMENCLATURA

COP	coeficiente de rendimiento (adimensional)
d	operador diferencial
h	entalpía específica (kJ/kg)
H	entalpía (kJ)
J	Joule
m	masa (kg)
m	relación de masas en el evaporador (kg de líquido/kg de mezcla)
\dot{m}	flujo másico (kg/min)
p	presión absoluta (bar)
Q	calor (kJ)
\dot{Q}	flujo de calor (kJ/min)
RC	relación de circulación (kg de solución diluida/kg de refrigerante)
RF	relación de flujo (kg de solución concentrada/kg de solución diluida)
S	entropía (kJ/kg K)
T	temperatura ($^{\circ}$ C o K)
v	volumen o volumen específico (m^3/kg)
w	trabajo específico (kJ/kg)
W	trabajo (kJ)
\dot{W}	potencia (kW)
x	concentración (kg de un componente/kg de la mezcla)
δ	cambio infinitesimal de una variable en un sistema intermitente
Δ	cambio de una variable
Σ	operador suma

Subíndices

A	correspondiente a uno de los componentes o al absorbedor
B	correspondiente al otro de los componentes
C	condensador
E ^v	evaporador
fg	cambio de fase entre líquido y vapor
G	generador
INT	intermitente
l	líquido
max	máximo
O	relacionado al medio ambiente
p	bomba
P	purga
R	rectificador
TOTAL	correspondiente a un proceso completo
s	solución o saturación
v	vapor
1,2,...	estados termodinámicos
I,II,...	subsistemas

5.1 INTRODUCCION.

Hoy en día, es tan común el empleo de los sistemas mecánicos en la producción de enfriamiento o refrigeración, debido a que la energía eléctrica requerida para operar el compresor de estos equipos, se encuentra disponible en casi toda localidad que tenga un número importante de habitantes.

Para lograr que la vaporización del refrigerante líquido en el interior del evaporador -ocasionada por la toma de calor de los alrededores- se realice a una temperatura suficientemente baja que produzca enfriamiento, la presión en el evaporador debe conservarse en un valor determinado. En los sistemas mecánicos esta presión se mantiene removiendo el vapor refrigerante tan pronto como se desprende del líquido en ebullición, siendo el compresor quien realiza la extracción, y eleva además la presión del vapor hasta un nivel que permite su condensación y su reutilización en el evaporador.

Refrigerar mediante sistemas mecánicos de compresión de vapor es eficiente, pero es necesario que la energía se suministre en forma de trabajo mecánico, y en cantidades relativamente grandes, ya que en ellos se produce una gran variación en el volumen específico del vapor refrigerante.

Hay otra forma de lograr que la presión se mantenga baja en el evaporador, ésta es cuando se absorben los vapores rápidamente por un líquido llamado absorbente. Además, si hubiese medios disponibles para elevar la presión del refrigerante con un proceso distinto al de compresión, podría reducirse mucho el trabajo requerido. El Ejemplo 5.1 muestra como puede llevarse a cabo esto mediante la absorción del vapor refrigerante por un líquido y con el empleo de una pequeña bomba. En este ejemplo se demuestra la ventaja principal del proceso de absorción, que consiste en que sólo requiere una pequeña cantidad de trabajo.

Este proceso puede utilizarse en un ciclo de refrigeración, complementándose con una etapa posterior de calentamiento a alta presión de la solución concentrada en refrigerante, para desprender este último y condensarlo, con lo que estaría en condiciones de ser empleado nuevamente en el evaporador. El

componente del ciclo en que se realiza este calentamiento se conoce con el nombre de generador.

La característica sobresaliente de una máquina de refrigeración que opera bajo el principio de absorción, es que la energía necesaria para mantener el proceso de enfriamiento se suministra principalmente en forma de calor.

El término "absorción" se utiliza para clasificar a uno de los ciclos de refrigeración, que tiene relación con procesos físicos y químicos que ocurren al entrar en contacto gases y líquidos o gases y sólidos; en el caso de la refrigeración, al ponerse en contacto amoníaco gaseoso con agua líquida, ésta absorbe al amoníaco formando una solución líquida de hidróxido de amonio desprendiendo una determinada cantidad de calor. Hay otra pareja líquida refrigerante-absorbente que se utiliza en equipos de aire acondicionado, y es la formada por el agua y el bromuro de litio.

Otro caso es el que se presenta cuando el absorbente es un sólido, como el cloruro de calcio que absorbe al amoníaco gaseoso y es cuando se habla de absorción seca o sólido-gas. A las combinaciones amoníaco-agua y agua-bromuro de litio se les denomina líquido-gas.

El amoníaco es el refrigerante de uso más común en los sistemas de refrigeración por absorción y el agua tiene la capacidad de absorber al vapor de amoníaco con tanta rapidez, que resulta tan efectiva como un compresor mecánico para mantener una baja presión en el evaporador; la cantidad absorbida aumenta con la presión y disminuye al aumentar la temperatura. Un litro de agua a 20°C, por ejemplo, puede absorber 700 litros de amoníaco gaseoso, estando el agua y el amoníaco a presión atmosférica y conservándose la temperatura constante, en tanto que si la temperatura es de 40°C, el agua absorbe sólo 425 litros. Una aplicación práctica de este proceso se muestra en la Fig. 5.1, donde un tanque a presión suministra amoníaco líquido puro al evaporador, a través de un dispositivo de regulación. Una vez que el amoníaco se evapora, es absorbido por el agua contenida en otro recipiente. Este efecto de enfriamiento es continuo hasta que el amoníaco líquido se agota, o

hasta que el agua en el tanque de absorción se sature, de modo que ya no pueda absorber más vapor de amoníaco.

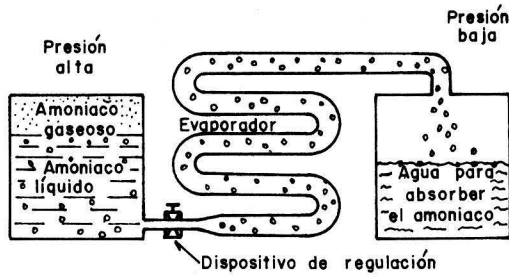


Fig. 5.1 Principio del sistema de refrigeración por absorción.

La diferencia básica entre el ciclo de compresión y el de absorción, es la sustitución del compresor que requiere sólo energía mecánica, por el conjunto absorbedor-bomba-generator, que requiere muy poca energía mecánica, pero en cambio emplea una gran cantidad de calor.

Para una determinada capacidad de refrigeración, el consumo total de energía (calor + trabajo) del sistema de absorción, es muchas veces mayor que el trabajo requerido por el sistema de compresión. Si el calor tiene un precio suficientemente bajo, proviene de alguna fuente no convencional, como es la solar o la geotérmica, o es calor de desecho en algún proceso industrial, el ciclo de refrigeración por absorción será económicamente atractivo. Por lo general, la fuente de calor que proporciona energía al generador, es vapor de agua a baja presión o agua caliente, aunque en los sistemas pequeños, es común que el calor se suministre directamente al generador mediante la combustión de gas natural, propano, keroseno o diesel, o con una resistencia eléctrica.

5.2 ANTECEDENTES

5.2.1 Sistema Intermitente

De sus experiencias en el laboratorio, Faraday conocía que el cloruro de plata tiene la capacidad especial de absorber al amoníaco gaseoso. Expuso cierta cantidad de cloruro de plata pulverizado al amoníaco gaseoso hasta que hubo absorbido todo el que podía retener. El polvo cargado de amoníaco se colocó posteriormente en un tubo de ensaye sellado con forma de V invertida. Cuando se aplicó calor al polvo, se presentó el desprendimiento de "humos" (vapores) de amoníaco. Los "humos" se enfriaron sumergiendo el otro extremo del tubo en un recipiente con agua fría. El agua sirvió como agente de remoción de calor del amoníaco gaseoso. Conforme los "humos" de amoníaco entraron en el extremo enfriado del tubo de ensaye, se formaron gotas de amoníaco líquido, según muestra la Fig. 5.2.

Esta fué la primera vez que el amoníaco había cambiado del estado gaseoso al líquido. Las características del líquido producido comenzaron a ser estudiadas por Faraday. Una vez que eliminó la aplicación de calor y del agua de enfriamiento, sucedió algo curioso. Casi inmediatamente después, el amoníaco líquido comenzó a burbujear y hervir, regresando de nuevo al estado de vapor, el cual fue absorbido nuevamente por el polvo de cloruro de plata, como muestra la Fig. 5.3.

Cuando Faraday tocó el extremo del tubo de ensaye que contenía amoníaco líquido, encontró que estaba bastante frío. Sin embargo, aún más sorprendente fué el hecho de que se había producido la ebullición del líquido, aún sin la presencia de fuente alguna de suministro visible de calor.

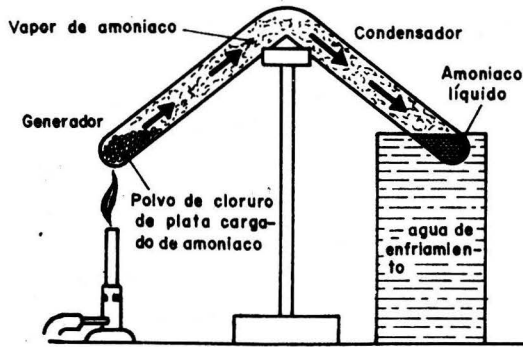


Fig. 5.2 Aparato de destilación de amoníaco

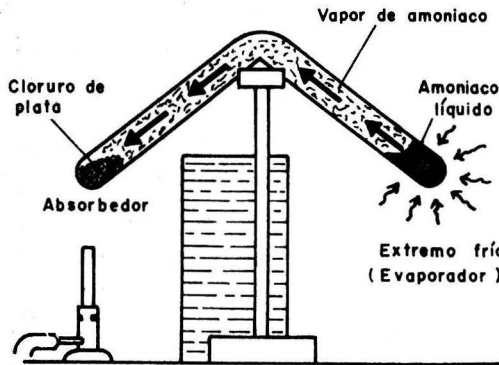


Fig. 5.3 Vapor de amoníaco transportando calor a baja temperatura

Cada vez que Faraday repitió el proceso, observó el mismo cambio. Lo novedoso consistió en el hecho de que fuera posible lograr temperaturas bajas en el laboratorio cualquier número de veces, sin que se alteraran los ingredientes en el tubo de ensaye. A pesar de lo tosco que pudiera parecer este experimento, en la actualidad se utilizan los mismos principios en los sistemas de refrigeración por absorción. En tanto que un extremo de la máquina de refrigeración puede calentarse, en el otro puede extraerse calor para cambiar el estado del refrigerante, de vapor a líquido. Por supuesto que el inconveniente consiste en que la operación es intermitente y además ineficiente.

El francés Ferdinand Carré inventó el sistema de refrigeración por absorción de operación continua, que patentó en los Estados Unidos de Norteamérica en 1860.

5.2.2 Sistema Continuo.

En seguida se hace una comparación entre el funcionamiento de un sistema típico de compresión y el ciclo básico continuo de absorción.

La Fig. 5.4. muestra un ciclo típico de refrigeración por compresión, que consta de cuatro componentes básicos: compresor, condensador, válvula de expansión y evaporador, cuyo funcionamiento es el siguiente: el refrigerante -que puede ser amoníaco- en estado gaseoso y baja presión entra al compresor donde se incrementa su presión y temperatura; pasa luego al condensador donde se enfría y condensa; el refrigerante ya en estado líquido pasa a través de la válvula de expansión, que sirve para regular el flujo y para separar una zona de alta presión de otra de baja presión; el refrigerante, aún en estado líquido, pero a baja presión, pasa entonces al evaporador (congelador), absorbiendo calor de las paredes del mismo hasta evaporarse, reduciendo así la temperatura en el exterior del evaporador. Al salir el refrigerante del evaporador, se encuentra nuevamente en condiciones de ser comprimido, completándose el ciclo.

En la Fig. 5.5, se tiene un sistema de refrigeración por absorción de tipo continuo, ya que la absorción y generación se realizan sin interrupción a lo largo del tiempo, lo que permite que ocurran de manera simultánea. Consiste en cuatro componentes básicos, además de la bomba y de las válvulas de expansión y regulación de flujo, ellos son: evaporador y absorbedor, los cuales están localizados en el lado de baja presión del sistema; generador y condensador, situados en el lado de alta presión. Se emplean dos fluidos, un refrigerante y una solución absorbente.

La parte del ciclo formada por el condensador, válvula de expansión y evaporador, es idéntica a la correspondiente al ciclo de compresión, mientras que el compresor se sustituye por el conjunto absorbedor-bomba-generador-válvula de regulación de flujo. El ciclo de absorción de operación continua trabaja de la siguiente forma: el refrigerante -amoniaco- que se encuentra disuelto en el absorbente -agua- formando una solución concentrada, es separado al aplicar calor a la solución en el generador, formándose así una solución diluida; el refrigerante evaporado sale del generador y pasa por el condensador, la válvula de expansión y el evaporador, los cuales realizan las mismas funciones que en el sistema de compresión. Del evaporador sale el refrigerante en estado gaseoso y es conducido al absorbedor donde se pone en contacto con la solución diluida proveniente del generador -la cual pasó antes por la válvula de regulación- para que se lleve a cabo la absorción; de este modo se obtiene una solución concentrada que se envía de nuevo al generador a través de la bomba para completar el ciclo.

Concluyendo, el conjunto absorbedor-bomba-generador "comprime" el vapor refrigerante desde la presión del evaporador hasta la presión del condensador; absorbiéndose en primer lugar el vapor en un líquido, aumentando luego la presión del líquido con una bomba hasta alcanzar la presión del condensador, y liberándose finalmente el vapor al aplicar calor en el generador.

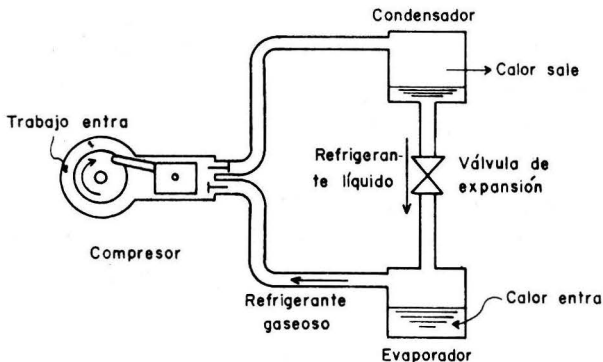


Fig. 5.4 Ciclo de refrigeración por compresión.

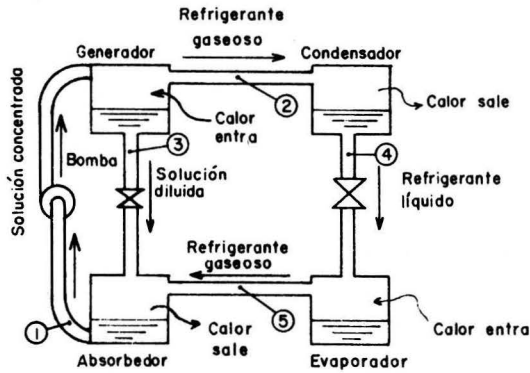


Fig. 5.5 Ciclo básico continuo de refrigeración por absorción.

La temperatura de vaporización del refrigerante en el evaporador determina la presión que se tiene en el absorbedor y en general, en el lado de baja presión del sistema. A su vez la presión de vapor de la solución refrigerante-absorbente depende de su temperatura y de su concentración. A menor temperatura de la solución refrigerante-absorbente y menor porcentaje del refrigerante en la solución, se tendrá una menor presión.

A medida que el vapor refrigerante que sale del evaporador es disuelto en la solución refrigerante-absorbente, se libera el llamado "calor de absorción".

A fin de mantener al nivel requerido la temperatura y la presión de vapor de la solución absorbente, el calor liberado por la absorción deberá disiparse a los alrededores. Este calor es igual a la suma del calor latente de condensación del vapor refrigerante y del calor de dilución del absorbente.

Puesto que la cantidad absorbida de refrigerante aumenta a medida que se reduce la temperatura de la solución absorbente, se deduce que la eficiencia del absorbedor depende en gran parte del tipo de enfriamiento disponible.

Ya que el absorbedor está en el lado de baja presión del sistema y el generador en el lado de alta, la solución concentrada debe ser bombeada del absorbedor al generador, y la solución diluida regresa al absorbedor a través de una válvula reductora de presión.

5.2.3 Mezclas Refrigerante-Absorbente

Para seleccionar adecuadamente los fluidos de trabajo de un sistema de refrigeración por absorción, se tienen ciertos criterios que debe satisfacer la combinación refrigerante-absorbente, por lo menos en cierto grado.

Es obvio que el absorbente debe tener una fuerte afinidad por el vapor refrigerante; los dos deben ser mutuamente solubles en el rango deseado de condiciones de operación; los dos fluidos deben ser seguros, estables y no corrosivos, tanto por separado como combinados. La volatilidad del absorbente deberá ser muy baja, de tal manera que el vapor refrigerante contenga poco o nada de absorbente al salir del generador; las presiones de trabajo deberán ser razonablemente bajas y de preferencia cercanas a la presión atmosférica para minimizar el peso del equipo y las fugas. El refrigerante deberá tener un calor latente de vaporización alto, de modo que el flujo de refrigerante requerido sea mínimo.

Actualmente hay dos combinaciones refrigerante-absorbente que son de uso común. La más antigua de ellas es amoníaco-agua, donde el amoníaco es el refrigerante y el agua el absorbente; la otra combinación es agua-bromuro de litio, donde el agua es el refrigerante.

La combinación amoníaco-agua es excepcionalmente buena, satisface algunos de los requisitos más importantes pero tiene algunas pequeñas desventajas. El absorbente -agua- tiene una gran afinidad por el vapor de amoníaco, y los dos son mutuamente solubles en un rango muy amplio de condiciones de operación. Ambos fluidos son muy estables y son compatibles con casi todos los tipos de acero. Una excepción notable es el cobre y sus aleaciones, los cuales no son adecuados para usarse con las soluciones amoníaco-agua, por la alta corrosión que les produce, ya que el amoníaco las ataca en presencia del oxígeno e hidrógeno. El calor latente de vaporización del amoníaco es alto, pero es ligeramente tóxico, muy irritante, algo inflamable y explosivo, lo cual limita su empleo en aplicaciones de aire acondicionado. Sus presiones de operación son relativamente altas.

Probablemente la principal desventaja de la mezcla amoniaco-agua es el hecho de que el absorbente -agua- es relativamente volátil, de modo que el vapor refrigerante -amoniaco- al salir del generador, por lo general contiene cantidades apreciables de vapor de agua. Estas atraviesan el condensador y llegan al evaporador donde aumentan la temperatura de evaporación, disminuyendo el efecto refrigerante por tenerse una solución amoniaco-agua no vaporizable a baja temperatura. Por esta razón la eficiencia del sistema amoniaco-agua puede mejorarse usando un rectificador cuya función es la de eliminar el vapor de agua a la salida del generador, antes de que llegue al condensador.

La combinación agua-bromuro de litio se utiliza ampliamente en aire acondicionado y en otras aplicaciones. Pero como el agua es el refrigerante, estos sistemas no son apropiados en aplicaciones donde la temperatura del evaporador sea igual o menor de 0°C , para evitar su congelación.

El bromuro de litio es una sal higroscópica y su salmuera tiene gran afinidad con el vapor de agua. Sin embargo, una desventaja de la combinación agua-bromuro de litio es que el absorbente no es del todo soluble en el agua bajo todos los valores de temperatura y presión que pueden darse en el sistema y deben tomarse precauciones especiales en el diseño y operación, para evitar la precipitación y cristalización del absorbente.

Una de las principales ventajas de la solución agua-bromuro de litio, es que el absorbente no es volátil, de tal manera que no se tiene mezcla del absorbente con el refrigerante -agua- al salir del generador y por lo tanto no es necesario un rectificador.

Debido a que el agua es el refrigerante, las presiones de operación son muy bajas, siendo menores que la atmosférica. Por ejemplo, suponiendo una temperatura en el evaporador de 4.5°C y una temperatura condensante de 38°C , las presiones en el evaporador y en el condensador son de 6.3 mm Hg y 49 mm Hg absolutas, respectivamente. Con este pequeño diferencial entre los lados de alta y baja presión, ordinariamente no se necesita tener válvulas

reductoras de presión, debido a que la caída de presión a través de las tuberías de conexión y en las toberas atomizadoras, por lo general proporciona el diferencial de presión necesario.

En lugar de sustancias absorbentes líquidas, en las máquinas de refrigeración de funcionamiento intermitente pueden utilizarse también cuerpos sólidos para la absorción, en los cuales no existe la posibilidad de evaporación del absorbente, tal como en el caso del amoníaco-cloruro de calcio o amoníaco-cloruro de plata. Esto es conveniente ya que disminuyen los componentes del sistema.

En la construcción de equipos de absorción de tipo continuo que operan con amoníaco no pueden usarse aleaciones de cobre, como se mencionó anteriormente. En las máquinas de absorción seca si es factible utilizar estas aleaciones, puesto que son herméticas y están purgadas de aire. En los equipos de absorción continua, para evitar que sus componentes sufran el ataque de las soluciones amoníaco-agua, es común emplear el hierro o el acero como material de construcción; esto se traduce en grandes superficies de transferencia de calor, a causa del bajo coeficiente de transferencia de calor del hierro, varias veces menor que el del cobre; además es conveniente el uso de inhibidores, para reducir el efecto corrosivo.

5.3 TERMODINAMICA DE LAS MEZCLAS BINARIAS

Antes de empezar a analizar los ciclos de refrigeración por absorción, se estudiarán algunas características fundamentales de las mezclas binarias. La comprensión de la refrigeración por absorción será mayor en tanto se conozca mejor el comportamiento de los fluidos de trabajo.

En general, pueden mezclarse sustancias para formar mezclas heterogéneas u homogéneas en fases sólidas, líquidas o de vapor. Algunas mezclas son miscibles en ciertas condiciones pero en otras no lo son. La miscibilidad es afectada por la temperatura y la presión. Una mezcla es miscible a una temperatura y presión dadas, si en todo un intervalo arbitrario de valores de concentración se forma una mezcla homogénea; una no miscible es heterogénea.

El estado termodinámico de una mezcla saturada no puede determinarse sólo con la presión o temperatura, como puede hacerse con una sustancia pura. Para el tratamiento general de las mezclas binarias considérese la composición cuantitativa en función de la concentración "x", que es la masa de un constituyente arbitrario dividida por la masa de la mezcla; el conocimiento de cualesquier par de valores, de p, T, x, posibilita establecer el estado termodinámico de la mezcla. Para estados no saturados de la mezcla se requiere conocer las tres variables.

Las mezclas binarias convenientes para los sistemas de absorción deben ser completamente solubles en las fases líquida y de vapor, en los rangos de operación de temperatura y presión. Puede haber un intervalo de valores de concentración donde pueda existir una mezcla heterogénea, en los cuales obviamente no se operará al sistema.

Ocurren dos fenómenos importantes al mezclar dos líquidos, que son el cambio de volumen y de temperatura de los constituyentes durante y al final de la mezcla.

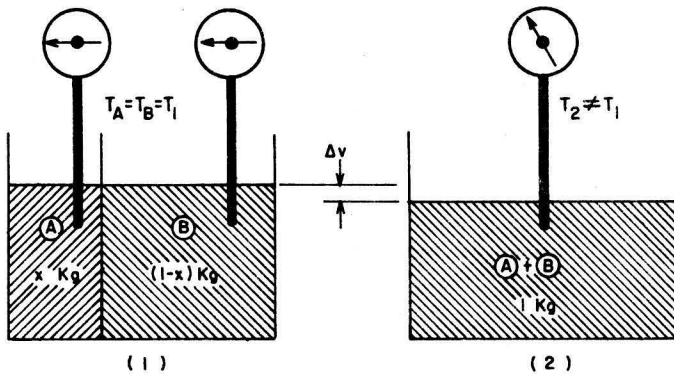


Fig. 5.6 Variaciones de volumen y temperatura en la mezcla de dos líquidos.

La Fig. 5.6(a) muestra un recipiente dividido que contiene $x \text{ kg}$ del líquido A y $(1 - x) \text{ kg}$ del líquido B. Cada líquido está a la misma temperatura T_1 . El volumen por kg de constituyentes es:

$$v_1 = x v_A + (1 - x) v_B$$

Supóngase que la pared divisoria se retira y que los dos líquidos se mezclan completamente. Es común observar que $v_2 \neq v_1$. Si el experimento se repite con diferentes líquidos y concentraciones, resulta que en algunos casos habrá disminución del volumen y en otros aumentará. Hallándose que no hay una regla definida y será necesario buscar el resultado por experimentación. Otra observación importante en el experimento de la Fig. 5.6 es que, en general, $T_2 \neq T_1$. En algunos casos habrá calentamiento y en otros una disminución de la temperatura. Este efecto puede expresarse a partir del calor de disolución ΔH_x . En el experimento podría cuantificarse el calor que se debe quitar o suministrar para mantener la temperatura constante. Si la mezcla se efectúa a presión constante, ΔH_x estará relacionado estrictamente con la entalpía de la mezcla. Para los componentes originales, se tiene:

$$h_1 = xh_A + (1 - x)h_B$$

y después de la mezcla,

$$h_2 = h_1 + \Delta H_x = xh_A + (1 - x)h_B + \Delta H_x \quad (5.1)$$

La Ec.(5.1) permite el cálculo de la entalpía específica en kJ/kg de mezcla para una solución de concentración, presión y temperatura conocidas, si se conocen las entalpías de los componentes puros y el calor de disolución isotérmico.

Las relaciones presión-temperatura para una mezcla líquida binaria en ebullición o una mezcla binaria de vapor en condensación, son de especial importancia en la refrigeración por absorción. El estudio de estas relaciones se hará mediante experimentos imaginarios, restringiéndose sólo al uso de mezclas homogéneas.

La Fig. 5.7 muestra esquemáticamente el experimento y los resultados obtenidos en un diagrama T-x. Al principio se tiene una solución líquida (estado 1) la cual se calienta con lentitud, conservando la presión constante. La solución permanece completamente líquida hasta que alcanza la temperatura T_2 . Sin embargo, al suministrar más calor, el pistón se elevará

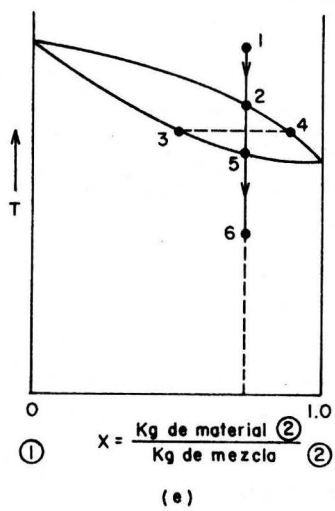
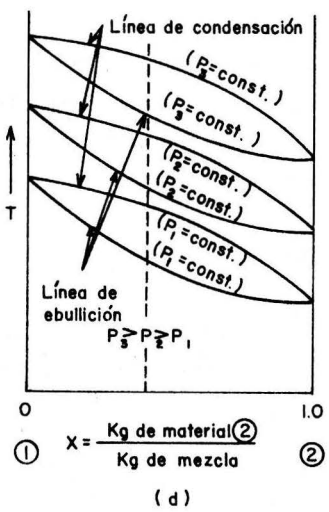
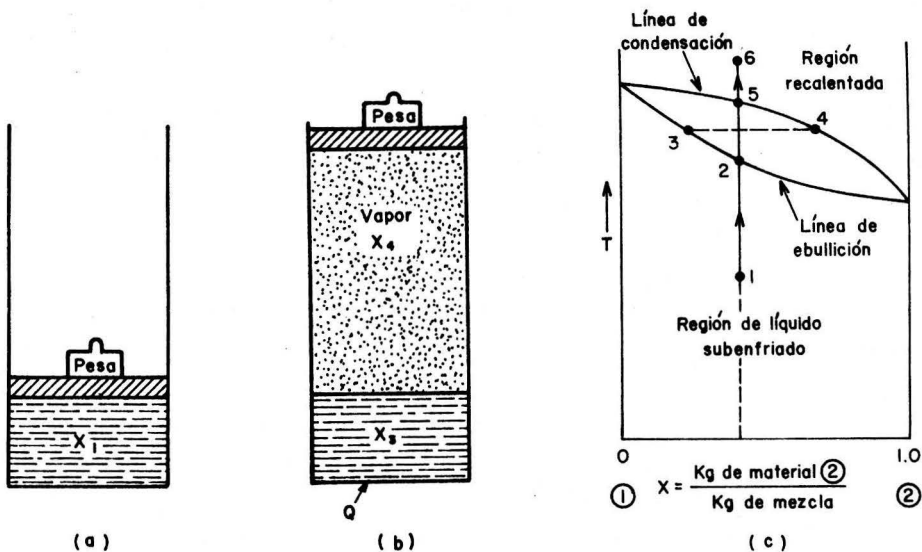


Fig. 5.7 Características de evaporación y condensación de una mezcla binaria homogénea.

sobre el líquido indicando que hay vaporización. Al detener el experimento en la condición mostrada en la Fig. 5.7(b) y al analizar químicamente el líquido y el vapor, se encontrará un resultado interesante. Las concentraciones del líquido y del vapor son diferentes, y aún más, ambas son distintas de la concentración original x_1 . Se encuentra que la concentración del líquido $x_3 < x_1$, mientras que la concentración del vapor $x_4 > x_1$. Al reiniciar el suministro de calor, el líquido va desapareciendo gradualmente y las concentraciones del líquido y del vapor van disminuyendo; cuando se alcanza el punto (5) sólo habrá vapor y se tendrá que $x_5 = x_1$. De calentarse más, el vapor se recalentará a concentración constante.

Puede repetirse el experimento con diferentes valores iniciales de concentración, pero a la misma presión, con lo que se obtendrán las líneas de equilibrio de evaporación y de condensación mostradas en la Fig. 5.7(c), donde los números encerrados en círculos indican componentes puros y sus respectivas posiciones en el eje de las concentraciones. Si los experimentos se repiten a diferentes presiones se obtendrán los resultados mostrados en la Fig. 5.7(d). En caso de invertir el experimento y empezar con un vapor recalentado, con eliminación de calor se tendrán los resultados mostrados en la Fig. 5.7(e).

O sea que, las mezclas binarias en contraste con las sustancias puras, no tienen una sola temperatura de ebullición o condensación a presión constante. La temperatura de equilibrio o de saturación es también dependiente de la concentración. Estas relaciones deben determinarse experimentalmente.

El diagrama entalpía-concentración (coordenadas $h-x$) es la presentación más útil de propiedades de una mezcla binaria. La Fig. 5.8 muestra un diagrama esquemático $h-x$ con las regiones de líquido y vapor saturados, para una mezcla binaria homogénea. Se presentan en el apéndice diagramas para mezclas reales; las Figs. 5.A-1 (a) y (b) son para amoníaco-agua y en las Figs. 5.A-2 (a) y (b) están indicadas las propiedades de las soluciones agua-bromuro de litio. En la Fig. 5.A-2 (a) no están representadas las propiedades del vapor de refrigerante -agua-, las cuales se obtienen de tablas.

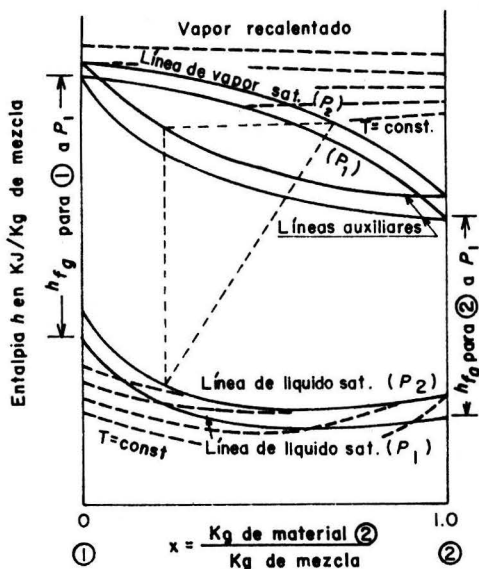


Fig. 5.8 Diagrama h-x de las regiones líquido y vapor de una mezcla binaria homogénea.

Ahora se examinará la construcción de la Fig. 5.8 con algún detalle. La figura se ha dibujado para soluciones amoníaco-agua saturadas o en equilibrio. La región líquida es la parte inferior del diagrama. Se ilustran líneas de líquido en equilibrio (líneas de ebullición) para varias presiones; se ilustran también líneas isotérmicas en la región líquida. Si se sabe que una solución líquida está saturada, puede localizarse el punto de estado en la Fig. 5.8, en la intersección de las líneas de temperatura y presión correspondientes. Si la solución líquida está subenfriada, puede localizarse aproximadamente su estado, si se conocen su temperatura y concentración.

No se muestran en la Fig. 5.8, las líneas de temperatura en la región de vapor. Sin embargo, puede localizarse el estado de un vapor saturado que está en equilibrio con un líquido -también saturado- de estado conocido, mediante el uso de las líneas auxiliares de equilibrio. El procedimiento se ilustra con un ejemplo para las condiciones de saturación de 6.9 bar y 126.7°C de una mezcla amoníaco-agua. Se traza una línea vertical desde el punto de líquido saturado hasta la línea auxiliar de 6.9 bar. De esta intersección se traza

una línea horizontal ,hasta la línea de presión para vapor saturado de 6.9 bar. Esta intersección es el punto de estado del vapor. Ahora se conocen las propiedades del vapor saturado ($T = 126.7^{\circ}\text{C}$, $p = 6.9 \text{ bar}$, $h = 2111 \text{ kJ/kg}$, $x = 0.63 \text{ kg de amoniaco/ kg de mezcla}$). Aún más, la línea recta que une los puntos de líquido saturado con vapor saturado, es una isoterma para la región líquido-vapor, y sobre ella pueden evaluarse las propiedades y proporciones de una mezcla de ellos.

5.4 SISTEMAS CONTINUOS DE ABSORCION

5.4.1 Rendimientos Térmicos

Así como el análisis del ciclo de Carnot da el máximo coeficiente de rendimiento $(\text{COP})_{\text{max}}$ para un sistema de compresión mecánica de vapor, es conveniente hallar el COP máximo alcanzable en un sistema de absorción. La Fig. 5.9 ilustra el flujo de las energías transferidas desde y hacia los fluidos de un sistema de absorción.

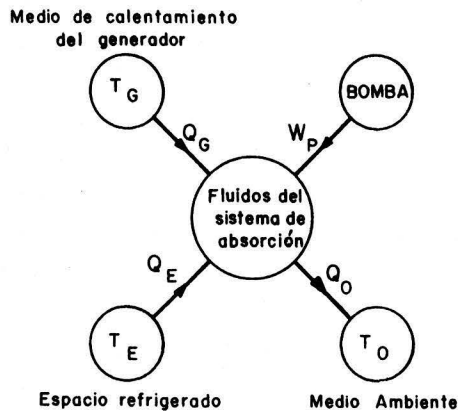


Fig. 5.9 Transferencia de energía en un sistema de refrigeración por absorción.

El medio de calentamiento del generador suministra el calor Q_G al sistema, la bomba suministra el trabajo W_p , y la sustancia enfriada en el evaporador suministra el calor Q_E . El sistema entrega calor al medio ambiente (agua de enfriamiento o aire atmosférico) en el absorbedor Q_A y en el condensador Q_C . La suma de estas últimas cantidades es el calor disipado:

$$Q_0 = Q_A + Q_C$$

De la primera ley de la termodinámica:

$$Q_0 = Q_G + Q_E + W_p \quad (5.2)$$

Supóngase que la temperatura del medio calentador del generador T_G , la temperatura de la sustancia refrigerada T_E y la temperatura del medio ambiente T_0 , son constantes.

Los fluidos circulan en el sistema de absorción en un ciclo cerrado. En estado estacionario, la variación total de entropía de los fluidos es cero. Las únicas variaciones de entropía en el sistema son las que ocurren externamente a sus fluidos de trabajo. La variación de entropía para el medio de calentamiento del generador es $\Delta S_G = -Q_G/T_G$; para la sustancia refrigerada es $\Delta S_E = -Q_E/T_E$ y para el medio ambiente es $\Delta S_0 = Q_0/T_0$. De la segunda ley de la termodinámica se tiene que:

$$\Delta S = \Delta S_G + \Delta S_E + \Delta S_0 \geq 0$$

o

$$\Delta S = -Q_G/T_G - Q_E/T_E + Q_0/T_0 \geq 0 \quad (5.3)$$

De las Ecs. (5.2) y (5.3), se obtiene:

$$Q_G (T_G - T_0)/T_G \geq Q_E (T_0 - T_E)/T_E - W_p$$

Si se supone que W_p es despreciable, se tendrá:

$$\text{COP} = Q_E/Q_G \leq T_E (T_G - T_0)/(T_G (T_0 - T_E)) \quad (5.4)$$

y para un sistema completamente reversible:

$$(\text{COP})_{\text{max}} = T_E (T_G - T_0)/(T_G (T_0 - T_E)) \quad (5.4a)$$

De la ecuación anterior puede demostrarse que teóricamente el sistema de absorción consiste en dos ciclos de Carnot; uno produce "potencia" (véase la Fig. 5.10) ciclo (1-2-3-4-1) entre la temperatura del generador T_G y la temperatura del medio ambiente T_0 y el otro ciclo (3-5-6-7-3) produce refrigeración entre la temperatura del evaporador T_E y la temperatura del medio ambiente T_0 , resultando:

$$(\text{COP})_{\text{max}} = (T_G - T_0)/T_G \cdot T_E/(T_0 - T_E) \quad (5.4b)$$

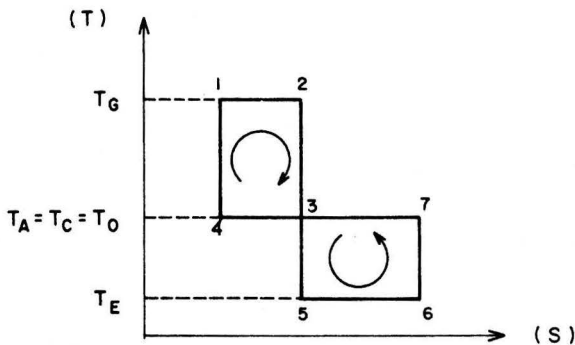


Fig. 5.10 Sistema teórico de absorción formado por dos ciclos de Carnot, uno productor de potencia (1-2-3-4-1) y otro de refrigeración (3-5-6-7-3).

Como el sistema de absorción combina los procesos de generación de potencia y de refrigeración en una sola unidad, se encuentra que el $(\text{COP})_{\text{max}}$ es mucho menor que el correspondiente a un ciclo de compresión, para las mismas T_E y T_C . La eficiencia de la máquina productora de potencia suele ser del orden del 20%, lo que significa que el COP del sistema de absorción es 1/5 del correspondiente al sistema de compresión. La Ec. (5.4a) muestra que para una

temperatura dada del medio ambiente T_0 , el COP aumenta con la elevación de la temperatura del generador T_G y con el incremento de la temperatura de la región refrigerada, T_E . En la práctica, sin embargo, el COP es mucho menor que el dado por la Ec. (5.4a).

Para tener el mayor COP en un sistema real, la diferencia de presión entre los lados de baja y alta deberá mantenerse tan pequeña como sea posible, lo cual depende de las temperaturas del evaporador y del medio condensante disponible. Recuérdese que la temperatura del evaporador determina la presión en el lado de baja, la cual a su vez es función de la temperatura y concentración de la solución absorbente-refrigerante. Si la temperatura del absorbedor está limitada por la temperatura del agente de enfriamiento disponible, la regulación de la presión puede obtenerse variando la concentración de la solución.

Para mejorar la utilización del calor suministrado a un aparato de absorción, es necesario agregar a los componentes básicos, otros tales como intercambiadores de calor y rectificadores. Se puede mejorar el COP del sistema teniendo un cambiador de calor entre la solución concentrada que va al generador y la solución diluida con alta temperatura que regresa del generador hacia el absorbedor. Como la temperatura de la solución concentrada que va al generador se incrementa y la temperatura de la solución diluida que va al absorbedor se reduce, el cambiador de calor proporciona una reducción tanto en el calor suministrado al generador como en el enfriamiento requerido por el absorbedor. Instalando un cambiador de calor en la línea de refrigerante que va del evaporador al absorbedor se aumenta el efecto de enfriamiento, subenfriando el líquido que va del condensador al evaporador.

5.4.2 Procesos básicos con mezclas binarias

Los sistemas de absorción que usan mezclas binarias homogéneas involucran diferentes tipos de procesos termodinámicos. Entre los procesos más comunes se encuentran: la mezcla adiabática de dos corrientes fluidas, la mezcla de dos corrientes fluidas con intercambio de calor, la vaporización, la

condensación y el estrangulamiento. El estudio separado de estos procesos en estado permanente ayudará a entender claramente como funcionan los sistemas de refrigeración por absorción. Los ejemplos que al respecto se encuentran al final del capítulo, ilustrarán la utilidad del diagrama h-x.

(A) Mezcla adiabática de dos corrientes. La Fig. 5.11(a) muestra una cámara donde se mezclan dos corrientes adiabáticamente. En el análisis que sigue, así como en los procesos subsiguientes, se emplearán los símbolos: h entalpía específica en kJ/kg de mezcla, x concentración en kg de un constituyente por kg de mezcla, \dot{m} flujo másico en kg de mezcla por unidad de tiempo.

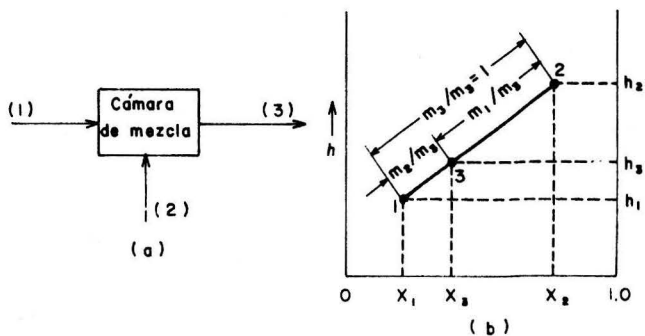


Fig. 5.11 Mezcla adiabática de dos corrientes binarias líquidas en estado permanente.

Pueden escribirse tres ecuaciones fundamentales para el sistema de la Fig. 5.11 en estado permanente. Estas son:

$$\text{Balance de energía} \quad \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_3 h_3$$

$$\text{Balance de mezcla} \quad \dot{m}_1 + \dot{m}_2 = \dot{m}_3$$

$$\text{Balance de un componente} \quad \dot{m}_1 x_1 + \dot{m}_2 x_2 = \dot{m}_3 x_3$$

Por eliminación de \dot{m}_3 se obtiene:

$$\dot{m}_1/\dot{m}_2 = (h_2 - h_3)/(h_3 - h_1) = (x_2 - x_3)/(x_3 - x_1) \quad (5.5)$$

La Ec. (5.5) define una línea recta sobre el diagrama h-x, como se muestra en la Fig. 5.11(b). O sea que, el estado (3) debe permanecer sobre la línea recta que conecta los estados (1 y 2) en el diagrama h-x. La localización del estado (3) sobre la línea se determina por las relaciones de masa. Puede deducirse que:

$$x_3 = x_1 + \dot{m}_2 (x_2 - x_1)/\dot{m}_3 \quad (5.6)$$

$$h_3 = h_1 + \dot{m}_2 (h_2 - h_1)/\dot{m}_3 \quad (5.7)$$

La temperatura resultante del mezclado adiabático de dos soluciones binarias, se obtiene del diagrama h-x, puesto que puede haber subenfriamiento o vaporización parcial. Véase el Ejemplo 5.2.

(B) Mezcla de dos corrientes con intercambio de calor. Para obtener un estado final predeterminado al mezclar dos fluidos es necesaria la extracción o adición de calor. Un ejemplo de este proceso ocurre en el absorbedor de un sistema de refrigeración por absorción. La Fig. 5.12(a) muestra el problema en estado permanente, donde se supuso extracción de calor. Las ecuaciones fundamentales del mezclado son:

$$\text{Balance de energía} \quad \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_3 h_3 + \dot{Q}$$

$$\text{Balance de mezcla} \quad \dot{m}_1 + \dot{m}_2 = \dot{m}_3$$

$$\text{Balance de un componente} \quad \dot{m}_1 x_1 + \dot{m}_2 x_2 = \dot{m}_3 x_3$$

De las ecuaciones anteriores, se encuentra que la Ec. (5.6) es aún aplicable, pero en lugar de la Ec. (5.7) se tiene:

$$h_3 = h_1 + \dot{m}_2 (h_2 - h_1)/\dot{m}_3 - \dot{Q}/\dot{m}_3 \quad (5.8)$$

Con extracción de calor durante el mezclado, el estado (3) se localiza a una distancia vertical \dot{Q}/\dot{m}_3 por debajo del punto de estado obtenido para mezclado adiabático. La Fig. 5.12(b) ilustra el proceso en el diagrama h-x. Véase el ejemplo 5.3.

(C) Procesos simples de calentamiento y enfriamiento. Los procesos de vaporización son importantes en todos los sistemas de refrigeración por absorción. En el caso de algunas mezclas binarias como la de amoníaco-agua, es necesario rectificar el vapor. Sólo serán considerados dos procesos sencillos: calentamiento y enfriamiento.

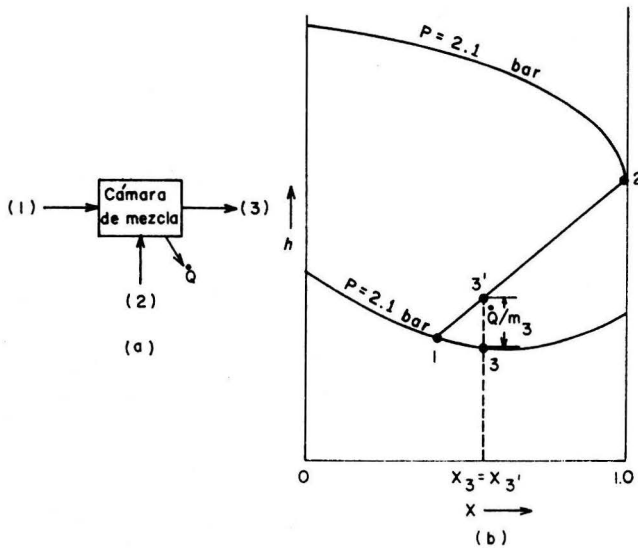


Fig 5.12 Mezclado de dos corrientes binarias en estado permanente con intercambio de calor

La Fig. 5.13(a) presenta una disposición sencilla de cambiadores de calor, por medio de la cual puede obtenerse un vapor de alta pureza, a partir de una solución líquida diluida. Con el fin de simplificar el análisis, supóngase que los componentes líquido y vapor se separan después de cada cambiador de

calor. Para el cambiador de calor A, se obtiene en condiciones de estado permanente:

$$\text{Balance de energía} \quad \dot{Q}_{1-2} = \dot{m}_1 (h_2 - h_1)$$

$$\text{Balance de mezcla} \quad \dot{m}_1 = \dot{m}_2$$

$$\text{Balance de un componente} \quad x_1 = x_2$$

Para el separador A, se tiene:

$$\text{Balance de energía} \quad \dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_4 h_4$$

$$\text{Balance de mezcla} \quad \dot{m}_2 = \dot{m}_3 + \dot{m}_4$$

$$\text{Balance de un componente} \quad \dot{m}_2 x_2 = \dot{m}_3 x_3 + \dot{m}_4 x_4$$

Combinando las últimas tres ecuaciones se obtiene:

$$\dot{m}_3/\dot{m}_2 = (x_4 - x_2)/(x_4 - x_3) = (h_4 - h_2)/(h_4 - h_3) \quad (5.9)$$

$$\dot{m}_4/\dot{m}_2 = (x_2 - x_3)/(x_4 - x_3) = (h_2 - h_3)/(h_4 - h_3) \quad (5.10)$$

La Fig. 5.13(b) muestra los puntos de estado para el cambiador de calor A y el separador A sobre el diagrama h-x. Las Ecs. (5.9) y (5.10) muestran que los componentes fraccionarios en el separador A se obtienen directamente del diagrama. O sea:

$$\dot{m}_3/\dot{m}_2 = \overline{2-4} / \overline{3-4} \quad \text{y} \quad \dot{m}_4/\dot{m}_2 = \overline{3-2} / \overline{3-4}$$

También se representa gráficamente el calor necesario \dot{Q}_{1-2}/\dot{m}_1 . Los análisis para el cambiador de calor B y el separador B son exactamente iguales al anterior. La Fig. 5.13(b) muestra los puntos de estado en el diagrama h-x.

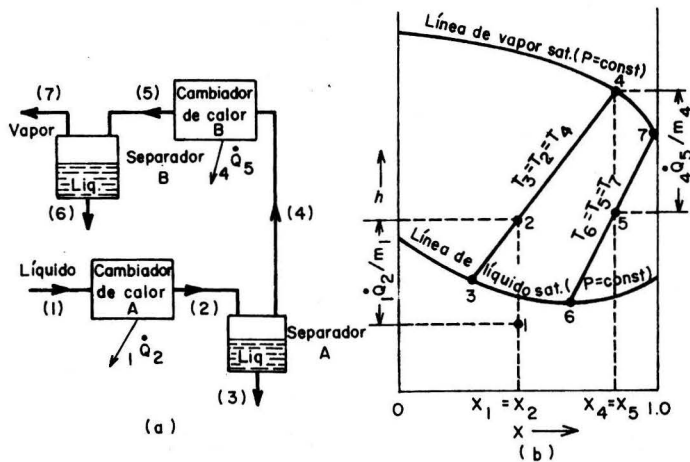


Fig. 5.13 Procesos de calentamiento y enfriamiento en estado estacionario.

(D) Rectificación. Regresando a la Fig. 5.13, el cambiador A efectúa la función de generador y el cambiador B desempeña la función de rectificador. Con la disposición mostrada es posible producir un vapor de alta pureza a la salida del rectificador. El arreglo de la Fig. 5.13 es, sin embargo, inadecuado para la separación de una mezcla binaria. Para lograr una separación eficiente, debe introducirse una columna de destilación entre el generador y el rectificador.

La Fig. 5.14(a) muestra una columna de destilación entre el generador y el rectificador. La columna contiene varias placas intercaladas o perforadas. Una mezcla de vapor V sube a través de la columna mientras que una solución líquida L desciende. El propósito de las placas es aumentar la superficie de contacto entre líquido y vapor. Del vapor que sube, se condensa una parte; del líquido que baja se evapora otra porción. Respecto a la posición, el vapor ascendente adquiere una mayor concentración, mientras que la solución líquida descendente adquiere una menor concentración.

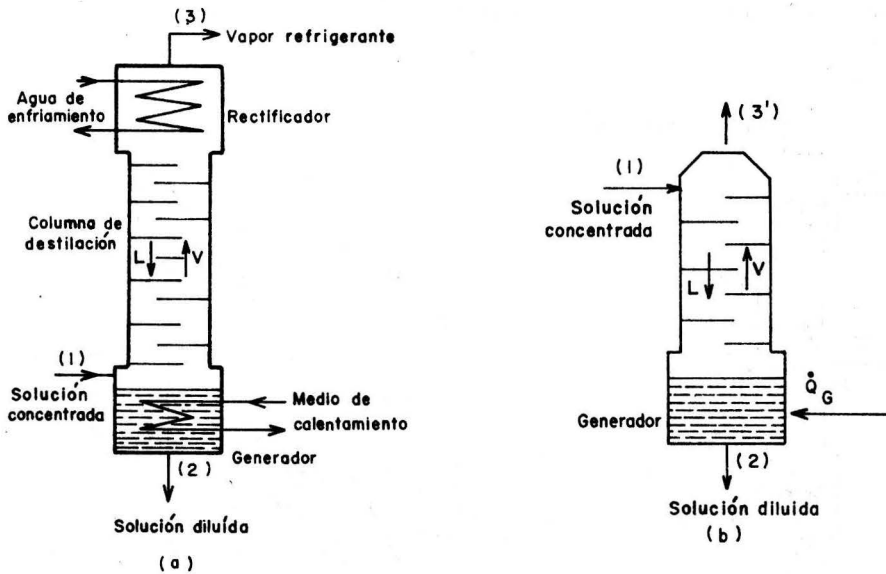


Fig. 5.14 Columnas: (a) De destilación;
(b) De descarga o de agotamiento

El dispositivo separador de la Fig. 5.14(a) aún puede mejorarse si el líquido concentrado, estado (1), se introduce en la parte superior de la columna en lugar de hacerlo directamente en el generador. Tal disposición combina una columna de descarga o agotamiento con el generador. La Fig. 5.14(b) muestra esquemáticamente una columna de descarga.

El requerimiento de calor del generador puede reducirse sustancialmente si el líquido concentrado se precalienta en un cambiador de calor por medio de la solución líquida diluída. La Fig. 5.15 es un esquema de una columna doble de rectificación, en la que se ha incluido esta mejora, consiste en el acoplamiento de la columna de descarga y la columna simple de destilación descritas previamente.

El vapor producido en el generador se eleva a lo largo de la columna y se purifica hasta el estado (3'). El vapor se concentra luego en la columna y en el rectificador, hasta la condición final deseada. La solución concentrada,

estado (1), se mezcla con el líquido que baja de la columna superior, liberándose después algo de vapor en la columna inferior.

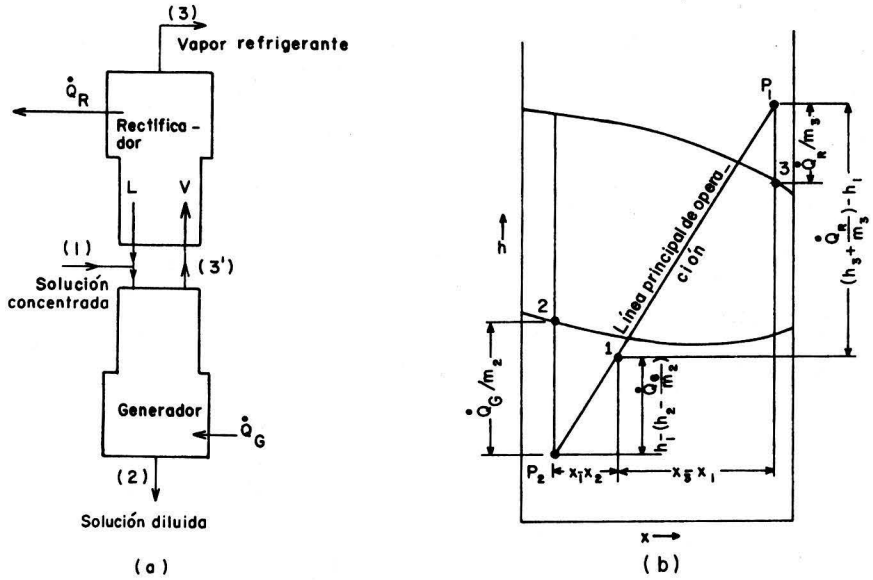


Fig. 5.15 Columna doble de rectificación

Las ecuaciones fundamentales para la combinación de las dos columnas son:

Balance de energía $\dot{m}_1 h_1 + \dot{Q}_G = \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_3 h_3 + \dot{Q}_R$

Balance de mezcla $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 + \dot{m}_3$

Balance de un componente $\dot{m}_1 x_1 = \dot{m}_2 x_2 + \dot{m}_3 x_3$

Al relacionar estas tres ecuaciones se obtiene:

$$\frac{(h_3 + \dot{Q}_R/\dot{m}_3) - h_1}{x_3 - x_1} = \frac{h_1 - (h_2 - \dot{Q}_G/\dot{m}_2)}{x_1 - x_2} \quad (5.11)$$

La Ec. (5.11) requiere que los dos polos P_1 y P_2 (que indican los puntos de intersección de las distintas líneas de operación de las columnas) y el punto de estado (1), permanezcan sobre una línea recta en el diagrama $h-x$. Esto se ilustra en la Fig. 5.15(a) con la recta denominada "línea principal de operación".

La posición de la línea principal de operación $\overline{P_2-1-P_1}$ determina el calor requerido por el generador \dot{Q}_G/\dot{m}_2 y el enfriamiento requerido por el rectificador \dot{Q}_R/\dot{m}_3 para determinados valores de x_1 y x_3 . Ambas cantidades disminuyen a medida que la línea principal de operación se hace más horizontal. Sin embargo, no se puede dibujar arbitrariamente la línea principal de operación. Para que haya vaporización en la columna de rectificación, los polos P_1 y P_2 deben localizarse de tal manera que todas las líneas de operación tengan mayor pendiente que las isotermas de la región de mezcla, en cada una de las secciones transversales de la columna [6].

(E) Estrangulamiento. En la mayoría de los sistemas que utilizan mezclas binarias hay procesos de estrangulamiento. La Fig. 5.16(a) es un esquema de una válvula de expansión. Supóngase que $x_1 = x_2$ y $h_1 = h_2$. Sobre el diagrama $h-x$, los puntos (1) y (2) son idénticos. Sin embargo, en un proceso de estrangulamiento puede haber vaporización. La Fig. 5.16(b) ilustra el proceso, donde se ha supuesto que los componentes líquido f y vapor g están en equilibrio. Geométricamente, con el auxilio de una escuadra se obtiene por ensayo la isoterma $\overline{f-2-g}$. Hallándose que T_2 puede ser mucho menor que T_1 . Los componentes fraccionarios del líquido y vapor pueden obtenerse de la relación de segmentos en la línea $\overline{f-2-g}$.

(F) Flujos Másicos en el Generador. Con el flujo másico de solución \dot{m}_A y concentración x_A -proveniente del absorbedor- se alimenta al generador; luego del calentamiento el flujo se divide en dos partes, una corresponde al refrigerante \dot{m}_R liberado y la otra a la solución \dot{m}_G remanente cuya concentración varía hasta un valor x_G .

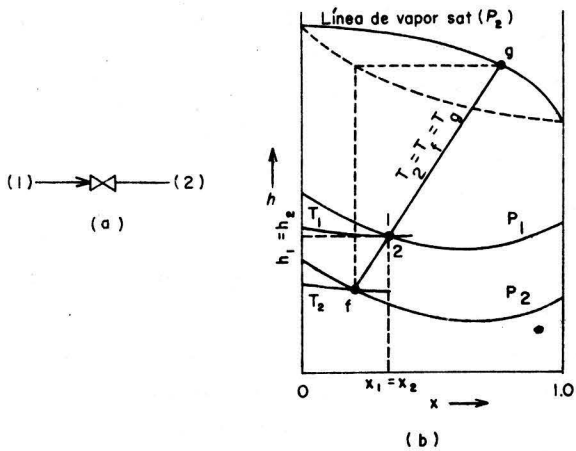


Fig. 5.16 Estrangulamiento de una mezcla binaria líquida en estado permanente.

Hay una forma útil de relacionar los flujos másicos, y para ello se define la relación de circulación (RC), como la cantidad de solución que se produce en el generador por cada unidad de vapor refrigerante que se libera en el mismo:

$$(RC) = \frac{\dot{m}_G}{\dot{m}_R} = \frac{\dot{m}_G}{\dot{m}_A - \dot{m}_G} \quad (5.12)$$

Al hacerse un balance de masa en el generador, (RC) puede expresarse en función de las concentraciones x_A y x_G como:

$$(RC) = \frac{x_R - x_A}{x_A - x_G} = \frac{x_R - x_A}{\Delta x} \quad (5.13)$$

Cuando la Ec. (5.13) se emplea para la solución amoniaco-agua y se considera un generador que produzca vapor de refrigerante puro, se convierte en:

$$(RC) = \frac{1 - x_A}{\Delta x} \quad (5.13a)$$

Simplificando la Ec. (5.13) para el caso de la solución agua-bromuro de litio:

$$(RC) = \frac{x_A}{\Delta x} \quad (5.13b)$$

Las Figs. 5.17 y 5.18 son representaciones gráficas de la Ec.(5.13a), donde se ha supuesto que el vapor refrigerante no contiene absorbente ($x = 100\%$), se usan directamente para amoníaco-agua.

Hay otra forma de expresar la correspondencia entre los flujos másicos presentes en el generador, y esto se hace mediante la relación de flujo (RF), que indica la cantidad de solución \dot{m}_A necesaria para producir una unidad de vapor refrigerante \dot{m}_R :

$$(RF) = \frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_R} = \frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_A - \dot{m}_G} \quad (5.14)$$

o mediante el empleo de las ecuaciones fundamentales de balance de masa:

$$(RF) = \frac{x_R - x_G}{x_A - x_G} = \frac{x_R - x_G}{\Delta x} \quad (5.15)$$

La relación de flujo (RF) y la tasa de recirculación (RC) están ligadas por:

$$\frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_R} = \frac{\dot{m}_G + \dot{m}_R}{\dot{m}_R} = \frac{\dot{m}_G}{\dot{m}_R} + 1$$

o sea que:

$$(RF) = (RC) + 1 \quad (5.16)$$

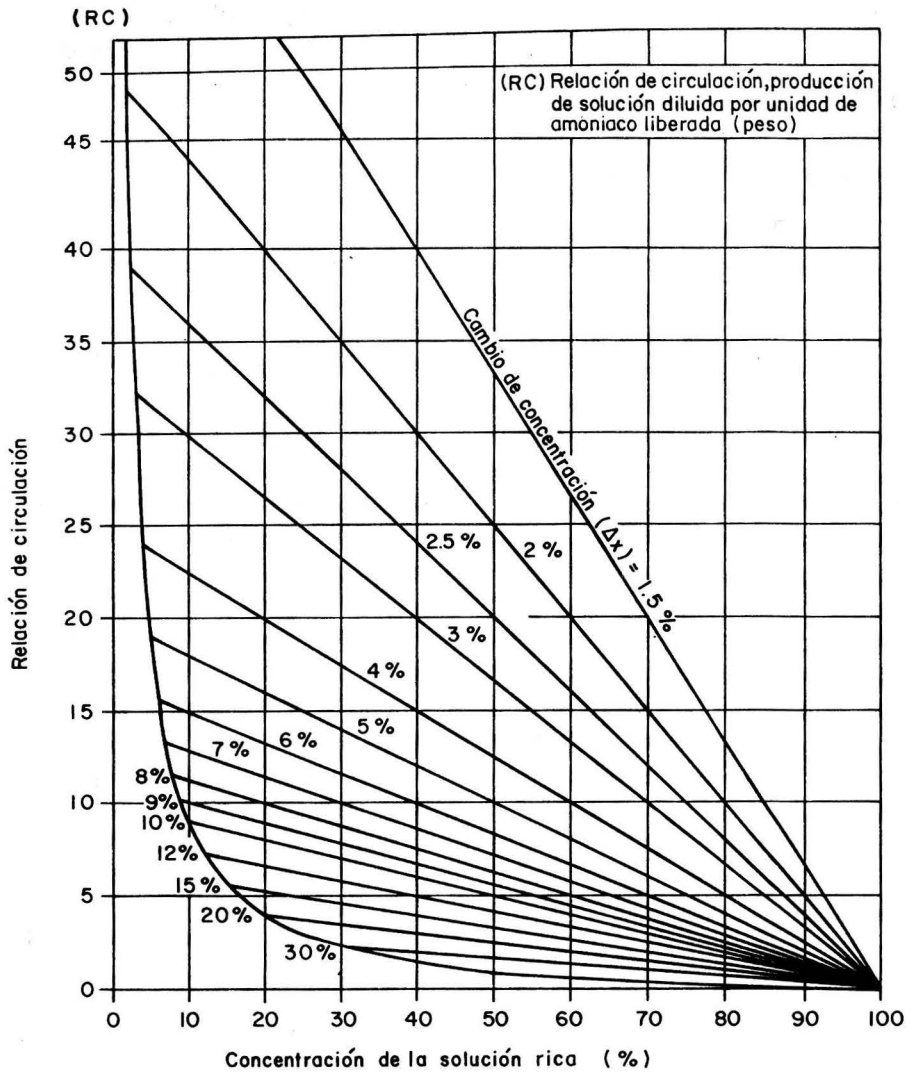


Fig. 5.17 (RC) en función de la concentración de la solución rica en refrigerante (concentrada).

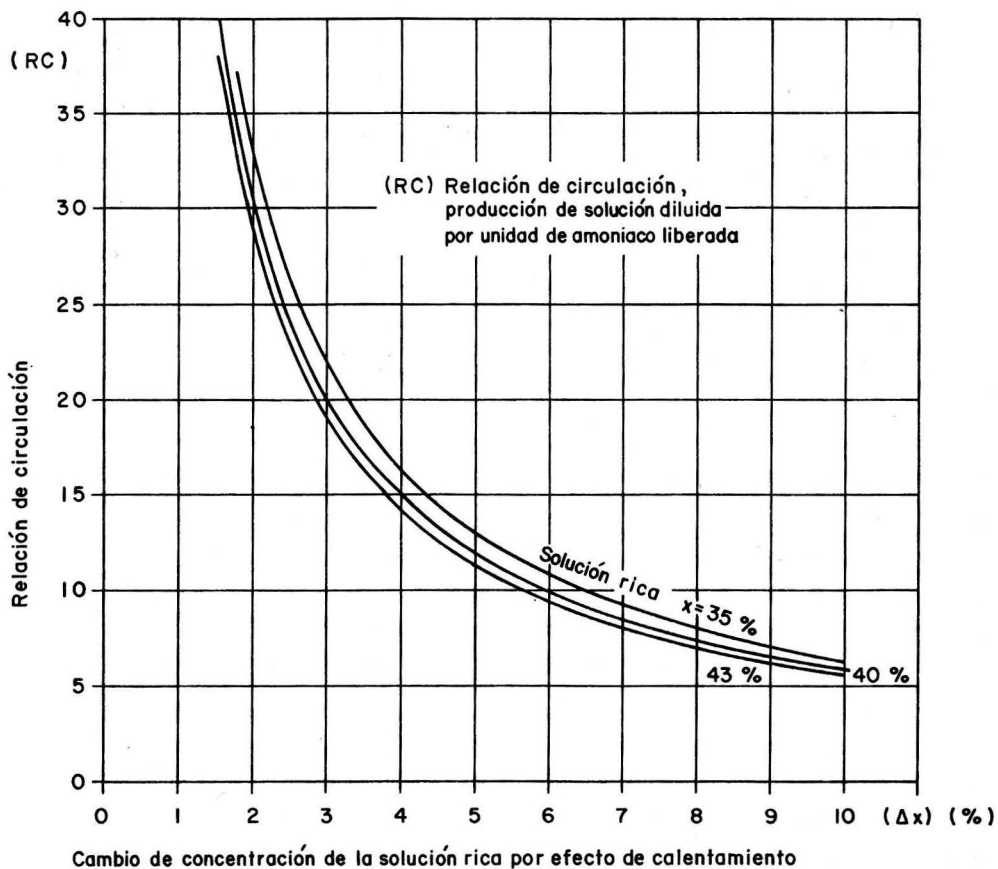


Fig. 5.18 Relación de circulación en función de Δx para tres valores de concentración de la solución rica (concentrada).

5.4.3 Sistema Amoniaco-Agua

(A) Análisis del sistema básico. El funcionamiento del sistema, Fig. 5.5, puede analizarse usando el diagrama amoniaco-agua de la Fig. 5.A-1(a) si se conocen las presiones y temperaturas en todas sus partes. Por ejemplo, se puede calcular el flujo de calor que se necesita en el generador y el calor que ha de extraerse por unidad de tiempo en el absorbedor y condensador, para una determinada capacidad de refrigeración en el evaporador. Véase el Ejemplo 5.4.

(B) Sistema de absorción mejorado. Si bien el sistema de absorción básico produce enfriamiento, su rendimiento puede aún mejorarse. Una forma de lograrlo consiste en reducir la cantidad de agua que entra al evaporador. En el Ejemplo 5.4, se demuestra que la presencia de un 6.8 % de agua en la mezcla líquida que entra al evaporador, limita la entalpía de salida -mezcla no evaporada y vapor de amoniaco- a un valor de 1043 en vez de 1286 kJ/kg, que se tendría si entrara refrigerante puro al evaporador. Como consecuencia de esto, el efecto de enfriamiento por kg de refrigerante se redujo, por lo que se necesitan mayores caudales por unidad de refrigeración, lo que a su vez hace necesaria una mayor transferencia de calor en los componentes del sistema. Otra mejora que puede hacerse, consiste en la instalación de un intercambiador de calor para los fluidos que circulan entre generador y absorbedor, o entre evaporador y condensador.

La Fig. 5.19 muestra esquemáticamente un sistema industrial de amoniaco-agua. La diferencia principal entre las Figs. 5.5 y 5.19 consiste en que se han agregado en esta última, una columna doble de destilación, un rectificador y 2 intercambiadores de calor. Con el equipo de rectificación, la concentración del vapor que entra al condensador puede hacerse igual o muy cercana a la unidad. Véase el Ejemplo 5.5.

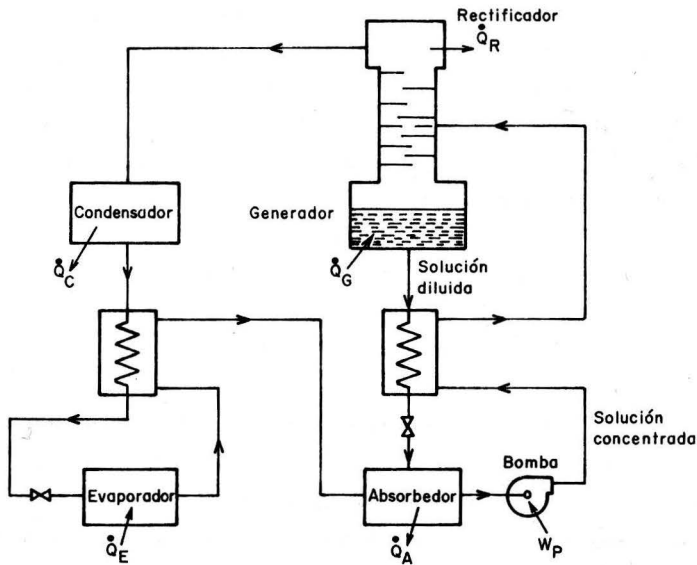


Fig. 5.19 Sistema industrial de absorción amoníaco-agua.

5.4.4 Sistema agua-bromuro de litio

En años recientes ha llegado a ser importante el sistema de absorción agua-bromuro de litio en el acondicionamiento de aire. El agua es el refrigerante y el bromuro de litio el absorbente. El bromuro de litio puro es sólido, aunque al mezclarse con suficiente cantidad de agua forma soluciones líquidas homogéneas.

Por ejemplo, para una solución agua-bromuro de litio con una concentración del 60% a 43.3°C , se tiene vapor a una presión absoluta de 6.9 mm de Hg, la cual es suficientemente baja para enfriar agua a 6°C o poco menos. La Fig. 5.A-2(b) es un diagrama entalpía-concentración para agua-bromuro de litio.

Los equipos se diseñan de tal modo que el absorbedor y el evaporador, que trabajan a la presión menor, estén colocados en la parte inferior del

sistema, dentro de una coraza común. El generador y el condensador, los cuales están a la presión mayor, del orden de 75 mm de Hg, están en corazas separadas y colocados en la parte superior del equipo. Debido a las bajas presiones, se necesitan unidades de purgado para eliminar el aire que puede introducirse en estos sistemas que operan al vacío, y también para la eliminación de cualquier gas que se origine por la descomposición química.

Como el refrigerante es agua, la temperatura del evaporador debe estar por encima de 0°C , lo cual limita el uso del sistema al acondicionamiento de aire u otras aplicaciones de refrigeración a alta temperatura.

La característica sobresaliente de estos sistemas, como ya se mencionó, es la no volatilidad del bromuro de litio. Del generador sólo sale vapor de agua, por tanto, no es necesario el equipo de rectificación. Comparado con el sistema amoniaco-agua, el sistema agua-bromuro de litio es más sencillo y opera con un mayor COP.

(A) Ciclo básico agua-bromuro de litio. Estos sistemas tienen el mismo ciclo básico que los sistemas amoniaco-agua. En el diagrama de la Fig. 5.5, al agregar calor en el generador se libera vapor de agua, que pasa a licuarse al condensador. Se ha representado el empleo de una válvula de expansión para producir la caída de presión después del punto 4, pero en realidad ésta puede conseguirse en una tobera multiperforada o en un disco perforado. La evaporación se lleva a cabo de 4 a 5 y el vapor de agua resultante pasa al absorbedor, donde es absorbido por la solución de bromuro de litio. La solución abandona el absorbedor en el estado 1 con una concentración de bromuro de litio baja, es decir, una alta concentración de agua, mientras que la solución que sale del generador en el estado 3 tiene una concentración de bromuro de litio alta. Es conveniente notar que en este caso la solución concentrada es aquella rica en absorbente, caso contrario al de los sistemas amoniaco-agua.

Para determinar las propiedades del vapor hay que usar las tablas de vapor de agua. La concentración de éste es siempre del 100 %, ya que el bromuro de litio no es volátil.

(B) Sistemas comerciales agua-bromuro de litio. Los cambios respecto al ciclo básico incluyen un intercambiador de calor entre el absorbedor y el generador para conseguir un mejor rendimiento, y una bomba para hacer circular el líquido del evaporador. La Fig. 5.20 muestra una unidad de este tipo. Véase el Ejemplo 5.6.

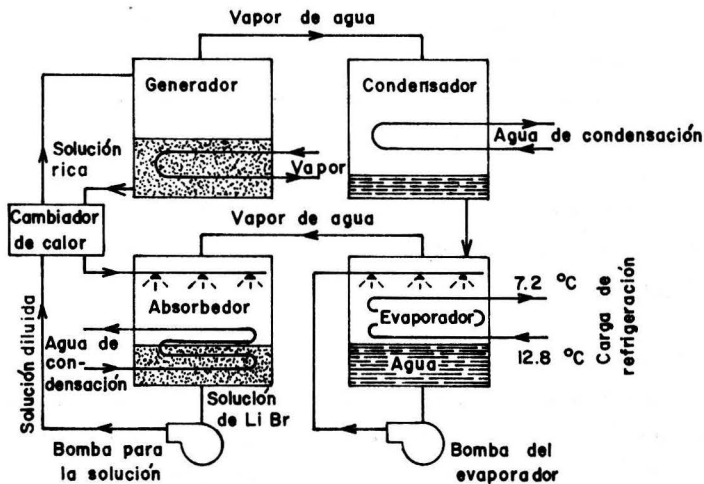


Fig. 5.20 Arreglo de un sistema comercial de absorción agua-bromuro de litio

5.4.5 Sistema de absorción-difusión

Se ha mencionado que en el sistema amoníaco-agua es necesario emplear una bomba para pasar la solución del absorbedor al generador; esto no se hace solamente para lograr el movimiento del líquido sino también porque el absorbedor se encuentra a una presión mucho más baja que el generador; por ejemplo, 2.1 bar en el absorbedor y 20.3 bar en el generador. Aún cuando la energía que necesita la bomba representa menos del 1 % de la energía suministrada al generador, si sólo se dispone de energía calorífica, el empleo de una bomba presenta en el mejor de los casos, serios inconvenientes.

Si al sistema de absorción se le agrega un tercer fluido, un gas inerte que no reaccione con el absorbente y el refrigerante, tal como el hidrógeno, se tendrá un balance entre las presiones de los lados de alta y baja presión. Se podrá así formar un ciclo de absorción que funcione sin la bomba de la solución y sin ninguna otra parte en movimiento. Los sistemas que utilizan amoníaco y agua tienen una aplicación muy grande como refrigeradores domésticos, sobre todo en casas móviles y vehículos de recreación, en cuyo caso el calor se suministra al generador por combustión directa de propano, por alguna resistencia eléctrica o por ambas. La Fig. 5.21 muestra un diagrama de estos refrigeradores.

Aunque el refrigerante amoníaco es tóxico, las posibilidades de fuga son remotas y por otra parte, la cantidad de amoníaco en el sistema es tan pequeña que el peligro es mínimo.

El ciclo opera de acuerdo a la ley de Dalton, la cual establece que la presión total en cualquier mezcla de gases y vapores es igual a la suma de las presiones parciales ejercidas por cada uno de los gases o vapores de la mezcla. En este sistema la presión total ejercida por los gases y vapores es la misma en todas sus partes.

Las pequeñas variaciones de presión que se dan en el sistema provienen de la presencia de columnas de líquido y son usadas para lograr la circulación de los líquidos sin bomba alguna. Al añadir el gas inerte se presenta un cambio en el funcionamiento del evaporador. Dicho gas está presente sólo en el circuito que forman el evaporador y el absorbedor, quedando fuera del generador y condensador, de tal modo que cuando al evaporador entra amoníaco líquido se encuentra ante una atmósfera de gas inerte. La evaporación ocurre de la misma forma en que el agua de una alberca se evapora dentro de la atmósfera -efecto de difusión- pero en este caso la atmósfera se sustituye por hidrógeno. La unidad se carga con tanto hidrógeno como sea necesario para mantener la misma presión en todas sus partes, esto es, la suma de las presiones parciales de los 3 componentes, debe de ser igual a la presión de saturación del refrigerante que corresponda a la temperatura máxima de

condensación, para la cual esta diseñada la unidad; por ejemplo, para condensar amoníaco a 50°C se requiere de 20.3 bar.

En el evaporador la presión parcial del vapor de amoníaco es menor que la presión total a causa de la presencia del hidrógeno. Como consecuencia de esto, el amoníaco líquido empieza a evaporarse dentro del gas (hidrógeno), que está casi libre de amoníaco cuando entra al evaporador y enfría el serpentín a medida que avanza. La evaporación se detiene cuando la atmósfera de hidrógeno se satura de vapores de amoníaco al igualarse las presiones parciales entre el refrigerante líquido y el gaseoso, por lo cual debe reemplazarse la mezcla de hidrógeno rica en vapor de amoníaco, por un flujo de hidrógeno lo mas puro posible. En cambio, en el condensador donde no hay hidrógeno presente, la condensación se realiza a una presión y temperatura suficientemente alta para que se pueda ceder calor a la atmósfera.

La circulación automática del gas inerte que transporta al refrigerante evaporado hacia el absorbedor, se logra colocando el evaporador a mayor altura que el absorbedor. Como el peso molecular del hidrógeno es 2 y el del vapor de amoníaco es 17, la atmósfera de hidrógeno se hace más pesada al enriquecerse con vapor de amoníaco en el evaporador y desciende al absorbedor colocado por debajo, donde la solución diluida absorbe sólo al amoníaco; de esta manera la mezcla gaseosa se va haciendo más ligera hasta ser casi hidrógeno puro a la salida del absorbedor. Este último descarga el gas y la solución saturada en un tanque de separación, el gas asciende, estableciéndose por gravedad una circulación continua en el circuito gas-vapor de refrigerante; el movimiento es reforzado por la diferencia de densidades que hay entre el gas caliente que asciende y el frío que desciende.

Las concentraciones que se obtienen una vez que la solución diluida absorbió al amoníaco de la mezcla gaseosa, dependen de la temperatura a la cual pueda enfriarse el absorbedor, para lo cual es común utilizar el aire ambiente.

La circulación de la solución refrigerante-absorbente entre el absorbedor y el generador, ambos a la misma presión, se logra mediante una diferencia de

altura entre ellos; la solución diluida se eleva hasta el nivel del separador empujada por las burbujas de vapor de amoníaco producidas en el generador, a través de un tubo percolador que reemplaza a la bomba usada en los sistemas grandes. Del separador, el líquido drena por gravedad a través de una trampa "U" de líquido, hacia el absorbedor enfriado por aire, mientras que el vapor de amoníaco pasa directamente al condensador también enfriado por aire, donde es condensado. Luego el amoníaco líquido drena por gravedad desde el condensador hacia el evaporador, a través de otra trampa "U" para líquido, mezclándose luego con hidrógeno y vaporizándose al tomar calor a baja temperatura del espacio refrigerado. El propósito de las dos trampas "U" de líquido es contener al hidrógeno en el evaporador y en el absorbedor, evitando así su paso hacia el generador-separador-condensador.

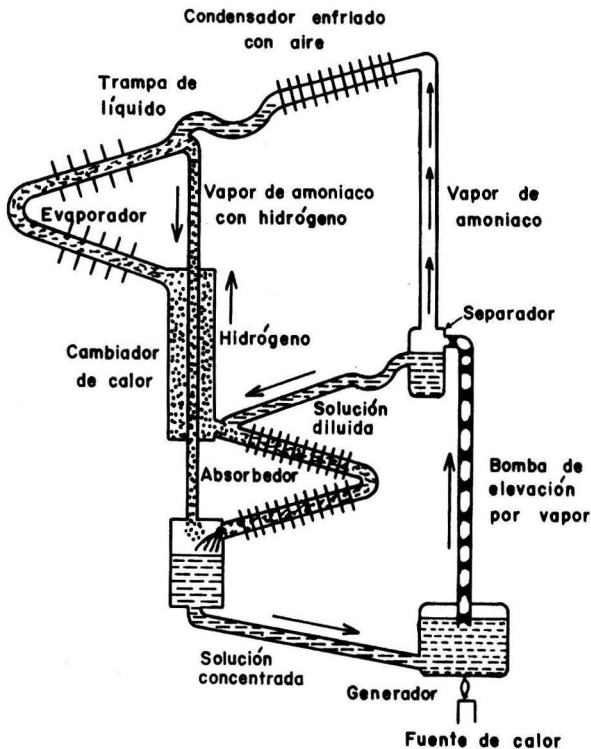


Fig. 5.21 Sistema doméstico (simplificado) de absorción-difusión que usa amoníaco, agua e hidrógeno

El sistema de refrigeración descrito está soldado herméticamente y no tiene partes móviles que deban ajustarse o que se desgasten. La construcción ha de ser resistente puesto que debe soportar una presión del orden de 20 bar durante la operación. Para producir una temperatura de -18°C , el amoniaco debe evaporarse a 2.1 bar. El balance de presión de 17.9 bar se logra con el hidrógeno.

5.5 SISTEMA INTERMITENTE AMONIACO-AGUA.

Los sistemas de absorción de tipo intermitente o periódico son más sencillos en cuanto a construcción, por el menor número de componentes, respecto a los continuos. Estos sistemas no requieren una bomba para hacer circular el fluido de trabajo; carecen de partes móviles y la manipulación se limita a sencillas conmutaciones de válvulas. En ellos, a un período de generación le sigue uno de absorción, ocurriendo éste último en forma simultánea con el período de refrigeración.

El funcionamiento de este tipo de refrigerador se basa en los principios descubiertos por Faraday en 1824. El sistema que se estudiará a continuación no tiene transferencia de potencia eléctrica o mecánica y por su naturaleza intermitente no es práctico evaluarlo con el COP definido anteriormente.

El arreglo básico de tal sistema se ilustra en la Fig. 5.22. El recipiente A se utiliza en forma alterna como generador y como absorbedor; se calienta cuando funciona como generador y se enfría cuando opera como absorbedor.

El ciclo consta de 2 etapas: generación y absorción. Durante la generación se suministra calor a la solución amoniaco-agua contenida en el generador, manteniendo la válvula V_1 abierta y V_2 cerrada. El vapor de amoniaco y agua generados llegan al rectificador, donde el líquido que se condensa tiene una mayor proporción de agua y regresa al generador por efecto de la gravedad. El amoniaco seco pasa al condensador y al salir de ahí se almacena en el evaporador. El proceso anterior de generación requiere normalmente de 5 a 6

horas. Después se enfría el generador, disminuyendo la temperatura y presión de la solución diluida que contiene.

Durante la etapa de absorción, que es precisamente cuando ocurre la refrigeración, se cierra la válvula V_1 y se abre V_2 , y algo del refrigerante líquido se evapora, enfriándose el resto del amoniaco hasta la temperatura del evaporador. Se transfiere calor al evaporador hasta que se agota todo el amoniaco líquido. El refrigerante evaporado regresa a la parte inferior del generador que funciona ahora como absorbedor. El vapor burbujea en este último, siendo absorbido por la solución diluida, completándose así el ciclo.

El proceso puede ser descrito convenientemente en un diagrama p - T - x . Este diagrama de equilibrio se muestra en la Fig. 5.23 como una serie de líneas de presión constante en función de la temperatura y concentración de la solución. La entalpía del líquido, h_l , y la del vapor, h_v , también se pueden obtener de este diagrama. La condición inicial en el generador se indica con el punto (1). Al calentarse la solución del generador aumentan la temperatura y presión hasta T_2 y p_2 , donde p_2 es la presión de saturación correspondiente a la temperatura del condensador. El calentamiento adicional de la solución hasta el estado (3) remueve vapor de amoniaco y agua de la solución, reduciéndose la concentración a x_{s3} .

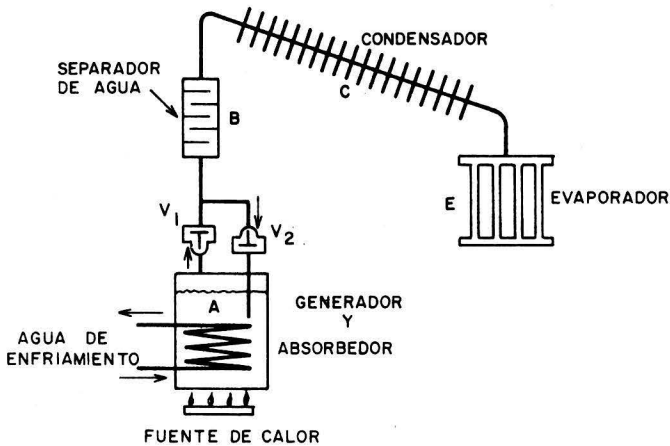


Fig. 5.22 Sistema intermitente de refrigeración por absorción.

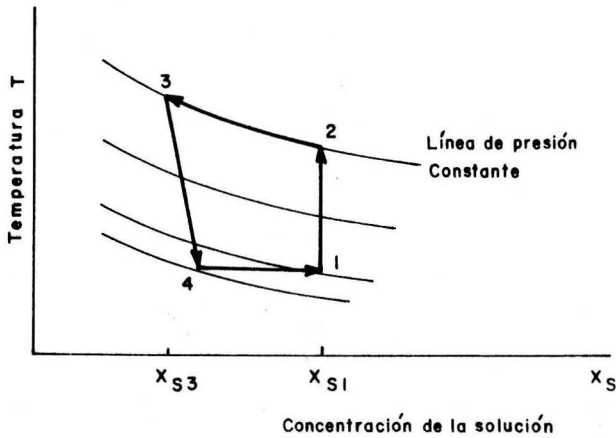


Fig. 5.23 Ciclo de refrigeración intermitente

Cuando la generación ha terminado, una cantidad m'_3 de amoníaco líquido seco ha llegado al evaporador, donde m'_3 es aproximadamente el producto de la masa inicial de solución por la diferencia de concentraciones:

$$m'_3 = m_1(x_{s1} - x_{s3})$$

Una vez enfriado el generador, al cerrar la válvula V_1 y abrir V_2 , una porción de amoníaco líquido cambia de fase inmediatamente en el evaporador, enfriándose adiabáticamente el resto del refrigerante hasta donde lo permita la presión del generador, el cual actuará ahora como absorbedor. Luego que el vapor resultante del cambio de fase es absorbido se llega al punto (4). La cantidad de amoníaco líquido restante, m'_4 , se encuentra igualando la energía que tomó el amoníaco evaporado con el calor perdido por el resto del líquido.

$$-(h_{fg})dm' = -m'dh'$$

donde (h_{fg}) es el calor latente de vaporización promedio para las presiones de los estados (3) y (4), y h' la entalpía del refrigerante líquido.

Reordenando:

$$(h_{fg}) dm'/m' = dh'$$

Integrando:

$$\int_{m'_3}^{m'_4} dm'/m' = 1/(h_{fg}') \int_{h'_3}^{h'_4} dh'$$

cuya solución es:

$$m'_4/m'_3 = \exp [(h'_4 - h'_3)/(h_{fg}')] \quad (5.17)$$

donde h'_4 y h'_3 son también las entalpías del amoníaco líquido a las presiones de los estados (4) y (3) respectivamente, determinadas al igual que h_{fg}' de tablas. Durante todo el proceso de refrigeración, que puede durar de 5 a 6 horas y se representa por el proceso (4)-(1), el generador opera como absorbedor, enriqueciéndose la solución hasta que alcanza la concentración inicial x_{s1} , para lo cual se requiere enfriamiento.

El coeficiente de operación definido según la Ec. (5.4) solo es aplicable en estado permanente, por lo que ahora se define para un sistema intermitente de la siguiente forma:

$$(\text{COP})_{\text{INT}} = \frac{(Q_E)_{\text{TOTAL}}}{(Q_G)_{\text{TOTAL}}} \quad (5.18)$$

En donde los términos del cociente se refieren a los calores transferidos en cada ciclo, para los procesos de evaporación y generación respectivos.

La etapa de refrigeración que se presenta al evaporarse m'_4 kg de amoníaco, se indica por el proceso (4)-(1), en la que el calor transferido se expresa como:

$$(Q_E)_{\text{TOTAL}} = m'_4 (h_{fg}') \quad (5.19)$$

En este caso, h_{fg}' es el calor latente de vaporización a la temperatura del

evaporador. Una vez que se ha evaporado todo el amoniaco líquido se regresa al estado (1) del ciclo. El proceso de absorción de (4) a (1) se lleva a cabo a una temperatura constante tal, que la temperatura final en el absorbedor-generador sea igual a la temperatura de equilibrio correspondiente a la concentración inicial.

La energía total suministrada al generador se determina por:

$$(Q_G)_{TOTAL} = m_3 h_3 - m_1 h_1 + \sum_2^3 h_v \delta m \quad (5.20)$$

donde $m_1 h_1$ y $m_3 h_3$ son las entalpías totales de la solución en el generador para los puntos (1) y (3) respectivamente, y $h_v \delta m$ es la entalpía total de un incremento de masa δm de vapor amoniaco-agua procedente del generador. La masa m_3 se encuentra del cambio de concentración en la solución; h_3 y h_1 se determinan de diagramas, al igual que la entalpía del vapor liberado, h_v . Para encontrar δm se hace un balance de masa en el rectificador.

En la Fig. 5.24, δm kg de vapor de amoniaco-agua entran al rectificador y una cantidad menor $\delta m'$ de amoniaco seco sale por la derecha, la diferencia de masa corresponde al condensado que regresa al generador. Si la concentración de amoniaco en el vapor que entra al rectificador es x_v y la concentración en el condensado es x_s , un balance de masa en el rectificador da:

$$x_v \delta m - x_s (\delta m - \delta m') = \delta m'$$

ó

$$x_v \delta m - x_s \delta m + x_s \delta m' = \delta m'$$

de donde:

$$\delta m = \delta m' (1 - x_s) / (x_v - x_s) \quad (5.21)$$

donde la concentración de amoniaco en el vapor, x_v , se encuentra del diagrama amoniaco-agua.

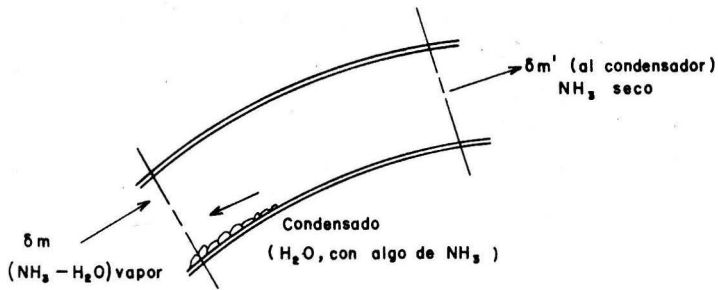


Fig. 5.24 Balance de masa en el rectificador de un sistema intermitente

El término $\Sigma h_v \delta m$ en la Ec. (5.20) se evalúa al calcular δm de la Ec. (5.21) para puntos a lo largo del proceso (2)-(3) de la Fig. 5.23. Para cada punto se calcula el valor individual del producto $h_v \delta m$, suponiendo que entre cada uno se genera la misma cantidad de amoníaco seco $\delta m'$. Según el número de puntos que se evalúen, el valor de $\Sigma h_v \delta m$ será más o menos aproximado, por lo que conviene dividir el proceso de generación en el mayor número posible de puntos, con menores cambios de concentración x_s entre ellos. Véase el Ejemplo 5.7.

5.6 COMPARACION ENTRE LOS SISTEMAS DE ABSORCION Y COMPRESION

El equipo de absorción en sí mismo es mucho más simple que el equipo de compresión de capacidad comparable. Debido a que el sistema de absorción tiene muy pocas piezas en movimiento, su funcionamiento es más silencioso y requiere de menor mantenimiento que los sistemas de compresión.

A pesar de que el coeficiente de rendimiento es mucho menor en los sistemas de absorción, es impropio comparar el COP del sistema de absorción con el que corresponde a un sistema de compresión mecánica. El Ejemplo 5.5 muestra que el COP de un sistema de absorción amoníaco-agua es alrededor de un séptimo del que corresponde a un sistema de compresión de amoníaco con una sola etapa, trabajando aproximadamente a las mismas temperaturas de evaporación y condensación.

El COP calculado para el sistema de absorción, como en el Ejemplo 5.5, es más realista que un COP calculado para un ciclo teórico de compresión de vapor, donde se supone compresión isoentrópica. Para hacer una mejor comparación debe multiplicarse el COP real de un ciclo de compresión mecánica por el rendimiento térmico de la planta de potencia que lo impulsa. Deben incluirse también las pérdidas de calor en el compresor. Haciendo esto, resultará que el sistema de compresión tiene sólo una pequeña superioridad termodinámica sobre el sistema de absorción. Por otra parte, el Ejemplo 5.6 muestra que el COP de un sistema agua-bromuro de litio es algo mayor que el de un sistema amoníaco-agua.

Vale la pena estudiar más de cerca la Ec. (5.4a) que da el COP máximo alcanzable en un sistema de absorción. Esta ecuación muestra que en un sistema reversible, el COP aumenta con un incremento de la temperatura del medio de calentamiento del generador. Sin embargo, en un sistema real no es posible escoger arbitrariamente las temperaturas de operación. Para una mezcla dada de refrigerante-absorbente, la temperatura necesaria en el generador depende de la presión de condensación, la cual está determinada por la temperatura del agua de enfriamiento disponible y de la velocidad de transferencia de calor en el condensador. Así, en un sistema de absorción, las temperaturas de operación están limitadas a aquellos valores que pueden ser satisfechos en la práctica.

Aparte de las consideraciones sobre el COP, el sistema de absorción tiene algunas ventajas prácticas sobre el sistema de compresión. El equipo de absorción es silencioso, tiene menor desgaste y requiere menor mantenimiento. Puede operar a presiones de evaporación reducidas con una pequeña disminución del rendimiento de refrigeración. Por contraste, la capacidad del equipo de compresión se reduce notablemente cuando la presión del evaporador disminuye.

La unidad de absorción, cuando puede trabajarse a potencias reducidas, es tan eficiente como cuando trabaja a su capacidad total. Cualquier cantidad de refrigerante líquido a la salida del evaporador simplemente desbalancea al sistema. En contraste, en el sistema de compresión se deben tomar medidas de prevención, a fin de evitar serios daños al compresor.

Cuando el sistema de absorción se diseña para operar con vapor de agua como fuente de calor, puede utilizarse vapor de las descargas de otros equipos. El sistema no tiene necesidad de depender de la energía eléctrica para activar el motor de la bomba, ya que puede ser operada con una pequeña turbina de vapor. Se pueden construir unidades de absorción mayores de 3 500 kW (1000 ton.) de capacidad, a diferencia de las unidades de compresor simple, que no exceden de esta capacidad.

La elección entre un sistema de absorción y uno de compresión mecánica, está condicionada por factores económicos. En general, los sistemas de absorción no son atractivos desde el punto de vista económico, cuando debe instalarse una caldera para dar solamente servicio al equipo de refrigeración. La máquina de enfriamiento que emplea la solución agua-bromuro de litio, y que se utiliza en el acondicionamiento de aire, puede ser económicamente atractiva donde haya combustible disponible a bajo costo, donde las tarifas eléctricas sean altas, donde las calderas de calefacción estén inactivas total o parcialmente en los meses de verano, donde haya vapor de desecho y donde la electricidad disponible no sea adecuada para accionar el motor eléctrico del compresor.

Un sistema de absorción puede, a veces, estar combinado con otro de compresión, cuyo compresor es movido por una turbina de vapor. El vapor después de expandirse en la turbina, puede suministrar energía para hacer funcionar al equipo de absorción, utilizándose de esta forma el calor de condensación que sería descargado a la atmósfera por el condensador de la turbina. Se tienen unidades de refrigeración con capacidades que van desde el frigorífico doméstico hasta 10 500 kW (3 000 ton.). En la actualidad, la mayoría de los sistemas de absorción para acondicionamiento de aire usan la solución agua-bromuro de litio, mientras que las unidades industriales para refinerías, plantas químicas, etc., usan preferentemente la solución amoníaco-agua.

5.7. SISTEMAS DE ABSORCIÓN CON ALMACENAMIENTO.

El agua fría o caliente puede usarse como medio de almacenamiento, tal como se indica en la Fig. 5.25, donde se han integrado estas dos formas.

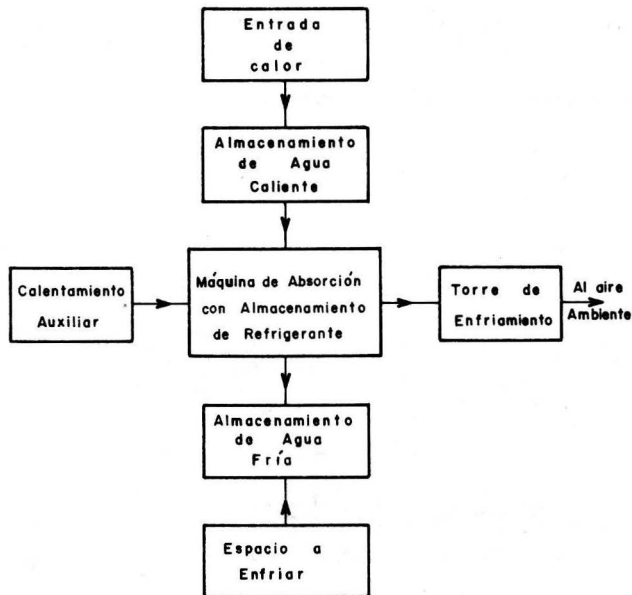


Fig. 5.25 Sistema de absorción con opciones de almacenamiento

En el sistema con almacenamiento de agua caliente se hace circular al fluido calefactor, a una temperatura adecuada que permita la acumulación de calor en el tanque de almacenamiento. De éste se extraerá la energía térmica según se requiera para mantener a la unidad de absorción en operación y dar el enfriamiento solicitado. Si las condiciones del agua en el tanque de almacenamiento no son suficientes para dar la carga y temperatura requeridas, se emplea una unidad auxiliar de calentamiento para alcanzar las condiciones de operación necesarias.

En el sistema con almacenamiento de agua fría, la potencia de enfriamiento se proporciona directamente al almacén de agua fría y de éste al espacio por enfriar.

En caso de que el arranque y paro de una unidad de pequeña capacidad sean frecuentes, debido a demandas variables, las pérdidas en el generador durante los transitorios pueden afectar al COP en forma significativa. Para evitar los continuos paros y en consecuencia la disminución del COP, es conveniente que el sistema opere en forma continua y se haga uso de 2 tanques de almacenamiento de agua fría a distinta temperatura, los cuales pueden proporcionar las condiciones de operación requeridas. La Fig. 5.26 muestra un diagrama con este arreglo.

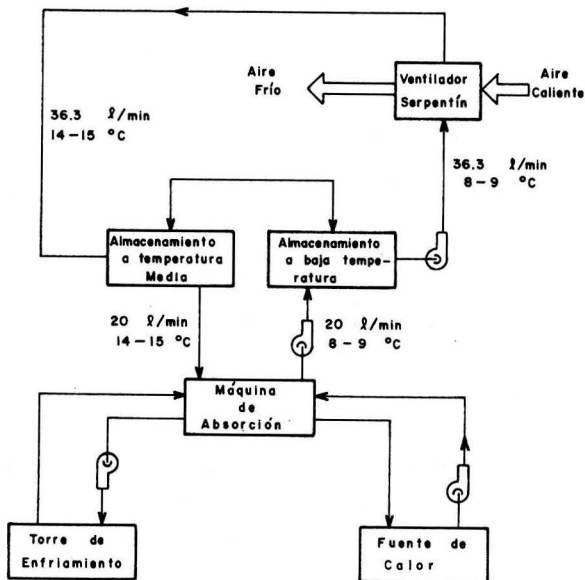


Fig. 5.26 Sistema de absorción con doble almacenamiento de agua fría.

Algunos cambios en el diseño del sistema de absorción consideran la reducción de la temperatura de generación, y el aumento de la temperatura del fluido de

enfriamiento en el absorbedor y condensador, buscándose que sea mínimo el efecto negativo que pudieran tener estos cambios sobre el rendimiento térmico. Es importante notar que estas alternativas pueden llegar a ser excluyentes entre sí. La selección de alguna de las dos opciones redundaría en el empleo de intercambiadores de calor de mayor tamaño y costo. Los cambios en el sistema que permitan la operación en condiciones menos favorables, no deben aumentar apreciablemente el costo, a menos que una aplicación especial lo amerite.

5.8 SISTEMAS DE ABSORCIÓN MODIFICADOS.

5.8.1 Sistema dual.

Un sistema convencional dual, consiste en dos subsistemas de absorción de un efecto, uno de alta temperatura de generación y evaporación, y otro de baja, acoplados como se observa en la Fig. 5.27. Cada subsistema tiene los componentes básicos, generador, condensador, absorbedor y evaporador. El suministro de calor se hace en el generador del subsistema de alta temperatura (I). El subsistema de temperatura baja (II) tiene el evaporador acoplado al espacio por enfriar. El calor del condensador y absorbedor de este subsistema se lleva al evaporador del subsistema (I). Parte del calor en el condensador del subsistema (I) se usa en el generador del subsistema (II) y el resto se envía a la atmósfera, al igual que el calor del absorbedor (I); el COP de este sistema es:

$$\text{COP} = (Q_{E_{II}}) / (Q_{G_I}) \quad (5.22)$$

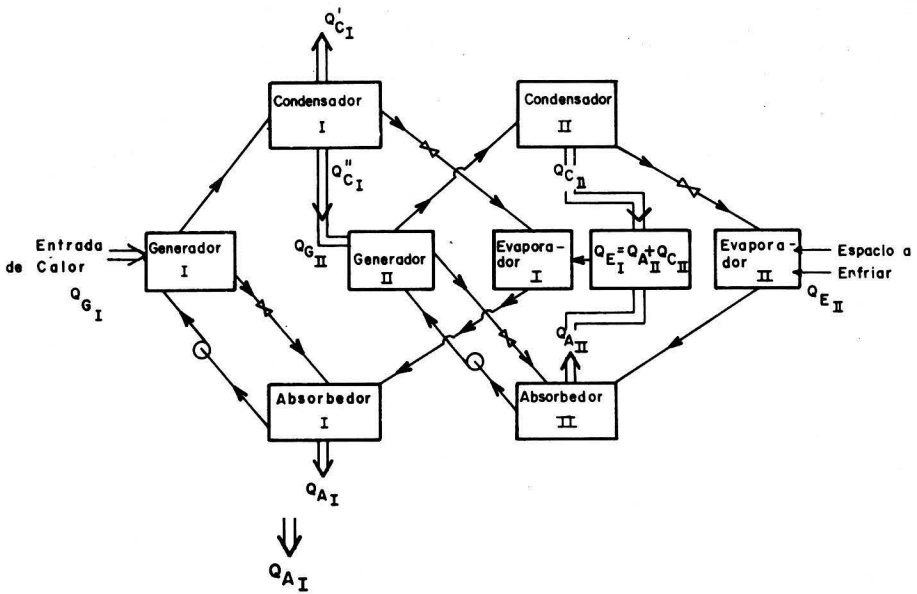


Fig. 5.27 Sistema convencional dual de absorción

5.8.2 Sistema dual modificado.

En la Fig. 5.28 se tiene un sistema dual modificado. Consiste en dos sistemas de absorción de efecto simple, acoplándose el condensador del subsistema (I) con el generador del subsistema (II), siendo mayor la temperatura del primero, por lo que el calor del condensador (I) se transfiere al generador (II). Ambos evaporadores intercambian calor con el espacio por enfriar. El absorbedor del subsistema (I), el condensador y absorbedor del subsistema (II) son enfriados con aire del ambiente o agua de enfriamiento. La entrada de energía se hace sólo a través del generador del subsistema (I). Debido a que el enfriamiento es producido por ambos subsistemas, el COP global es mayor que el del dual sencillo.

$$\text{COP} = [(Q_{E I} + (Q_{E II}))] / (Q_{G I}) \quad (5.23)$$

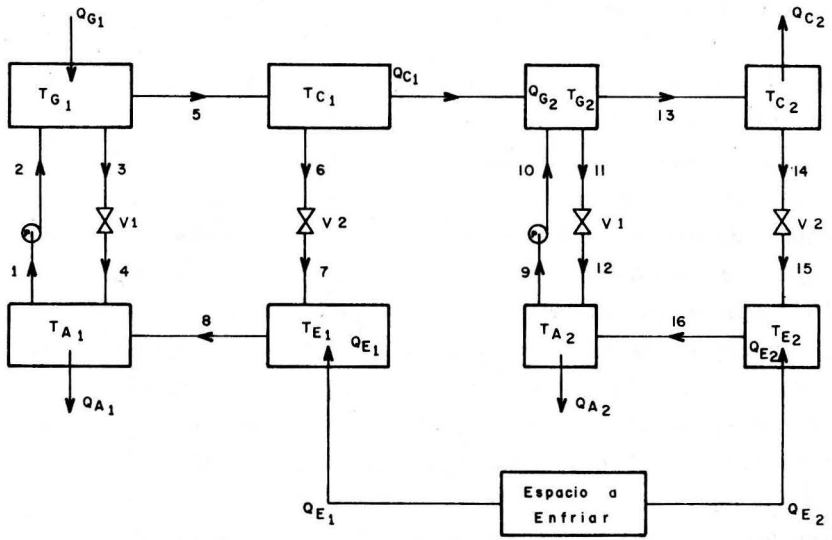


Fig. 5.28 Sistema de absorción dual modificado

5.8.3 Sistema de absorción de doble efecto o de dos etapas.

Un sistema de absorción de doble efecto está formado por un sistema de absorción de una etapa y un segundo generador, según muestra la Fig. 5.29. El vapor del generador de alta temperatura se emplea para calentar el generador de baja temperatura, condensándose una parte de refrigerante del primer generador. La elevación del rendimiento térmico, depende del calor transferido en el generador de baja temperatura. El COP de este sistema es:

$$\text{COP} = Q_E / Q_G$$

5.8.4 Sistema de absorción abierto.

Este sistema se caracteriza por tener intercambio directo de masa y energía con el medio ambiente, evitándose el uso del condensador. El absorbedor y el evaporador están integrados en un mismo depósito, comunicados en su parte superior, según se muestra en la Fig. 5.30. En el absorbedor, la solución rica en bromuro de litio absorbe el vapor de agua a baja presión proveniente del evaporador, desprendiéndose calor. La solución resultante se bombea al generador, donde el refrigerante se evapora a una presión alta y se envía a la atmósfera, en lugar de hacerlo al condensador. La solución concentrada cae a un tanque de recolección. De ahí la solución pasa por una columna de líquido, en la que disminuye su presión por debajo de la atmosférica. Antes de llegar al absorbedor circula por el intercambiador de calor regenerativo.

En el evaporador se agrega refrigerante líquido por un lado y por el otro se extrae en forma de vapor, al transferírsele calor del espacio por enfriar. Con el fin de mejorar la transferencia de calor en el evaporador, se tiene una bomba de recirculación de refrigerante.

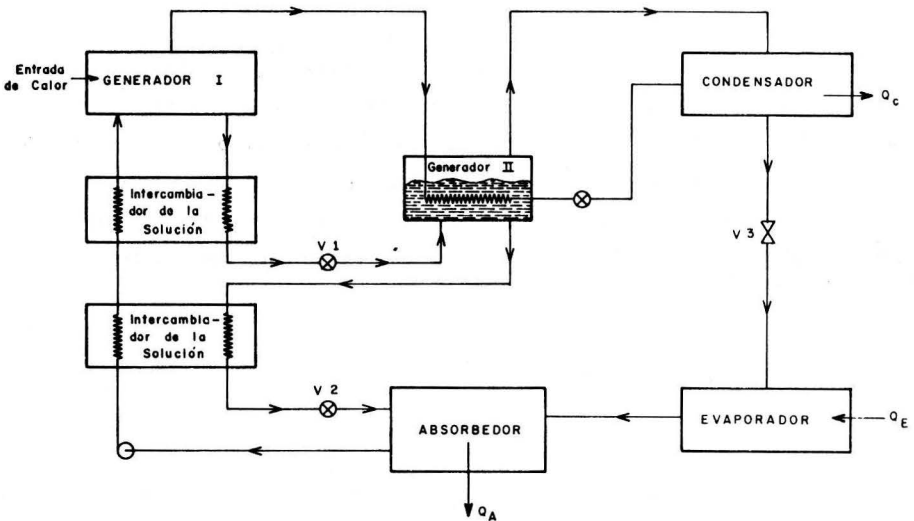


Fig. 5.29 Sistema de absorción de doble efecto.

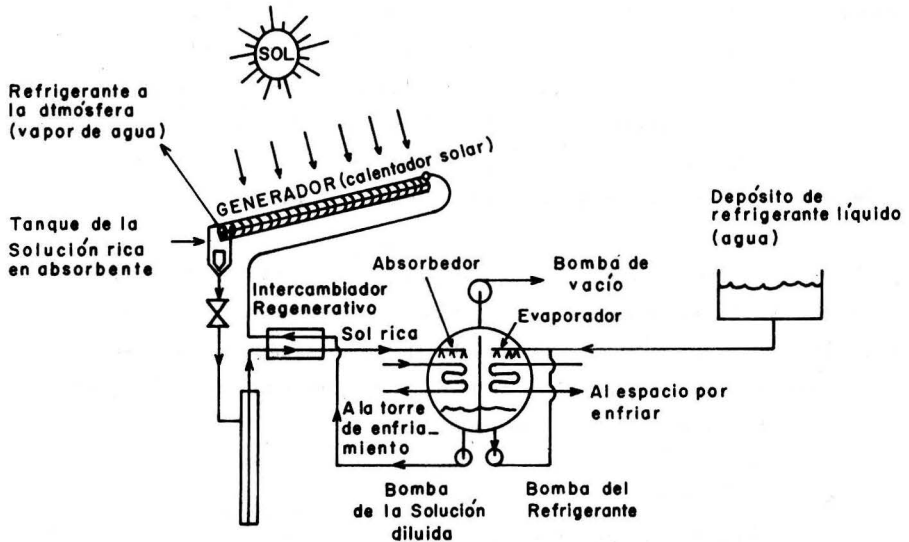


Fig. 5.30 Sistema abierto de absorción operado con energía solar (agua-bromuro de litio)

5.9 RESULTADOS EXPERIMENTALES DE DOS PROTOTIPOS.

5.9.1. Sistema de absorción-difusión activado con un calentador solar plano.

Una aplicación en que se demuestra que el calor solar puede ser la única fuente de energía para activar un sistema de refrigeración por absorción, es aquella en que se modifica un refrigerador comercial de tamaño doméstico del tipo absorción-difusión, para que opere con un captador solar plano; no existen bombas mecánicas ni válvulas que operar y el mantenimiento se reduce a eliminar el polvo acumulado sobre el vidrio del captador. La refrigeración se produce durante el día, según haya radiación solar suficiente para calentar el generador a la temperatura necesaria.

En la fabricación de un prototipo [15] se utilizó un viejo refrigerador doméstico marca SERVEL con volumen útil de 250 litros, instalándose un captador solar plano de alta temperatura en lugar del generador calentado con

un quemador de gas L.P. Se esperaba que la operación no tuviese alteraciones importantes siempre que el captador proporcionase las cantidades adecuadas de amoníaco al condensador y de solución diluida al absorbedor. El problema que presenta el cambio de temperatura de operación del generador, al pasar de 160 °C en su versión original a sólo 105 °C al emplearse el captador plano, se resolvió elevando la concentración de la solución amoníaco-agua.

Para que el fluido de trabajo alcance la mayor temperatura posible, el captador se utiliza directamente como generador del sistema de refrigeración, haciendo pasar por su interior la solución de amoníaco-agua; se evita así la caída de temperatura que se produciría si se emplease un intercambiador para transferir calor del captador plano al generador.

En la Fig. 5.31 se muestra el arreglo esquemático del prototipo construido, en que se utiliza una bomba de burbujas para obtener el movimiento de la solución diluida entre generador y absorbedor, en tanto que en el captador plano existe una circulación termosifónica independiente.

El captador solar plano tiene dos cubiertas de vidrio y un área de captación de 2.5 m². En condiciones óptimas de insolación, el evaporador mantiene temperaturas de congelación durante cinco horas, siempre que la temperatura ambiente no exceda de 28 °C. Esta limitante es consecuencia del cambio de concentración de las soluciones concentrada y diluida, ya que pasaron de sus valores originales, 32 % y 18 %, a 42 % y 39.5 % en operación solar.

La utilidad del refrigerador solar puede extenderse a los días calurosos del verano, instalando un dispositivo para compensar la presión y mantener operando al condensador y absorbedor en condiciones aceptables, a mayor temperatura ambiente. Los problemas que esta causa, podrían resolverse a costa de la autonomía, recurriendo al enfriamiento por agua o a la ventilación forzada.

Se reporta un COP experimental de 0.11 que corresponde a la operación del captador ante una radiación solar de 850 W/m², con una temperatura de salida de 105 °C. Ese valor es una tercera parte del COP que se alcanza cuando el

refrigerador trabaja con un quemador de gas, con una temperatura del generador de 160 °C. Tomando una eficiencia térmica del captador de 23 % y un COP de 0.11, por cada Watt de radiación solar incidente sobre el captador, el evaporador sólo extrae 1/40 W.

Si fuese necesario almacenar el calor suficiente que haga posible la operación nocturna, el costo del área requerida de captadores solares planos resultaría excesivamente alto. Otra posibilidad es añadir un quemador de combustible fósil para operar en forma híbrida.

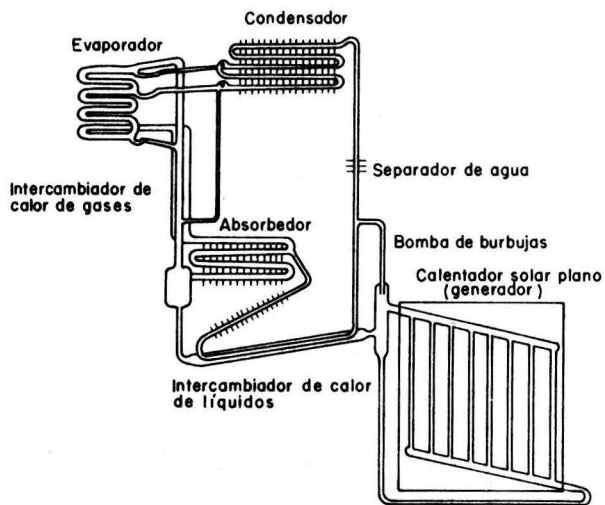


Fig. 5.31 Esquema de un refrigerador de absorción-difusión operado con energía solar

5.9.2 Sistema continuo con generador y absorbedor de película descendente.

El refrigerador experimental por absorción [17] se muestra esquemáticamente en la Fig. 5.32. Consiste de un generador, un condensador con tanque de condensados, un evaporador, un absorbedor y dos intercambiadores de calor,

todos hechos de acero al carbón. Se agregaron los dos intercambiadores de calor para mejorar la eficiencia del sistema.

El sistema fué diseñado para una capacidad de enfriamiento de 2.4 kW, una temperatura promedio del agua de enfriamiento de 22°C y unas temperaturas de generación y evaporación de 85 y -10°C respectivamente. Estas condiciones dieron como resultado temperaturas de condensación y absorción de 25°C, presiones de condensación y evaporación de 1.1 y 0.3 MPa y concentraciones en porcentaje de peso de 0.48 y 0.40.

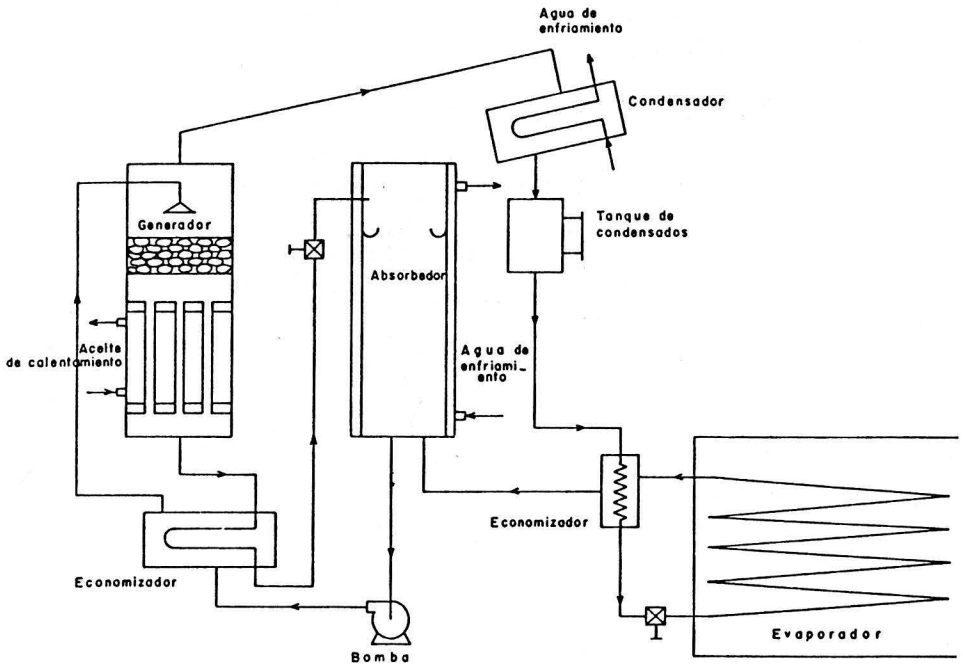


Fig. 5.32 Diagrama del equipo experimental con generador y absorbedor de película descendente.

Se seleccionó un generador de película descendente para transferir eficientemente el calor de la fuente de calor a la solución concentrada, ya que en los evaporadores de película descendente, tanto verticales como horizontales, son las altas transferencias de calor para bajas diferencias de temperatura y de almacenamiento de fluido, en comparación a los evaporadores de tubos inundados.

El generador consta de dos partes. La superior es un rectificador donde la solución concentrada de amoníaco se dispersa sobre una región empacada que recibe por debajo al vapor generado en la parte inferior y pone en contacto a ambos flujos con el fin de reducir el contenido de agua en el vapor generado antes de salir de este elemento. La solución resultante pasa a la parte inferior, que es un intercambiador de calor de película descendente. En esta parte la solución cae sobre un distribuidor que alimenta a una serie de tubos, formándose una película descendente a lo largo de su pared interna. La solución se calienta hasta producir vapor que fluye a la parte superior del generador, mientras que la solución diluida de amoníaco resultante se extrae de la parte inferior. El aceite caliente fluye a contracorriente por la parte externa de los tubos, suministrando el calor necesario para la generación.

El condensador es un intercambiador de calor en forma de U en el cual el vapor de amoníaco se condensa en la coraza, al fluir agua fría dentro de los tubos. El amoníaco condensado se almacena en un tanque que está debajo del condensador.

El evaporador es un serpentín en donde el amoníaco líquido se evapora a presión y temperatura bajas. El serpentín se calienta parcialmente por medio de una resistencia eléctrica, controlada por un variador de voltaje.

El recuperador de amoníaco es un serpentín dentro de una coraza. El amoníaco líquido que proviene del tanque de condensados pasa por una válvula de expansión antes de fluir dentro del serpentín mientras que el vapor de amoníaco, proveniente del evaporador, fluye a contracorriente por la coraza.

El absorbedor es un depósito enchaquetado. La solución diluida de amoníaco se alimenta por la parte superior del absorbedor y llega al distribuidor circunferencial en donde la solución cae formando una película sobre la pared interna del depósito, que absorbe el vapor de amoníaco alimentado por la parte inferior del absorbedor. El calor de absorción es transferido, a través de la pared del depósito, al agua fría que fluye a contracorriente por la chaqueta.

El recuperador de la solución es también un intercambiador en U. La solución concentrada en amoníaco, bombeada del absorbedor hacia el generador, fluye por la coraza tomando calor de la solución diluida que circula por el interior de los tubos. La solución diluida en amoníaco va del generador hacia el absorbedor pasando por una válvula de expansión.

Este sistema operó exitosamente a temperaturas de generación relativamente bajas, entre los 80 y 100 °C, produciendo enfriamiento por debajo de la temperatura de congelación del agua a capacidades cercanas a las de diseño.

5.10 BIBLIOGRAFIA.

1. H.J. Macintire y F.W. Hutchinson, Refrigeration Engineering Second edition, Wiley, New York (1950).
2. S.A. Andersen, Automatic Refrigeration, Mac Laren & Sons, Ltd. Danfoss, Denmark (1959).
3. S.E. Johnson, Absorption Refrigeration. A look at today's, ASHRAE, Journal, pp. 55, Sep. (1960).
4. B.H. Jennings y S.R. Lewis, Aire acondicionado y refrigeración, Segunda impresión, CECSA, México (1971).
5. W.F. Stoecker y L.D. Reed, Effect of operating temperatures on the coefficient of performance of aqua-ammonia refrigerating systems, ASHRAE Trans., 77, 163 (1971).
6. J.L. Threlkeld, Ingeniería del ámbito térmico, Prentice-Hall Internacional, España, (1973).
7. R.K. Swartman, Survey of absorption refrigeration systems, Helio-technique and development, Procc. of the International Conf. Dhahran, Saudi Arabia, pp. 71 (1975).
8. R.W. Marsh y C.T. Olivo, Principios de la refrigeración, Primera edición, Ed. Diana, México (1976).
9. F. C. McQuinston y J. D. Parker, Heating, ventilating and air conditioning. Analysis and design, John Wiley & Sons, (1977).
10. W.F. Stoecker, Refrigeración y acondicionamiento de aire, McGraw-Hill, México (1978).

11. R.J. Dossat, Principios de refrigeración, Segunda impresión, CECSA, México (1981).
12. ASHRAE, Fundamentals Handbook, Atlanta, GA, (1985).
13. F. Gutiérrez, Refrigeración solar, segunda etapa, Informe de actividades, Proy. 1115, Instituto de Ingeniería, UNAM (1982).
14. T.J. Jansen, Solar engineering technology, Prentice-Hall (1985).
15. F. Gutiérrez, Behavior of a household absorption-diffusion refrigerator adapted to autonomous solar operation, Solar Energy, Vol. 40, No. 1, (1988).
16. Kaushik S. C., Información personal.
17. R. Best y J. Hernández, Experimental studies on the operating characteristics of an ammonia-water absorption system for solar cooling, Trans IChemE, Vol. 69, Parte A, Marzo (1991).

5.11 EJEMPLOS DE CALCULO.

Ejemplo 5.1.

Un sistema teórico de refrigeración por compresión de una sola etapa, opera con amoníaco a temperaturas de evaporación y condensación de -17.8°C y 32.2°C respectivamente, la entalpía del amoníaco a la entrada del compresor es de 1425 kJ/kg y a la salida es de 1687 kJ/kg .

Supóngase ahora que el vapor de amoníaco que sale del evaporador es absorbido por agua, produciéndose una solución líquida con concentración "x" de 0.4 kg de amoníaco por kg de solución. El volumen específico de la solución es de $1/872 \text{ m}^3/\text{kg}$.

Compárese el trabajo teórico requerido para elevar la presión de la solución líquida de 2.1 bar a 12.5 bar , con el requerido para la compresión del vapor.

Solución: Se supondrá que la solución líquida es incompresible. El trabajo requerido por kg de amoníaco es,

$$w = v \Delta p/x = (1/872)(12.5 - 2.1)(100)/0.4 = 2.98 \text{ kJ/kg de amoníaco}$$

El trabajo teórico necesario para comprimir el vapor es:

$$w = 1687 - 1425 = 262 \text{ kJ/kg de amoníaco}$$

Esto indica que el trabajo necesario para bombear la solución líquida es aproximadamente el 1% del requerido para comprimir el vapor, aunque luego se necesita calentar la solución que ha sido bombeada para que desprenda el vapor de amoníaco que finalmente recibe el condensador.

Ejemplo 5.2.

Una corriente de líquido amoniaco-agua con las condiciones: $\dot{m} = 5.0 \text{ kg/min}$, $x = 0.7$, $T = 15.5^\circ\text{C}$, $p = 6.9 \text{ bar}$, se mezcla adiabáticamente con una corriente de líquido amoniaco-agua saturado cuyas características son: $\dot{m} = 2.5 \text{ kg/min}$, $T = 93.3^\circ\text{C}$, $p = 6.9 \text{ bar}$. Suponiendo condiciones de estado permanente, determine: (a) la concentración de la mezcla resultante; (b) la entalpía de la mezcla; (c) la temperatura de equilibrio de la mezcla y (d) la composición de la mezcla en porcentajes de líquido y vapor después que se ha alcanzado el equilibrio.

Solución: Se hará uso de la Fig. 5.A-1(a). En la Fig. 5.33 se representan las condiciones del proceso.

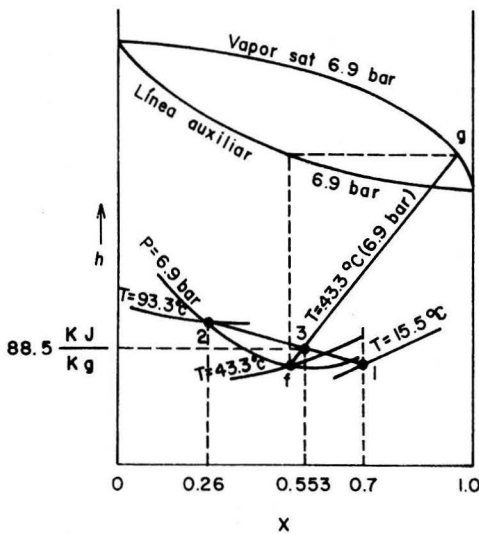


Fig. 5.33 Diagrama h-x para la mezcla adiabática de dos corrientes binarias del Ejemplo 5.2

(a) El estado de la corriente cuyo flujo es de 5.0 kg/min se identificará como estado (1). Se encuentra que este estado es de subenfriamiento,

localizándose el punto en $T = 15.5^{\circ}\text{C}$ y $x = 0.7$. El estado (2), que es saturado, se localiza en $T = 93.3^{\circ}\text{C}$ y $p = 6.9$ bar, a lo que corresponde una concentración $x_2 = 26\%$. De la Ec. (5.6), se tiene:

$$x_3 = 0.7 + 2.5 (0.26 - 0.7) / 7.5 = 0.553 \text{ kg de amoníaco/kg de mezcla}$$

(b) Luego de conectar los estados (1) y (2) con una línea recta, el estado de la mezcla (3), se determina por la intersección de x_3 con esta línea. Del diagrama, se lee $h_3 = 88.5$ kJ/kg de mezcla.

(c) Sabiendo que $p_3 = 6.9$ bar y observando que el estado (3) está por encima de la línea de líquido en equilibrio a 6.9 bar, se concluye que el estado es una mezcla de líquido y vapor. Probando con una escuadra se traza la línea $\overline{f-3-g}$ de la Fig. 5.33. Esta línea es la isoterma de la región líquido-vapor que conecta los estados (f y g). En (f) se lee $T_f = T_g = T_3 = 43.3^{\circ}\text{C}$.

(d) Puesto que el estado (3) es una mezcla de líquido y vapor, son aplicables las ecuaciones usuales de mezclas,

$$\dot{m}_g / \dot{m}_3 = (x_3 - x_f) / (x_g - x_f) = \overline{f-3} / \overline{f-g} = 0.033$$

Por lo tanto, la mezcla contiene 96.7 % de líquido y 3.3% de vapor.

Ejemplo 5.3.

Una corriente de 0.5 kg/min de amoníaco saturado ($x = 1.0$) a una presión de 2.1 bar se mezcla con 5.0 kg/min de líquido amoníaco-agua saturado a una presión de 2.1 bar y 37.8°C . El estado final de la mezcla es líquido saturado a 2.1 bar y 37.8°C . Calcular: (a) la concentración, temperatura y entalpía de la mezcla y (b) la cantidad de calor eliminado.

Solución: La Fig. 5.34(b) muestra gráficamente la solución

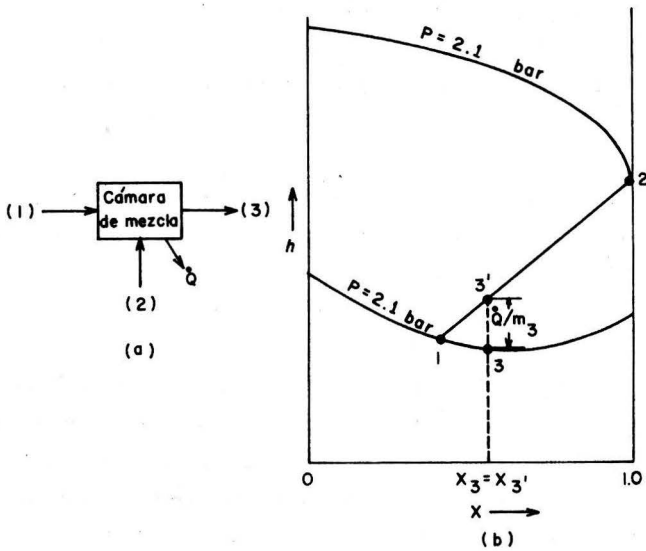


Fig. 5.34 Mezclado de dos corrientes binarias en estado permanente con intercambio de calor, del Ejemplo 5.3

(a) De la Ec. (5.6),

$$x_3 = 0.345 + 0.5 (1 - 0.345)/5.5 = 0.405 \text{ kg amoniaco/kg de mezcla}$$

Se dibuja la línea $\overline{1-2}$ para localizar el estado (3'). Luego se avanza verticalmente y hacia abajo hasta la línea de líquido saturado de 2.1 bar, localizándose el estado (3), cuya temperatura es de 26.7°C y su entalpía es de -55.9 kJ/kg de mezcla.

(b) De la Fig. 5.34(b), puede observarse que:

$$\dot{Q}/\dot{m}_3 = h_{3'} - h_3 = 125.8 - (-55.9) = 181.7 \text{ kJ/kg de mezcla}$$

o sea, $\dot{Q} = 5.5 (181.7) = 999.3 \text{ kJ/min.}$

Ejemplo 5.4

Calcular la cantidad de calor transferida en el generador, condensador y absorbedor para una carga de refrigeración de 3.5 kW en un sistema de amoníaco-agua que funciona a las temperaturas y presiones siguientes: temperatura del generador 98.9°C; presión del condensador 10.55 bar; presión en el absorbedor 1.75 bar; temperatura del refrigerante que sale del evaporador -1.1°C y temperatura del absorbedor 29.4°C.

Solución: La Tabla 5.1 se construye con los valores de las propiedades en los distintos puntos del sistema, considerando que se encuentran en saturación. Los números de los puntos corresponden a la Fig. 5.35.

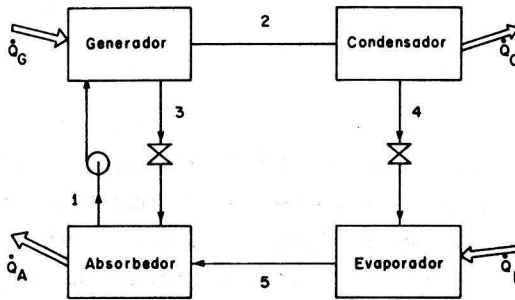


Fig. 5.35 Sistema de absorción amoníaco-agua del Ejemplo 5.4

Condiciones en el punto 1

$$p = 1.75 \text{ bar}$$

$$T = 29.4^{\circ}\text{C}$$

$$x = 0.365$$

$$h = -113 \text{ kJ/kg}$$

Condiciones en el punto 2.

$$p = 10.55 \text{ bar}$$

$$T = 98.9^{\circ}\text{C}$$

$$x = 0.932$$

$$h = 1559 \text{ kJ/kg}$$

Condiciones en el punto 3

$$p = 10.55 \text{ bar}$$

$$T = 98.9^{\circ}\text{C}$$

$$x = 0.321$$

$$h = 247 \text{ kJ/kg}$$

Condiciones en el punto 4

$$p = 10.55 \text{ bar}$$

$$T = 28.3^{\circ}\text{C}$$

$$x = 0.932$$

$$h = 84 \text{ kJ/kg}$$

Condiciones en el punto 5

$$p = 1.75 \text{ bar}$$

$$T = -1.1^{\circ}\text{C}$$

$$x = 0.932$$

En el punto (4) la mezcla líquida contiene 93.2 % de amoníaco y 6.8 % de agua. A la presión y temperatura existentes en el punto (5) no puede vaporizarse toda la mezcla; así que el líquido no evaporado debe purgarse para evitar su acumulación. Este líquido se llama líquido de purga. Las proporciones entre el líquido de purga y el vapor que sale del evaporador pueden hallarse haciendo un balance de masa. Para el líquido de purga a las condiciones del punto (5):

$$x'_5 = 0.575 \quad \text{y} \quad h'_5 = -251 \text{ kJ/kg}$$

para el vapor:

$$x''_5 = 0.999 \quad \text{y} \quad h''_5 = 1286 \text{ kJ/kg}$$

El balance de amoníaco por cada kg de mezcla que sale del evaporador, líquido de purga + vapor, es:

$$1 (x_5) = m_p (x'_5) + (1 - m_p) x''_5$$

donde m_p es la masa del líquido de purga en kg de líquido/kg de mezcla.

$$1 (0.932) = m_p(0.575) + (1 - m_p) (0.999)$$

Despejando:

$$m_p = 0.158 \text{ kg de líquido / kg de mezcla.}$$

La entalpía en el punto (5), suponiendo que el líquido se purga continuamente, puede hallarse multiplicando las entalpías del líquido y del vapor por sus respectivas masas:

$$h_5 = (0.158)(-251) + (1 - 0.158)(1286) = 1043 \text{ kJ/kg}$$

Para 3.5 kW de refrigeración ($\dot{Q}_E = 211 \text{ kJ/min}$), se requiere un flujo másico de refrigerante de:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_4 = \dot{m}_5 = 211/(h_5 - h_4) = 211/(1043 - 84) = 0.22 \text{ kg/min}$$

Para determinar \dot{m}_3 y \dot{m}_1 , debe hacerse un balance de amoníaco y otro global en el generador:

$$\dot{m}_1 x_1 = \dot{m}_2 x_2 + \dot{m}_3 x_3$$

$$\dot{m}_1 (0.365) = (0.22)(0.932) + \dot{m}_3 (0.321) \quad (\text{a})$$

y,

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 + \dot{m}_3$$

por lo que:

$$\dot{m}_1 = 0.22 + \dot{m}_3 \quad (\text{b})$$

despejando de las Ecs. (a) y (b):

$$\dot{m}_1 = 3.06 \text{ kg/min}; \quad \dot{m}_3 = 2.84 \text{ kg/min}$$

Tabla 5.1 Propiedades termodinámicas y flujos
másicos del Ejemplo 5.4

Punto	p bar	T °C	x kg/kg	h kJ/kg	\dot{m} kg/min
1	1.75	29.4	0.365	-113	3.06
2	10.55	98.9	0.932	1559	0.22
3	10.55	98.9	0.321	247	2.84
4	10.55	28.3	0.932	84	0.22
5	1.75	-1.1	0.932	1043	0.22

Calor agregado en el generador \dot{Q}_G ,

$$\dot{Q}_G = \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_1 h_1$$

$$\dot{Q}_G = (0.22)(1559) + (2.84)(247) - (3.06)(-113) = 1390 \text{ kJ/min}$$

Calor cedido en el absorbedor \dot{Q}_A ,

$$\dot{Q}_A = \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_5 h_5 - \dot{m}_1 h_1$$

$$\dot{Q}_A = (2.84)(247) + (0.22)(1043) - (3.06)(-113) = 1277 \text{ kJ/min}$$

Calor cedido en el condensador \dot{Q}_C ,

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_4 h_4 = (0.22)(1559) - (0.22)(84) = 324 \text{ kJ/min.}$$

Balance térmico,

$$\dot{Q}_G + \dot{Q}_E = \dot{Q}_A + \dot{Q}_C$$

$$1390 + 211 = 1277 + 324$$

$$1601 = 1601$$

Ejemplo 5.5

Se conocen los siguientes datos del sistema de la Fig. 5.36: presión de condensación, 13.8 bar; presión de evaporación, 2.1 bar; temperatura del generador, 115.5°C; temperatura del vapor a la salida del rectificador, 54.5°C y temperatura de la solución concentrada que entra a la columna, 93.3°C. La temperatura del líquido que sale del condensador se reduce en 6.1°C en el cambiador de calor.

Suponga condiciones de equilibrio (saturación) para los estados 1,3,4,7,8 y 12. Desprecie las caídas de presión en componentes y líneas. Suponga que el sistema produce 350 kW de refrigeración. Determine: (a) las propiedades termodinámicas p , T , x y h para todos los puntos de estado del sistema; (b) el flujo másico en kg/min, para todas las partes del sistema; (c) la potencia requerida por la bomba, suponiendo un rendimiento mecánico del 75%; (d) el COP del sistema; (e) el (COP)_{max}; (f) la comparación del COP con el que tendría un ciclo teórico de compresión de vapor de amoníaco; (g) un balance global de energía para el sistema en kJ/min. y (h) la relación de circulación y de flujo.

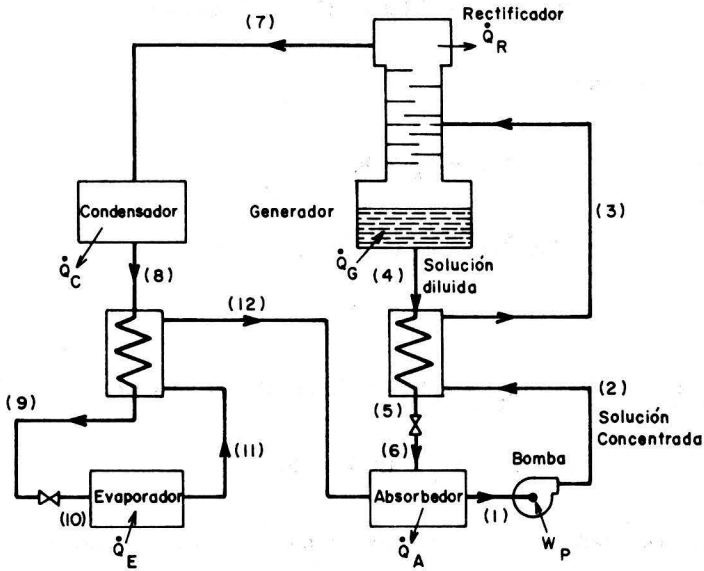


Fig. 5.36 Sistema de absorción amoníaco-agua del Ejemplo 5.5

Solución: Las partes (a) y (b) serán resueltas simultáneamente. La Tabla 5.2 muestra los valores de las propiedades termodinámicas y de los flujos másicos. La Fig. 5.37 muestra los procesos en un diagrama h-x. Se estudiará ahora el procedimiento en detalle.

Todas las presiones se establecen a partir de los datos. Se dan las temperaturas en 3,4 y 7. Puesto que estos estados son de equilibrio, los puntos pueden localizarse sobre el diagrama h-x y leer sus valores de concentración y entalpía. Se sabe que en los puntos 7 al 12, la concentración es la misma; también que $x_1 = x_2 = x_3$ y que $x_4 = x_5 = x_6$. Como los estados 1,8, y 12 son de equilibrio, pueden localizarse sobre el diagrama h-x con los valores conocidos de presión y concentración. Puesto que $T_9 = T_8 - 6.1$, puede leerse h_9 con los valores conocidos de T y x.

Se hace luego un balance de energía para la combinación del evaporador y el intercambiador en la línea de refrigerante (entre los punto 8 y 12):

$$\dot{m}_8 h_8 + (350)(60) = \dot{m}_8 h_{12}$$

$$\dot{m}_8 = 21000/(h_{12} - h_8) = 21000/1125 = 18.6 \text{ kg/min}$$

Para el absorbedor, se tiene:

$$\dot{m}_{12} + \dot{m}_6 = \dot{m}_1$$

$$\dot{m}_{12} x_{12} + \dot{m}_6 x_6 = \dot{m}_1 x_1$$

o sea,

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_{12}(x_{12} - x_1)/(x_1 - x_6) = (18.6)(0.588)/(0.110) = 99.4 \text{ Kg/min}$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_{12} + \dot{m}_6 = 118 \text{ kg/min}$$

Con este último resultado, ya se conocen todos los flujos másicos del sistema. Para la bomba, se tiene:

$$h_2 = h_1 + (p_2 - p_1) v_1$$

Puede hallarse el volumen específico v_1 con la relación empírica:

$$v_1 = (1 - x_1) v_{H_2O} + (0.85) x_1 v_{NH_3}$$

Usando las tablas de amoniaco y de agua, se encuentra:

$$v_1 = (0.592)(0.001) + (0.85)(0.408)(0.00166) = 0.00116 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Si se dispone de tablas de densidad o volumen específico para soluciones de amoniaco-agua, el valor v_1 se encuentra directamente.

Y por lo tanto:

$$h_2 = -58.3 + (13.8 - 2.1)(100)(0.00116) = -57 \text{ kJ/kg}$$

Para el cambiador de calor de la solución, se tiene:

$$h_5 = h_4 - \dot{m}_2(h_3 - h_2)/\dot{m}_4 = 369 - (118)(311)/99.4 = 0 \text{ kJ/kg}$$

La temperatura de (5) puede ser leída en la Fig. 5.A-1(a) con los valores conocidos de x_5 y h_5 . Los puntos (5) y (6) coinciden en la Fig. 5.A-1(a). Puesto que (6) sigue siendo un estado subenfriado, al igual que (5), sus entalpías y temperaturas son las mismas, más no así sus presiones.

Los estados (9) y (10) coinciden en el diagrama h - x . El estado (10) es una mezcla de líquido y vapor. Su temperatura (-17.7°C) puede determinarse con el método de la escuadra descrito en la parte (c) del Ejemplo 5.2. La entalpía del estado (11) puede encontrarse por un balance de energía en el evaporador. El estado (11) también es una mezcla de líquido y vapor, hallándose que su temperatura es de 4.4°C .

Tabla 5.2. Propiedades termodinámicas y flujos másicos del
Ejemplo 5.5

Punto	p bar	T °C	x	h kJ/Kg	m kg/min
1	2.1	26.1	0.408	-58.3	118.0
2	13.8	26.1	0.408	-57.0	118.0
3	13.8	93.3	0.408	254.0	118.0
4	13.8	115.5	0.298	369.0	99.4
5	13.8	36.1	0.298	0.0	99.4
6	2.1	36.1	0.298	0.0	99.4
7	13.8	54.5	0.996	1514.5	18.6
8	13.8	36.1	0.996	344.8	18.6
9	13.8	30.0	0.996	319.2	18.6
10	2.1	-17.7	0.996	319.2	18.6
11	2.1	4.4	0.996	1444.0	18.6
12	2.1	13.8	0.996	1470.0	18.6

(c) La potencia de la bomba puede determinarse con:

$$\dot{W} = \frac{\dot{m}_1 (h_2 - h_1)}{\eta (60)}$$

$$\dot{W} = 118 (-57 + 58.3) / (0.75)(60) = 3.41 \text{ kW}$$

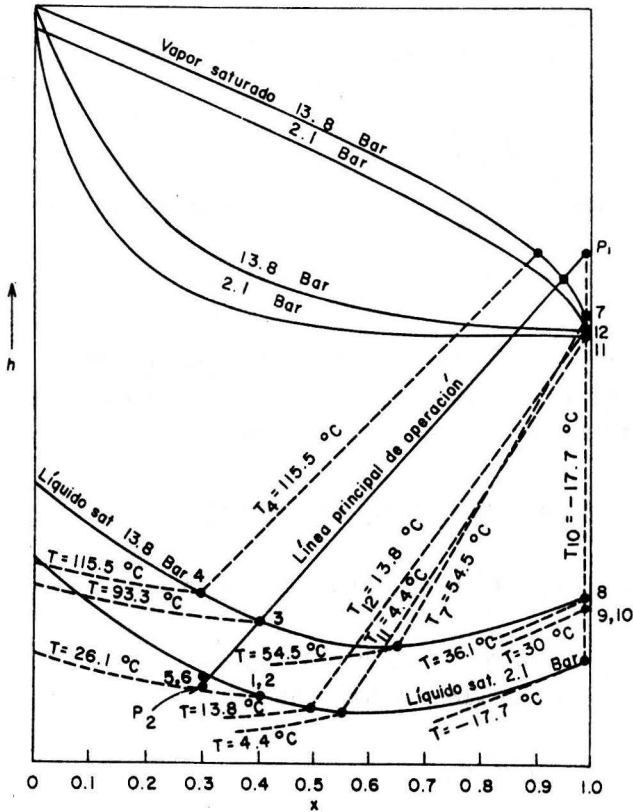


Fig. 5.37 Diagrama h-x para el Ejemplo 5.5

(d) Antes de calcular el COP debe establecerse el requerimiento de calor en el generador. Las cantidades \dot{Q}_G/\dot{m}_4 y \dot{Q}_R/\dot{m}_7 pueden determinarse una vez que se haya dibujado la línea principal de operación. Sin embargo, es necesario hacer suposiciones adicionales acerca de la columna de rectificación. Considérese que el estado del vapor donde la solución concentrada entra a la columna, cae sobre la línea principal de operación. Aún más, supóngase que el estado de este vapor es saturado con una temperatura de 5.5°C por encima de la correspondiente a la solución concentrada que entra (T_3). Estas suposiciones permiten la construcción de la línea principal de operación. De la Fig. 5.A-1(a) se obtiene:

$$\dot{Q}_G/\dot{m}_4 = 403 \text{ kJ/kg} \quad \text{y} \quad \dot{Q}_R/\dot{m}_7 = 282 \text{ kJ/kg}$$

despejando los calores:

$$\dot{Q}_G = (99.4)(403)/(60) = 668 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_R = (18.6)(282)/(60) = 87.4 \text{ kW}$$

Al considerarse despreciable el trabajo de la bomba, de la Ec.(5.4) se tiene:

$$\text{COP} = \dot{Q}_E / \dot{Q}_G = 350/668 = 0.524$$

Para propósitos de simplicidad, en caso de no disponer de información sobre la columna de rectificación, supóngase que el calor suministrado al generador es 15% mayor que el calor neto transferido en la columna [9].

Balance de energía: $\dot{m}_3 h_3 + \dot{Q}_G = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_7 h_7 + \dot{Q}_R$

$$\dot{Q}_{\text{neto}} = (\dot{Q}_G - \dot{Q}_R) = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_3 h_3$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{neto}} &= (99.4)(369) + (18.6)(1514.5) - (118)(254) \\ &= 34\,876 \text{ kJ/min} = 581.27 \text{ kW} \end{aligned}$$

$$\dot{Q}_G = (1.15)(581.27) = 668.46 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_R = \dot{Q}_G - \dot{Q}_{\text{neto}} = 87.19 \text{ kW}$$

(e) Se calcula el (COP)max con la Ec. (5.4a). Si se supone una temperatura del medio ambiente de 26.1°C , $T_G = 115.5^\circ\text{C}$ y $T_E = -17.7^\circ\text{C}$, se tiene:

$$(\text{COP})_{\text{max}} = (255.5)(89.4)/(43.9)(388.9) = 1.33$$

$$\text{COP}/(\text{COP})_{\text{max}} = 0.524/1.33 = 0.394$$

(f) En un ciclo teórico de compresión de vapor de amoníaco que opere con una temperatura de evaporación de -17.7°C y una temperatura de condensación de 36.1°C , se tiene un COP de 3.82, el cual es cerca de siete veces mayor que el COP del sistema de absorción.

(g) Los resultados del balance de energía se muestran en la Tabla 5.3.

Tabla 5.3. Cálculos del balance de energía para el Ejemplo 5.5

Componente	Cálculo	Ganancias kJ/min	Pérdidas kJ/min
Absorbedor	$\dot{Q}_A = \dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_{12} h_{12} - \dot{m}_1 h_1$	-	34 221
Bomba	$\dot{W} = \dot{m}_1 (h_2 - h_1)$	154	-
Generador	$\dot{Q}_G = \dot{m}_4 (\dot{Q}_G / \dot{m}_4)$	40 080	-
Rectificador	$\dot{Q}_R = \dot{m}_7 (\dot{Q}_R / \dot{m}_7)$	-	5 244
Condensador	$\dot{Q}_C = \dot{m}_7 (h_7 - h_8)$	-	21 756
Evaporador	dato	21 000	-
TOTALES		61 234	61 221

(h) De la Ec. (5.13), la relación de circulación expresada en función de las concentraciones es:

$$(RC) = \frac{x_R - x_A}{x_A - x_G} = \frac{0.996 - 0.408}{0.408 - 0.298} = 5.345$$

puede comprobarse que si se calcula (RC) a partir de los flujos másicos se obtiene el mismo resultado.

La relación de flujo (RF) de acuerdo con la Ec. (5.14) en función de los flujos másicos es:

$$(RF) = \frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_A - \dot{m}_G} = \frac{118}{118 - 99.4} = 6.344$$

Este mismo valor se obtiene empleando las concentraciones.

Ejemplo 5.6

Se conocen los datos siguientes para un sistema agua-bromuro de litio como el mostrado en la Fig. 5.38: temperatura de condensación, 37.8°C ; temperatura de evaporación, 4.4°C ; temperatura de la solución diluida que sale del absorbedor, 37.8°C ; temperatura de la solución diluida que entra al generador, 82.2°C ; temperatura del generador, 93.3°C .

Suponga condiciones de saturación en los estados 3,4,8 y 10. Desprecie la caída de presión en componentes y líneas. Suponga una capacidad de refrigeración de 3.5 kW . Determine: (a) las propiedades termodinámicas p, T, x y h para todos los estados del sistema; (b) el flujo másico en kg/min para cada parte del sistema; (c) el COP del sistema; (d) el $(\text{COP})_{\text{max}}$; (e) el consumo de vapor de agua en kg/hr para calentar el generador, si se usa vapor saturado a 104.4°C y (f) las relaciones de flujo y de circulación.

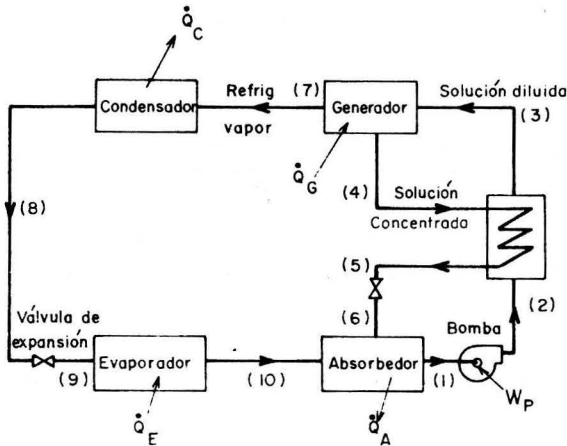


Fig. 5.38 Diagrama del sistema agua-bromuro de litio del Ejemplo 5.6

Solución: Los incisos (a)-(b) se resolverán en forma simultánea. La Tabla 5.4 muestra las propiedades termodinámicas y flujos másicos. Las propiedades del agua pura se obtienen de tablas y las propiedades de la solución, de las Figs. 5.A-2(a) y (b). Es importante notar que estas figuras expresan la concentración en términos del absorbente, que es el bromuro de litio.

Las dos presiones del sistema, alta y baja, se determinan con las temperaturas dadas para los puntos (8) y (10), en condiciones de saturación. Las entalpías de (8) y (10) se hallaron en tablas. La entalpía de (7) también se obtuvo de tablas. Puesto que los estados (3) y (4) son estados de equilibrio, pueden localizarse en las Figs. 5.A-2(a) y (b) y leer sus valores de concentración y entalpía. La Tabla 5.4 muestra las propiedades termodinámicas necesarias en la solución del problema. Los lugares en blanco se dejan como ejercicio. La Fig. 5.39 muestra los puntos de estado sobre un diagrama h-x.

Balance de energía para el evaporador:

$$\dot{m}_9 = \dot{Q}_E / (h_{10} - h_9) = 3.5(60) / (2514 - 158.4) = 0.0891 \text{ kg/min}$$

Haciendo un balance de masa para el absorbedor:

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_{10} (x_1 - x_{10}) / (x_6 - x_1) = (0.0891)(0.6) / (0.05) = 1.0692 \text{ kg/min}$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_6 + \dot{m}_{10} = 1.1583 \text{ kg/min}$$

(c) Balance de energía para el generador:

$$\dot{Q}_G = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_3 h_3$$

$$\dot{Q}_G = (1.069)(-62.9) + (0.089)(2682) - (1.158)(-81.5) = 265.8 \text{ kJ/min}$$

Despreciando el trabajo de la bomba, se tiene:

$$\text{COP} = \dot{Q}_E / \dot{Q}_G = (3.5)(60) / (265.8) = 0.790$$

(d) Para una temperatura del medio ambiente de 37.8°C, una temperatura del

generador de 93.3°C y una temperatura de evaporación de 4.4°C , empleando la Ec. (5.4a):

$$(\text{COP})_{\text{max}} = (277.4)(55.5)/(366.3)(33.4) = 1.258$$

y

$$\text{COP}/(\text{COP})_{\text{max}} = 0.790/1.258 = 0.628$$

(e) Suponiendo que el vapor de agua para calentamiento es saturado y tiene una temperatura de 104.4°C , se tiene:

$$\dot{m}_v = (60)(\dot{Q}_G)/(h_{fg,v}) = (60)(265.8)/(2246) = 7.1 \text{ kg/hr.}$$

Tabla 5.4. Propiedades termodinámicas y flujos másicos del Ejemplo 5.6

Punto	p mm Hg	T $^{\circ}\text{C}$	x	h kJ/kg	\dot{m} kg/min
1	6.3	37.8	0.60	-	1.158
2	49.1	-	0.60	-	1.158
3	49.1	82.2	0.60	-81.5	1.158
4	49.1	93.3	0.65	-62.9	1.069
5	49.1	-	0.65	-	1.069
6	6.3	-	0.65	-	1.069
7	49.1	93.3	0.00	2682.0	0.089
8	49.1	37.8	0.00	158.4	0.089
9	6.3	4.4	0.00	158.4	0.089
10	6.3	4.4	0.00	2514.0	0.089

(f) De acuerdo a la Ec. (5.15):

$$(RF) = \frac{x_R - x_G}{x_A - x_G} = \frac{0 - 0.65}{0.6 - 0.65} = 13.0$$

La relación de circulación (RC) se encuentra con la Ec.(5.13b) y su valor es 12.0.

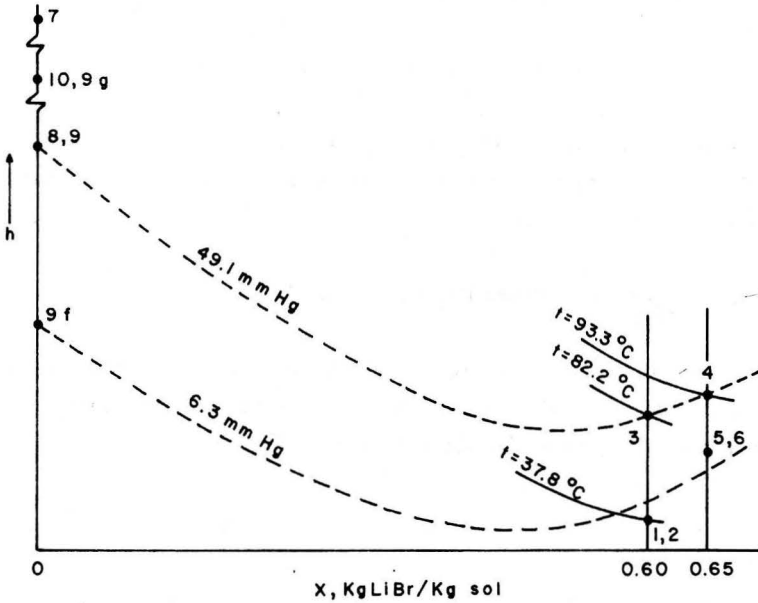


Fig. 5.39 Diagrama h-x del Ejemplo 5.6

Ejemplo 5.7.

Se tiene un sistema intermitente de refrigeración que utiliza la solución amoníaco-agua con temperatura inicial de 32°C , concentración inicial del 50%, temperatura máxima T_3 de 93°C y temperatura de condensación de 32°C . Determinése el coeficiente de rendimiento. La masa inicial de solución en el generador, m_1 , es de 9.0 kg.

Solución: En el diagrama p-T-x, Fig. 5.A-1(b), se encuentra que la presión p_1 es de 4.14 bar cuando $x_{s1} = 0.5$ y $T_1 = 32^{\circ}\text{C}$. Así es como queda determinado el

punto (1) en la Fig. 5.40. De las tablas de amoniaco se tiene que el valor de p_2 correspondiente a la temperatura de condensación de 32°C , es de 12.5 bar, localizándose el punto (2). Siguiendo la curva de presión de 12.5 bar hasta alcanzar una temperatura de 93°C , el punto (3) queda definido. Se encuentra que la concentración x_{s3} de la solución del generador es 0.38 y que la masa m'_3 de amoniaco condensado, es aproximadamente:

$$m'_3 = (9.0)(0.5 - 0.38) = 1.08 \text{ kg.}$$

Para determinar el punto (4), es necesario calcular la masa m'_4 de amoniaco restante en el evaporador, después que una parte se ha evaporado en la etapa inicial de refrigeración. De la Ec. (5.17):

$$m'_4 = 1.08 \exp [(h'_4 - h'_3) / (h_{fg})]$$

Es importante hacer notar que en la Fig. 5.40 sólo se indica el cambio en la solución amoniaco-agua, no se muestra lo que ocurre con el vapor de refrigerante, durante la generación y evaporación.

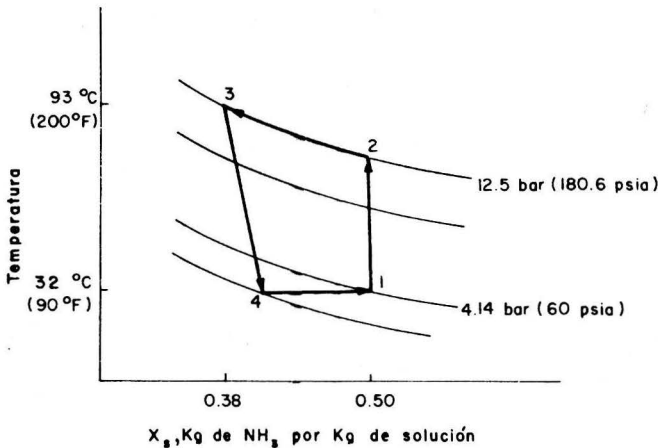


Fig. 5.40 Diagrama p-T-x del ciclo intermitente de refrigeración del Ejemplo 5.7

La temperatura del evaporador se debe hallar antes de encontrar h'_4 . La presión final del sistema es igual a la presión inicial p_1 , que es la misma

que existe en el evaporador. Siguiendo la isobara de 4.14 bar en el diagrama de amoniaco-agua hasta su extremo derecho ($x_s = 1.0$), se encuentra que la temperatura del evaporador es de -0.6°C . Esta temperatura se puede encontrar también en las tablas de amoniaco. En éstas, la entalpía h'_4 del amoniaco líquido a la temperatura del evaporador es de 176 kJ/kg y h'_3 a la temperatura del condensador es de 333.5 kJ/kg. El calor latente de vaporización promedio se encuentra que es:

$$h_{fg} = [(h_{v3} - h'_3) + (h_{v4} - h'_4)] / 2$$

Los valores de h_{v3} y h_{v4} se obtienen de las tablas de amoniaco con $p_3 = 12.5$ bar y $T_4 = -0.6^{\circ}\text{C}$ respectivamente. Por lo tanto:

$$h_{fg} = [(1466.5 - 333.5) + (1440 - 176.0)] / 2 = 1\ 200 \text{ kJ/kg}$$

En consecuencia:

$$m'_4 = 1.08 \exp [(176 - 333.5) / 1200] = 1.08 \exp (-0.13) = 0.95 \text{ kg}$$

El calor extraído en el evaporador es, de acuerdo a la Ec. (5.19):

$$(Q_{E \text{ TOTAL}}) = m'_4 h_{fg}$$

donde h_{fg} es el calor latente de vaporización a una temperatura del evaporador de -0.6°C :

$$(Q_{E \text{ TOTAL}}) = (0.95)(1\ 266) = 1\ 203 \text{ kJ}$$

Ahora será evaluado cada término de la Ec. (5.20), con la cual se determina la energía total que recibe el generador. La entalpía h_3 de la solución al final de la generación, se encuentra del diagrama amoniaco-agua cuando $x_{s3} = 0.38$ y $T_3 = 93^{\circ}\text{C}$, siendo $h_3 = 209$ kJ/kg, por lo tanto:

$$m_3 = m_1 - m'_3$$

y,

$$m_3 h_3 = (9.0 - 1.08)(209) = 1655 \text{ kJ.}$$

En forma análoga, para el punto (1): $h_1 = -116 \text{ kJ/kg}$

$$m_1 h_1 = (9.0) (-116) = 1044 \text{ kJ}$$

Ahora se evaluará el término $\sum h_v \delta m$. A intervalos convenientes de x_s (sean de 0.02), se encuentran las temperaturas de equilibrio en el diagrama p-T-x a una presión constante de 12.5 bar entre los puntos (2) y (3). En la Tabla 5.5 se enlistan estas temperaturas al igual que sus correspondientes entalpías h_v , el incremento de masa generado $\delta m'$ y su concentración x_v , donde:

$$\delta m' = m_1 (\Delta x_s) = (9.0) (0.02) = 0.18$$

A continuación se calculan los valores de δm con la Ec. (5.21) y se tabulan. Por ejemplo, entre $x_s = 0.5$ y $x_s = 0.48$, la masa de vapor liberada por el calentamiento es:

$$\delta m = 0.18 (1 - 0.48) / (0.985 - 0.48) = 0.185 \text{ kg}$$

En la misma Tabla 5.5 se enlistan los productos $h_v \delta m$ para los incrementos de masa $\delta m'$ generados, los que al sumarse determinan:

$$\sum h_v \delta m = 1656.7 \text{ kJ}$$

El calor suministrado al generador es, de acuerdo a la Ec. (5.20):

$$(Q_G)_{\text{TOTAL}} = 1655 - (-1044) + 1656.7 = 4355.7 \text{ kJ}$$

y el coeficiente de rendimiento, según la Ec. (5.18):

$$(\text{COP})_{\text{INT}} = 1203 / 4355.7 = 0.26$$

Tabla 5.5. Condiciones de los puntos utilizados
 en el cálculo de $\sum h_v \delta m$, del Ejemplo 5.7.

x_s	T °C	$\delta m'$ kg	x_v	δm kg	h_v kJ/kg	$h_v \delta m$
0.50	32	-	-	-	1414	
0.48	75	0.18	0.985	0.185	1430	264.6
0.46	78	0.18	0.982	0.186	1442	268.2
0.44	82	0.18	0.981	0.186	1454	270.4
0.42	86	0.18	0.972	0.189	1472	278.2
0.40	89	0.18	0.965	0.191	1489	284.3
0.38	93	0.18	0.956	0.194	1500	291.0

$$\sum h_v \delta m = 1656.7$$

Experimentalmente se han reportado coeficientes de rendimiento de 0.24 a 0.28 en sistemas similares al del Ejemplo 5.7, usando concentraciones iniciales de amoníaco de alrededor del 46% y temperaturas máximas cercanas a 100°C.

5.12 ANEXOS

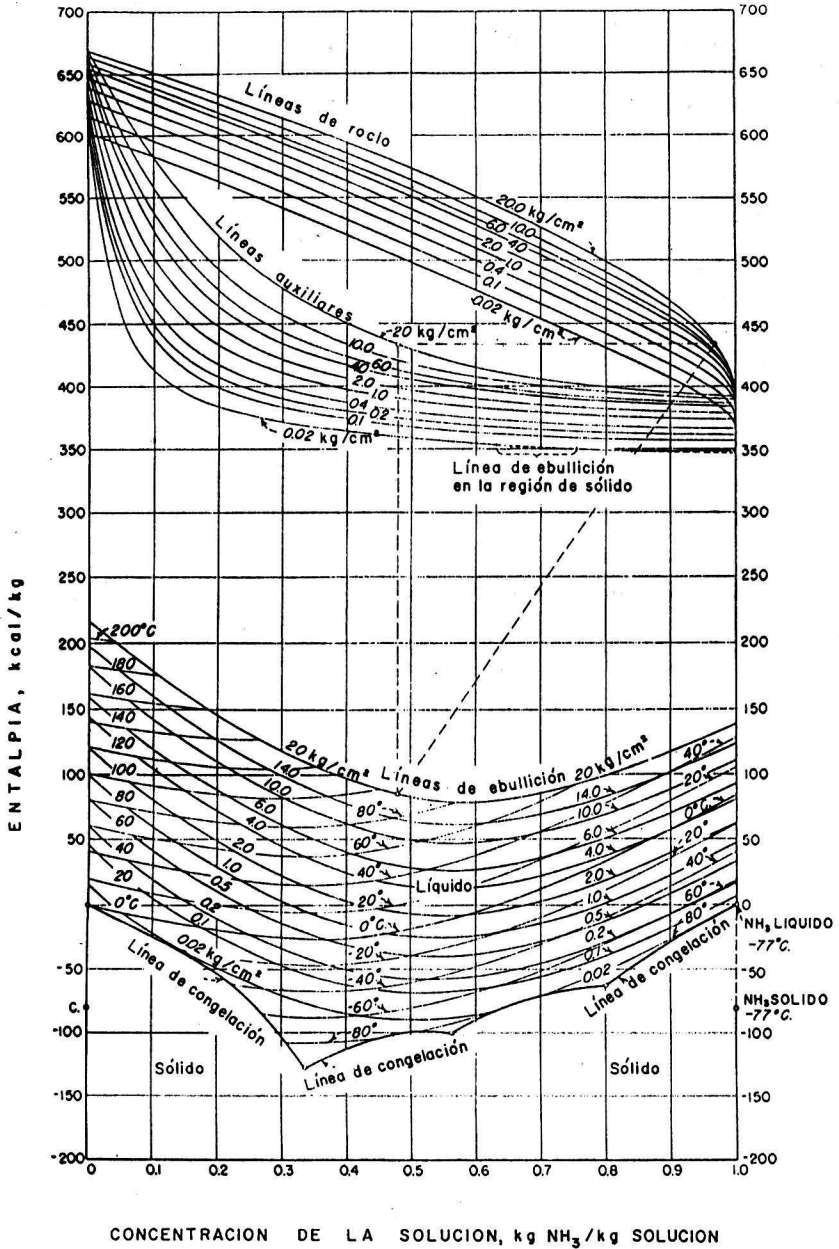


Fig. 5.A-1 (a) Diagrama entalpía-concentración para la mezcla amoníaco-agua

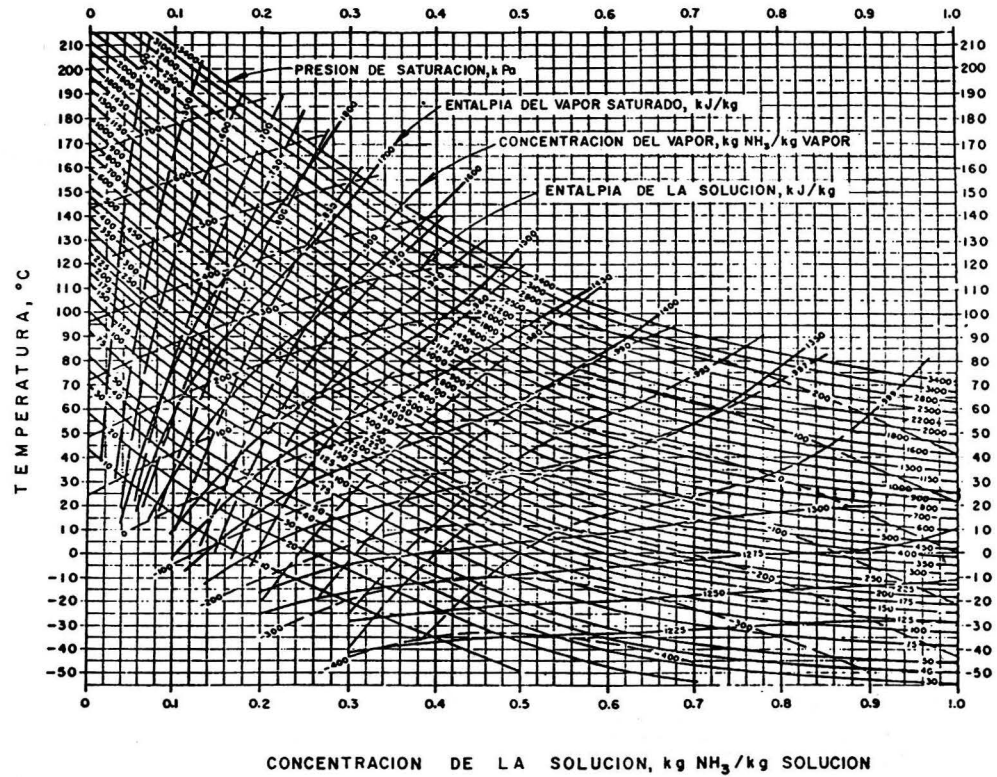


Fig. 5.A-1 (b) Diagrama temperatura-concentración para la mezcla amoníaco-agua

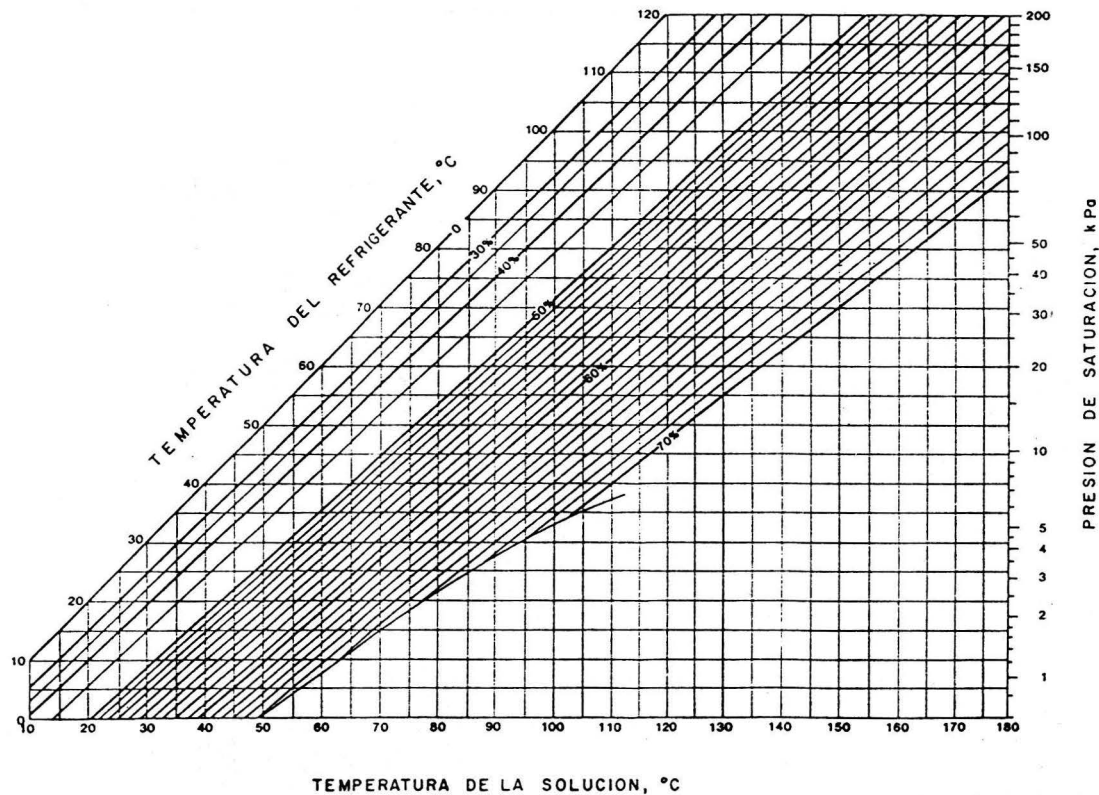


Fig. 5.A-2 (a) Diagrama temperatura-presión para la mezcla agua-bromuro de litio

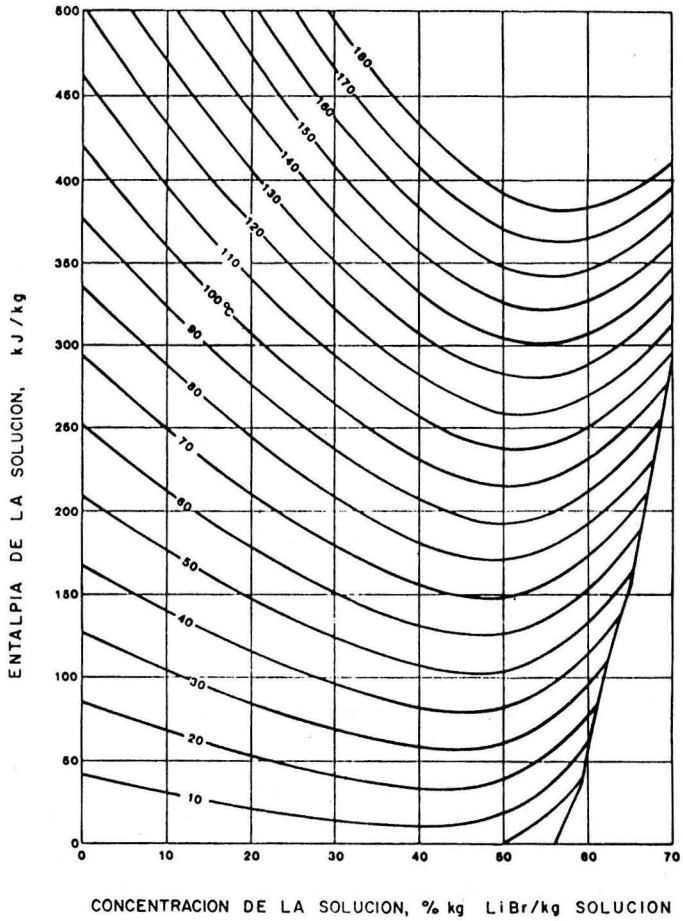


Fig. 5.A-2 (b) Diagrama entalpía-concentración para la mezcla agua-bromuro de litio

CAPITULO 6

**REFRIGERACION POR ABSORCION
SOLIDO-GAS**

ISAAC PILATOWSKY FIGUEROA

**LABORATORIO DE ENERGIA SOLAR
INSTITUTO DE INVESTIGACIONES EN MATERIALES**

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

CONTENIDO

PROLOGO	6.3
NOMENCLATURA	6.4
6.0 INTRODUCCION	6.6
6.1 EQUILIBRIO TERMODINAMICO	6.8
6.2 CICLO DE REFRIGERACION POR ABSORCION SOLIDO-GAS	6.11
6.2.1 Descripción y principios de funcionamiento	
6.3 SELECCION DEL SISTEMA SOLIDO-GAS	6.13
6.4 DETERMINACION DE LAS CONDICIONES DE OPERACION	6.14
6.5 METODO DE CALCULO PARA UN SISTEMA DE REFRIGERACION POR ABSORCION SOLIDO-GAS	6.18
6.5.1 Calculos estequiométricos	
6.5.2 Calculos térmicos	
6.5.3 Requerimientos térmicos durante el periodo de generación	
6.5.4 Requerimientos térmicos durante el periodo de condensación	
6.5.5 Requerimientos térmicos durante el periodo de evaporación	
6.5.6 Requerimientos térmicos durante el periodo de absorción	
6.6 CALCULO DEL RENDIMIENTO DE CARNOT	6.20
6.7 CALCULO DEL RENDIMIENTO TERMICO	6.21
6.8 SISTEMAS SOLIDO-GAS UTILIZADOS EN LA REFRIGERACION	6.22
6.9 ANALISIS COMPARATIVO DE SISTEMAS	6.23
6.10 BIBLIOGRAFIA	6.26

PROLOGO

La utilización de las reacciones heterogéneas sólido-gas presenta un gran interés sobre todo cuando se implantan en ciclos termodinámicos de refrigeración, bombas de calor, o como sistemas de almacenamiento térmico. En este capítulo se da un panorama general sobre los principios básicos de la absorción sólido-gas, dividiéndose el contenido en tres partes. En la primera parte se desarrollan los principios básicos, a través de una introducción, el equilibrio termodinámico, el ciclo de refrigeración así como los diferentes criterios de selección de las reacciones sólido-gas. En la segunda parte se describe el método de cálculo de una instalación frigorífica y en la tercera parte se hace un análisis comparativo entre diferentes sistemas sólido-gas en su aplicación en las máquinas de refrigeración. Desgraciadamente el conocimiento profundo sobre la cinética y termodinámica de estos sistemas es muy limitado, sin embargo en la bibliografía se sugieren ciertas referencias que se consideran fundamentales para la comprensión de los fenómenos involucrados en el uso de estos equilibrios monovariantes sólido-gas.

NOMENCLATURA

C_R	Calor específico del refrigerante líquido (Kcal/kg C).
C_{RS}	Calor específico del refrigerante considerado como sólido (Kcal/kg C).
C_S	Calor específico del sólido puro (Kcal/kg C).
$C_{(s,n_1R)}$	Calor específico del sólido complejo con n, R (Kcal/kg°C)
$C_{(s,n_2R)}$	Calor específico del sólido complejo con n_2R (Kcal/kg°C)
h_1	Entalpía de refrigerante líquido (Kcal/kg).
h_v	Entalpía de refrigerante vapor (Kcal/kg).
L	Calor latente de absorción (Kcal/Kg refrigerante).
L_d	Calor latente de desorción (Kcal/kg refrigerante).
M	Cantidad de refrigerante usada por cantidad de sólido (Kg refrigerante/Kg sólido).
M_c	Cantidad de sólido complejo (Kg sólido complejo).
M_D	Relación de cantidad de refrigerante desorbida (Kg refrigerante/Kg sólido).
M_R	Cantidad total de refrigerante absorbida (Kg refrigerante).
M_{R1}	Masa de refrigerante absorbida en el sólido (Kg refrigerante).
M_{R2}	Masa de refrigerante absorbida después de la desorción (Kg refrigerante).
M_S	Masa de sólido necesaria (Kg sólido)
M_1	Relación cantidad máxima de refrigerante absorbida por el sólido (Kg refrigerante/Kg sólido).
M_2	Relación cantidad de refrigerante absorbida después de la desorción (Kg refrigerante Kg sólido).
n	Número de moles
P_a	Presión de absorción (atm)
P_c	Presión de condensación (atm)
P_e	Presión de evaporación (atm)
P_d	Presión de desorción (atm)
PM	Peso molecular (Kg/kg mol).

Q_a	Calor de absorción (Kcal).
Q_c	Calor de condensación (Kcal)
Q_e	Calor de evaporación (Kcal).
Q_d	Calor de desorción (Kcal).
Q_o	Potencia de refrigeración (Kcal/periodo).
Q_R	Potencia frigorífica específica del refrigerante (Kcal/Kg refrigerante).
Q_s	Potencia frigorífica específica por unidad de masa de absorbente sólido (Kcal/Kg sólido).
Q_{se}	Calor sensible necesario para enfriar el refrigerante líquido de T_c a T_a (Kcal).
Q_{sg}	Calor sensible para llevar al complejo de T_a a T_g (Kcal)
Q_{ssa}	Calor sensible que se necesita eliminar para llevar al sistema de T_g a T_a (Kcal).
Q_{sRa}	Calor sensible que se necesita suministrar para llevar al refrigerante de T_e a T_a (Kcal).
Q_{Ta}	Calor total durante el período de absorción (Kcal)
Q_{Tc}	Calor total durante el período de condensación (Kcal).
Q_{Te}	Calor total durante el período de evaporación (Kcal).
Q_{Td}	Calor total durante el período de disociación (Kcal).
R	Refrigerante
S	Sólido.
T_a	Temperatura de absorción (K); ($^{\circ}$ C).
T_c	Temperatura de condensación (K); ($^{\circ}$ C).
T_e	Temperatura de evaporación (K); ($^{\circ}$ C).
T_d	Temperatura de disociación (K); ($^{\circ}$ C).
T_z	Temperatura promedio (K);T (C).
η_c	Rendimiento de Carnot
η_T	Rendimiento térmico considerando calores sensibles.
λ_v	Calor latente de evaporación del refrigerante (Kcal/kg refrigerante).

6.0 INTRODUCCION

La absorción sólido-gas es un proceso de transferencia de masa el cual esta basado en la solubilidad que presentan los gases en estructuras sólidas. A diferencia de la absorción líquido-gas, en la absorción sólido-gas, existe una reacción química en donde se forman compuestos bien definidos de adición, de diferentes composiciones, en general, con número de moles enteros. Este tipo de reacciones son reversibles, lo cual permite mediante una disociación térmica regenerar los materiales originales.

Para la absorción se usan generalmente sales metálicas, en particular, los halogenuros de metales alcalinos y alcalino-térreos, los cuales en estado anhidro pueden absorber grandes cantidades de ciertos gases, que pueden ser refrigerantes.

Estas reacciones heterogéneas reversibles entre un gas y un sólido pueden utilizarse en ciclos termodinámicos de refrigeración por absorción.

Una vez hecha la selección del refrigerante (gas), es necesario analizar las diferentes posibilidades de absorbentes sólidos que pueden fijar el refrigerante, en función de las propiedades termodinámicas. Una vez seleccionado el refrigerante, se pueden obtener varios compuestos: amoniacatos, alcoholatos, hidratos, amionatos, etc., tomando el nombre del gas absorbido.

Debido a que no existen diferencias fundamentales entre un sistema por absorción sólido-gas y la absorción líquido-gas, los métodos de análisis del ciclo, la determinación de las condiciones de funcionamiento y el efecto térmico son idénticos para una misma categoría de máquinas frigoríficas (discontinua a una etapa). En términos generales, la utilización de los sistemas sólido-gas en ciclos de refrigeración permite obtener un rendimiento termodinámico más elevado que en el caso de la absorción líquido-gas, a causa de la eliminación del proceso de rectificación (la presión de vapor de los sólidos es despreciable bajo condiciones de operación de las máquinas de refrigeración), además, el volumen necesario de absorbente sólido es de aproximadamente el 50% del requerido en el caso de los líquidos para una misma potencia frigorífica, y se suprimen los intercambiadores de calor y la bomba de la solución.

En la absorción sólido-gas la potencia frigorífica del sistema depende menos de las condiciones de operación que en la absorción líquido-gas (1), permitiendo su utilización a temperaturas elevadas de condensación, con un buen rendimiento termodinámico. Por otro lado, la temperatura máxima de absorción, en la mayoría de éstos sistemas es superior a la ambiente, lo cual permite enfriar el condensador con aire, presentando un gran interés sobre todo en regiones en donde hay poca disponibilidad de agua, siendo el caso de las zonas áridas y semiáridas.

Los principales inconvenientes de la utilización de los absorbentes son:

- a) las bajas conductividades térmicas, requiriéndose un sobrecalentamiento en las condiciones normales de operación por arriba de la temperatura teórica de disociación.
- b) las grandes variaciones de volumen que acompañan las operaciones de absorción y desorción.
- c) los riesgos del transporte de partículas sólidas debido al efecto de las grandes variaciones de presión y la limitación de sólo operar los ciclos de forma intermitente.

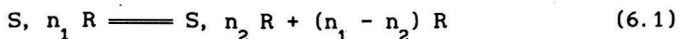
Los refrigeradores basados en el principio de la absorción sólido-gas fueron utilizados desde 1924, en donde surgió la primera máquina intermitente funcionando con cloruro de calcio-amoniaco de marca SICFRIGO. Posteriormente surgieron las máquinas: PROTOS-FRIGO ($\text{CaCl}_2\text{-NH}_3$), FREX (CaCl_2NH_3), FRESCO ($\text{CaCl}_2\text{-NH}_3$), HOMANN-WERKE ($\text{CaCl}_2\text{-NH}_3$), FARADAY (AgCl-NH_3), BLIER ($\text{CaCl}_2\text{-NH}_4\text{NO}_3\text{-NH}_3$) y el sistema desarrollado por MIDLAN Y SCOTTISH RAIL-WAY en 1935 ($\text{CaCl}_2\text{-NH}_3$). No fué sino hasta 1961 donde surgieron nuevos desarrollos de refrigeradores por absorción sólido-gas, operados con energía solar.

6.1 EQUILIBRIO TERMODINAMICO.

Los sistemas por absorción sólido-gas están basados en la utilización de reacciones heterogéneas reversibles sólido-gas del tipo siguiente:



que se puede expresar de la siguiente forma:



El comportamiento termodinámico de los sistemas sólido-gas (2) es diferente a los sistemas líquido-gas. Esta diferencia operacional aparece claramente cuando se consideran isotermas en el diagrama de presión de vapor como una función de la concentración.

La fig. 6.1 corresponde a un sistema líquido-gas, la cual muestra que la presión de vapor por encima de una mezcla líquido-gas es una función continua de la concentración. En cuanto a un sistema sólido-gas, la figura 6.2 presenta una sucesión de escalones a presión constante entre dos valores de concentración. Cada escalón corresponde a un equilibrio monovariante entre dos compuestos sólidos y el gas. Este equilibrio se puede representar por una forma semiempírica propuesta por Renkin-Hertz, siendo la más utilizada:

$$\log P = a - \frac{b}{T} - c \log T \quad (6.2)$$

en donde a, b, y c son constantes determinadas experimentalmente para cada compuesto.

En forma general, se puede decir que la absorción de gases y vapores por medio de líquidos es un fenómeno físico, mientras que en el caso de los sólidos, se efectúan reacciones químicas, en el curso de las cuales se forman compuestos químicamente bien definidos, por ejemplo para el sistema:

$\text{CaCl}_2\text{-NH}_3$ se forman los siguientes equilibrios:

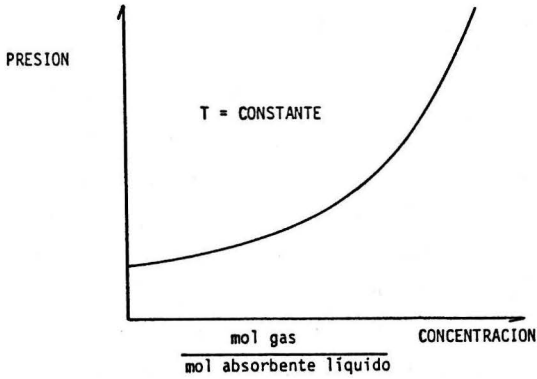
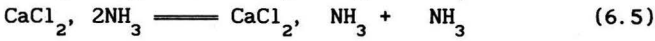


Fig. 6.1 Isoterma de un sistema líquido-gas.

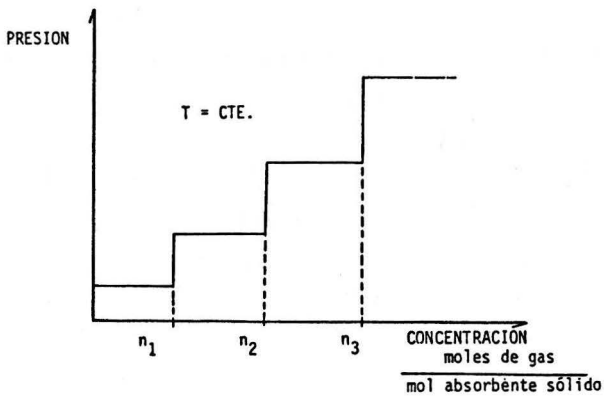


Fig. 6.2 Isoterma de un sistema sólido-gas.

Las sales metálicas absorben vapores y gases de acuerdo al carácter químico de las reacciones, en general con un número entero de moles. Ciertas sales metálicas tienen una gran tendencia con diferentes gases (amoníaco, aminas, etc.), acrecentándose cuando el absorbente sólido se encuentra en estado anhidro.

La teoría que explica la formación de este tipo de compuestos (1) plantea dos necesidades: por un lado se requiere de la estabilización de una unión entre un elemento de la red estructural del sólido y la molécula del gas refrigerante y por otra parte, de una dilatación de la red para dar lugar a la fijación de la molécula de gas.

Esto se lleva a cabo a través de zonas reaccionantes localizadas en la interfase sólido-gas. Mediante el nacimiento y crecimiento de gérmenes en estos lugares se da lugar al desarrollo de una fase sólida nueva, química y estructuralmente diferente de la fase sólida original. Por ejemplo; en el caso de la fijación del amoníaco, en donde una o muchas partículas eléctricamente neutras, sobre la sal metálica es por medio de uniones de tipo ión-dipolo y en el caso de la fijación del agua, existen varios procesos de transferencia de masa, calor y cinéticos:

- a) Transferencia de masa del elemento a difundirse, desde el seno de la fase gaseosa hacia la interfase con el sólido,
- b) Transferencia de masa en la superficie por medio de la adsorción (mínima con respecto a la difusión en el sólido),
- c) Transferencia de masa de gas en el sólido, solubilizándose y ocupando lugares intersticiales de la estructura sólida y
- d) reacción química heterogénea, cuya evolución es del centro hacia la superficie del sólido, acompañada por la liberación de calor (reacción exotérmica).

Este tipo de reacciones presentan un gran interés ya que son reversibles térmicamente, lo cual permite efectuar una recombinación de los productos de

descomposición de manera de regenerar las sustancias de partida (3). Otra consideración importante es la que asume Gillespie (4) que considera al gas absorbido como una fase condensada al igual que el sólido absorbedor, lo cual permite desarrollar ecuaciones de estado para las presiones de vapor y calores latentes de este tipo de compuestos en base a la primera y segunda ley de la Termodinámica.

6.2 CICLO DE REFRIGERACION POR ABSORCION SOLIDO-GAS.

6.2.1 Descripción y principio de funcionamiento.

En el caso de la refrigeración con absorbentes sólidos es evidente que no se puede realizar un ciclo continuo de funcionamiento debido a la dificultad de establecer una circulación continua con un absorbente en estado sólido. En la fig. 6.3 se presenta un diagrama que muestra los elementos que constituyen un ciclo de refrigeración por absorción sólido-gas. En este tipo de ciclos periódicos el elemento generador-absorbedor juega alternativamente el papel de generador y posteriormente el de absorbedor. En el generador se encuentra el absorbente sólido conteniendo el gas refrigerante absorbido. Mediante el suministro de energía térmica a este elemento, se lleva a cabo la reacción de desorción del gas con un nivel de alta presión y alta temperatura, el vapor así obtenido, se licua en el condensador. Teniendo al refrigerante bajo estas condiciones, es posible mediante la válvula de expansión abatir el nivel de presión de tal forma que en el evaporador se puede extraer el calor del espacio a enfriar por la vaporización del gas licuado. Logrado este efecto, el gas refrigerante a un nivel de baja presión y baja temperatura pasa al antes generador que en este punto se convierte en absorbedor, lográndose la absorción del gas por el absorbente sólido contenido en este elemento. Es necesaria la eliminación de calor con el objeto de mantener un bajo nivel de temperatura y presión para poder llevar a cabo la reacción, ya que en la mayoría de los casos la absorción es exotérmica. Las transformaciones químicas, así como los cambios de estado involucrados por aportación o extracción de cantidades de calor en la máquina frigorífica, están representados en la Fig. 6.4, y además, se puede observar las partes fundamentales del ciclo de refrigeración. Desorbedor (D), Condensador (C), Evaporador (E), y Absorbedor (A), es decir; liberación, licuefacción, evaporación y recuperación del refrigerante.

El balance térmico sin considerar pérdidas térmicas está representado por la relación:

$$QD + QE = QA + QC \quad (6.7)$$

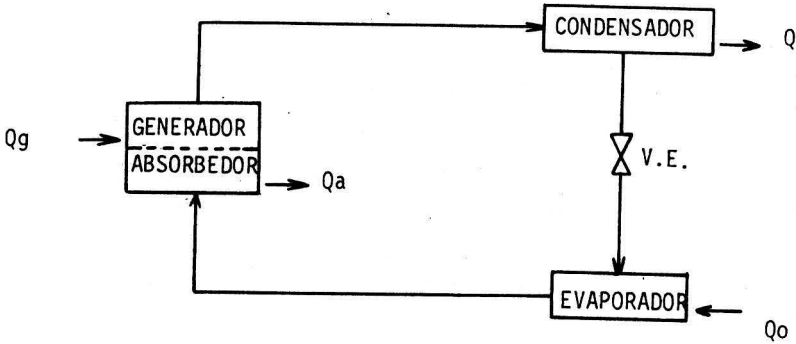


Fig. 6.3 Ciclo de refrigeración por absorción sólido gas.

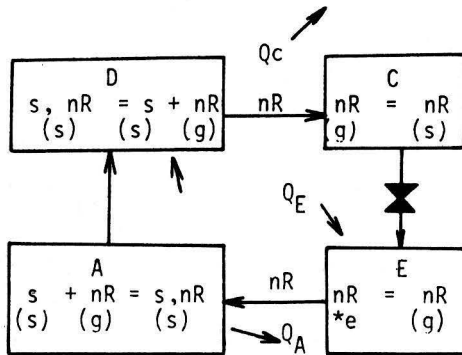


Fig. 6.4 Transformaciones químicas y cambios de estado en un ciclo de refrigeración por absorción sólido-gas.

6.3 SELECCION DEL SISTEMA SOLIDO-GAS.

Con el objeto de seleccionar el sistema sólido-gas más adecuado, hay que tomar en cuenta ciertos factores, los cuales determinan las diferentes posibilidades de utilización en las máquinas frigoríficas (5).

6.3.1. El número más elevado posible de moles libres de refrigerante por mol de sólido, en el rango de operación de temperatura y presión, durante la saturación completa (absorción y el menos elevado al final de la disociación). Estos moles libres determinan la capacidad de absorción del sólido.

6.3.2. El refrigerante no debe descomponerse a las presiones de licuefacción, ni el absorbente a las temperaturas de disociación.

6.3.3. Durante la disociación sólo el refrigerante debe evaporarse, la presión de vapor de la sal debe ser despreciable, aún a temperaturas elevadas.

6.3.4. La sal no debe licuarse en ninguna etapa del ciclo termodinámico de refrigeración. En ocasiones, cuando se tiene alta concentración de refrigerante, los sólidos pueden licuarse dando soluciones concentradas.

6.3.5. El sólido no debe pulverizarse durante los ciclos de absorción y disociación. Este polvo puede ser arrastrado por la corriente gaseosa hacia otras partes de la máquina. Este problema ha sido parcialmente resuelto por Smith (6).

6.3.6. La capacidad calorífica de la sal debe ser lo más pequeña, con el objeto de enfriar y calentar lo más rápido posible, sobre todo en las operaciones periódicas, en donde es prácticamente imposible el intercambio de calor entre el absorbente saturado que debe ser calentado, haciendo difícil la recuperación de calor sensible. Los calores específicos de las sales metálicas varían entre 0.12 y 0.3 Kcal/Kg⁰C.

6.3.7. Es importante el conocimiento de la cinética de reacción, ya que nos permite calcular las velocidades de absorción y desorción, sobre todo en un ciclo intermitente en donde estos están establecidos, siendo necesario conocer la influencia de la temperatura, presión, tamaño de partícula, superficie de

contacto, etc.; sobre la cinética de reacción. En general, a medida que la diferencia entre la temperatura máxima de absorción y la ambiente aumenta, la absorción se favorece.

6.3.8. La conductibilidad térmica debe ser elevada con el objeto de mejorar las condiciones de transferencia de calor. Sin embargo, en la mayoría de los casos, la conductibilidad térmica de los compuestos varía entre 0.1 a 0.2 Kcal/mh^oC y para las sales metálicas puras de 2 a 10 kcal/mh^oC, valores bajos comparados con otros materiales, haciendo necesaria la integración de dispositivos para aumentar la superficie de contacto.

6.3.9. El conocimiento de la variación de la presión de vapor en función de la temperatura para cada equilibrio monovariante, nos permite evaluar las condiciones de operación del sistema en los ciclos termodinámicos de refrigeración ($\log p = f(1/T)$). Estas variaciones nos permiten conocer la temperatura mínima de disociación, la temperatura máxima de absorción, en función de la temperatura de condensación y evaporación respectivamente.

6.3.10. Otro factor importante a considerar es, el aumento de volumen del sólido a causa de la absorción del gas. Siendo necesario conocer los límites de la expansión con el objeto de evitar las presiones a causa de la disminución y aumento de volumen durante la absorción y desorción del gas, que en algunos casos puede destruir o deformar mecánicamente el absorbedor (7).

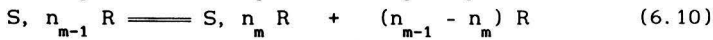
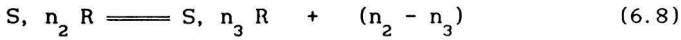
6.4 DETERMINACION DE LAS CONDICIONES DE OPERACION

Considerando el sistema gas-sólido siguiente (ec. 6.1):

$$S, n_2 R = s, n_2 R + (n_1 - n_2) R$$

El ciclo termodinámico de refrigeración puede representarse en un diagrama presión de vapor contra temperatura (fig. 6.5). La curva (A) representa el equilibrio del refrigerante líquido refrigerante gaseoso y la curva (B) el equilibrio entre el complejo sólido-gas y el refrigerante gaseoso desorbido.

Dependiendo del sistema sólido-gas se obtendrían otras curvas C y D correspondiendo a equilibrios subsecuentes de desorción de acuerdo a las ecuaciones siguientes:



donde:

$$n_1 > n_2 > n_3 > n_{m-1} > n_m$$

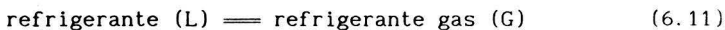
En la metodología de cálculo sólo se tomará el primer equilibrio de disociación ya que para los subsiguientes equilibrios se sigue el mismo procedimiento.

Con la ayuda de este diagrama de equilibrio es posible establecer las condiciones de operación de la máquina frigorífica. La temperatura de evaporación (T_e) está determinada por la temperatura a la cual se desea mantener el espacio a enfriar, la temperatura de condensación (T_c), es función de medio de enfriamiento (aire o agua). Establecidas estas dos condiciones en el diagrama se obtienen sus presiones correspondientes, siendo los procesos de condensación y evaporación isobáricos. La presión de evaporación (P_e) determina la temperatura de absorción (T_a) y la de condensación (P_c) la de generación (T_g) en donde:

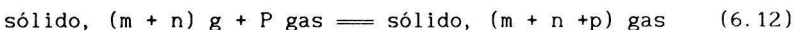
$$P_a = P_e \quad \text{y} \quad P_c = P_g$$

En la fig. 6.6 están representados los diferentes equilibrios; refrigerante-líquido-refrigerante ante vapor (A) y de equilibrio sólido-gas (B) y (C).

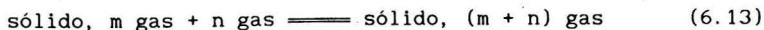
Para el equilibrio (A) se tiene:



Para el equilibrio (B) se tiene:



Para el equilibrio (C):



Consideremos un compuesto sólido saturado en refrigerante, por ejemplo el compuesto; sólido, $(m+n+p)$ gas. Al calentarlo va a ceder en una primera etapa (\rightarrow) moléculas de gas de acuerdo a la reacción (6.12) en el sentido de derecha a izquierda.

La temperatura del condensador T_c va a determinar, como en el caso anterior, la presión de condensación del refrigerante (P_c), lo que corresponde al punto (5).

Para alcanzar esta presión (P_c), es necesario que la temperatura de disociación del sólido correspondiente alcanza la temperatura del punto (2) o sea (T_{d1}), a partir de este punto, todo el gas se condensa a partir de su producción y la disociación correspondiente a la reacción se efectúa.

De esta manera, si tomamos al sólido en las condiciones iniciales del punto (1), es necesario primero, calentarlo de T_{a1} a T_{d1} [trayecto (1) - (2)].

El refrigerante condensado se expande hasta la presión P_e , (punto 6), y es el momento en donde se lleva a cabo la producción de frío. Si se desea al mismo tiempo reabsorber el gas sobre el sólido, es necesario que la presión de vapor de este sea igual a P_e es decir que a su temperatura disminuya hasta T_{a1} (punto 1).

Si existen varios compuestos definidos sólido-gas, se pueden obtener una mayor cantidad de refrigerante, efectuando una sucesión de disociaciones, como la que corresponde a la reacción (6.13). El diagrama de la fig. 6.6 nos indica, entonces, la temperatura mínima en el desorbedor, por ejemplo T_{d1} , si se limita a la primera disociación, T_{d2} si se considera la segunda disociación, etc.

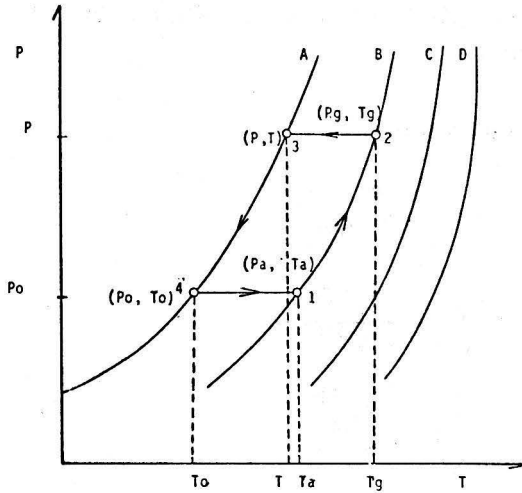


Fig. 6.5 Diagrama de equilibrio y condiciones de operación de un ciclo Termodinámico para un sistema de refrigeración por absorción sólido-gas.

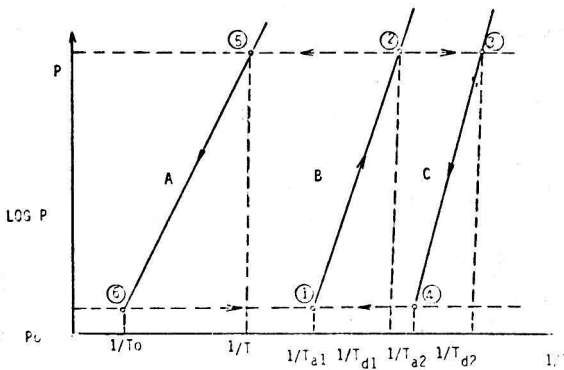


Fig. 6.6. Representación de los equilibrios Termodinámicos entre las fases sólidas y el gas

**6.5 METODO DE CALCULO PARA UN SISTEMA DE REFRIGERACION
POR ABSORCION SOLIDO-GAS.**

6.5.1. Cálculos estequiométricos.

$$M = \frac{(n_1 R) (PM_R)}{(n_s) (PM_s)} \quad (6.14)$$

$$M_1 = \frac{n_1 R PM_R}{n_s PM_s} \quad (6.15)$$

$$M_2 = \frac{n_2 R PM_R}{n_s PM_s} \quad (6.16)$$

$$M_D = M_1 - M_2 \quad (6.17)$$

$$M_S = \frac{Q_o}{Q_s} \quad (6.18)$$

$$M_R = M M_S \quad (6.19)$$

$$M_C = M_S + M_R \quad (6.20)$$

6.5.2 Cálculos Térmicos.

$$Q_R = h_{vTe} - h_{LTc} \quad (6.21)$$

$$Q_R = \lambda_{vTe} - Q_{se} \quad (6.22)$$

$$Q_{se} = C_R (T_c - T_e) \quad (6.23)$$

$$Q_s = M_D Q_R \quad (6.24)$$

6.5.3 Requerimientos térmicos durante el período de disociación.

$$Q_{Td} = Q_{sd} + Q_d \quad (6.25)$$

$$Q_{sd} = (M_s + M_{R1}) C_{S,n,R} (T_d - T_a) \quad (6.26)$$

de donde:

$$C_{s,n,R} = \frac{M_s C_s + M_{R1} C_{Rs}}{M_s + M_{R1}} \quad (6.27)$$

$$Q_d = (M_{R1} - M_{R2}) Lg_{Td} \quad (6.28)$$

El calor de desorción puede calcularse a partir de la ecuación de Clausius-Clapeyron.

6.5.4. Requerimientos térmicos durante el período de condensación.

$$Q_{TC} = (M_{R1} - M_{R2}) (h_{vtd} - h_{1TC}) \quad (6.29)$$

6.5.5 Requerimientos térmicos durante el período de evaporación.

$$Q_{Te} = (M_{R1} - M_{R2}) Q_R \quad (6.30)$$

6.5.6 Requerimientos térmicos durante el período de absorción.

Está constituido por el calor sensible que se necesita eliminar para llevar el sistema de la temperatura de generación a la de absorción menos el calor sensible para llevar al refrigerante de la temperatura de evaporación a la de absorción, más el calor de absorción, el cual es necesario extraer.

$$Q_{Ta} = Q_{ssa} - Q_a + Q_{SRa} \quad (6.31)$$

$$Q_{ssa} = (M_s + M_{R2}) C_{s1n2R} (T_d - T_a) \quad (6.32)$$

donde:

$$C_{s1n2R} = \frac{M_s C_s + M_{R2} C_{RS}}{M_s + M_{R2}} \quad (6.33)$$

$$Q_a = (M_{R1} - M_{R2}) La_{Ta} \quad (6.34)$$

El calor latente de absorción La puede calcularse al igual que en el caso de la generación a partir de la ecuación de Clausius-Clapeyron.

$$Q_{SRa} = (M_{R1} - M_{R2}) h_{vTa} - h_{vTe} \quad (6.35)$$

6.6 CALCULO DE RENDIMIENTO DE CARNOT.

Este efecto térmico se reporta a régimen interior, es decir a las reacciones y transformaciones del refrigerante y del absorbente durante un ciclo cerrado y reversible, el cual supone en particular que los calores de absorción y generación son iguales. De acuerdo a la fig. 6.3 que representa el ciclo de refrigeración, se tiene involucrados los calores de disociación, condensación, evaporación y absorción.

El rendimiento de Carnot expresado por:

$$\eta_c = \frac{Q_e}{Q_d} \quad (6.36)$$

Quedando expresado el rendimiento de Carnot para una máquina frigorífica funcionando a cuatro temperaturas como :

$$\eta_c = \frac{1/T_a - 1/T_d}{1/T_e - 1/T_c} \quad (6.37)$$

Si la máquina funciona con tres temperaturas, es decir $T_a = T_c$ o si estas no son muy diferentes; tomando en cuenta la relación:

$$T_z = \frac{T_a + T_c}{2} \quad (6.38)$$

se tiene como efecto térmico:

$$\eta_c = \frac{1/T_z - 1/T_d}{1/T_c - 1/T_z} \quad (6.39)$$

6.7 CALCULO DEL RENDIMIENTO TERMICO.

Sin considerar calores sensibles:

$$\eta = \frac{\lambda_v (T_e)}{Lg (T_{dg})} \quad (6.40)$$

Considerando calores sensibles:

$$\eta_T = \frac{Q_{te}}{Q_{td}} \quad (6.41)$$

donde:

Q_{te} es valuado por la ecuación (6.30)

Q_{td} por la ecuación (6.25)

6.8 SELECCION DEL SISTEMA SOLIDO-GAS.

El sistema sólido-gas más utilizado para ciclos de refrigeración es $\text{CaCl}_2\text{-NH}_3$ (8), (9), seguido de $\text{SrCl}_2\text{-NH}_3$ debido a las bajas temperaturas de disociación ($<120^\circ\text{C}$), lo cual permite utilizar dispositivos simples de calentamiento.

Sin embargo, existen inconvenientes: presiones elevadas, aumento de volumen y problemas de toxicidad, además, las temperaturas de disociación deben ser superiores a las teóricas, si se toma en cuenta el sobrecalentamiento necesario para mejorar las velocidades de disociación.

Con el objeto de obtener temperaturas de disociación más bajas, es necesario que los sistemas sólido-gas tengan presiones de vapor inferiores a los sistemas sólido- NH_3 . Esto implica buscar otro refrigerante y obtener con el absorbente sólido con las mismas características de los amoniacatos.

Un refrigerante que puede reemplazar al NH_3 y producir compuestos de adición con las mismas características de reversibilidad que los amoniacatos, con presiones de vapor inferiores y un buen rendimiento, es la monometilamina (CH_3NH_2), su calor de evaporación es elevado, pero inferior al del NH_3 ejemplos de estos sistemas son $\text{LiCl-CH}_3\text{NH}_2$, $\text{CaCl}_2\text{-NH}_2$ y $\text{MgCl}_2\text{-CH}_3\text{NH}_2$.

La tabla 6.1 representa algunas propiedades de diferentes sistemas sólido-gas para una producción frigorífica de 1000 de kcal/ciclo de refrigeración (equivalente a la producción de 10 kg. de hielo) para una temperatura de condensación de 40°C y una temperatura de evaporación de -10°C ($n_1\text{-}n_2$): moles libres de refrigerante, utilizados para la refrigeración, (M_D): masa disociada por kg., de sólido en Kcal/kg, (q_R): potencia frigorífica en Kcal/kg., de sólido puro. (M_s): masa necesaria de sólido puro en kgs. (T_D): temperatura mínima de disociación en $^\circ\text{C}$. (T_A): temperatura máxima de absorción en $^\circ\text{C}$.

TABLA 6.1

SISTEMA	N_1, n_2	M_D	q_R	M_S	T_D	T_A
SrCl ₂ -NH ₃	8 3	0.644	163	6.12	98	58
CaCl ₂ -NH ₃	8 2	0.919	232	4.29	106	64
MnCl ₂ -NH ₃	6 2	0.54	136	7.30	160	113
SrBr ₂ -NH ₃	8 6	0.13	34	28.7	135	89
LiCl-CH ₃ NH ₂	3 1	1.46	231	4.32	113	37
NiCl ₂ -CH ₃ NH ₂	8 4	1.30	205	4.85	138	99
CaCl ₂ -CH ₃ NH ₂	6 2	1.11	176	5.66	59	27

6.9 ANALISIS COMPARATIVO DE SISTEMAS SOLIDO-GAS

En la fig. 6.7 se encuentran representados los rendimientos termicos de diferentes sistemas en funcionamiento intermitente (NH₃-H₂O, CaCl₂-NH₃ y CaCl₂-CH₃NH₂).

En el caso del sistema NH₃-H₂O, se observan tanto la influencia de las condiciones de operación, como de la rectificación sobre el rendimiento térmico. El efecto de la rectificación no influye para temperaturas de generación menores de los 80°C, para una temperatura límite de condensación de 25°C; sin embargo, la influencia de la temperatura de evaporación es importante como se puede observar, se tiene un rendimiento máximo del 52% a 0°C y de 37.3 % a -10°C. Para una temperatura de generación de 100°C se observa un ligero abatimiento del rendimiento siendo apreciable a 120°C, en donde para una temperatura de condensación de 30°C y temperatura de evaporación de 0°C se obtienen rendimientos del 46% con rectificación y 44.3% sin rectificación, reduciéndose al 34% para una temperatura de evaporación de -10°C.

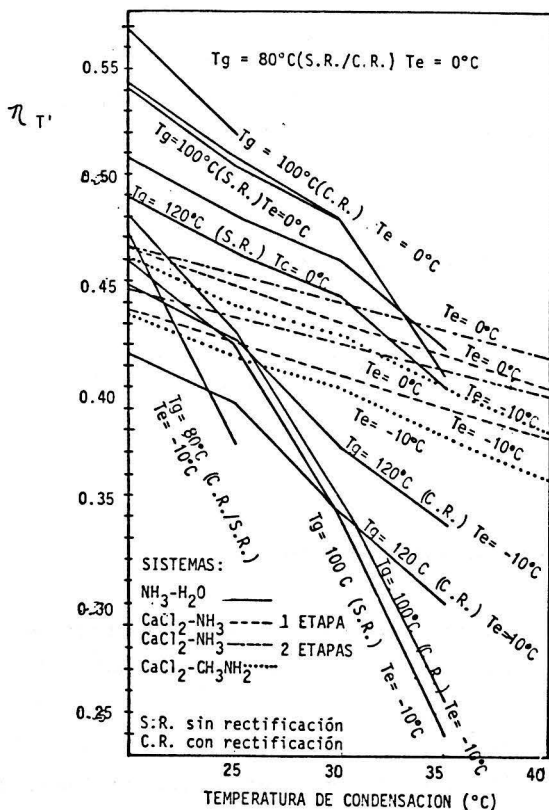


Fig. 6.7 Eficiencias térmicas de diferentes sistemas líquido-gas sólido-gas en función de la temperatura de condensación.

En cuanto a la utilización de los sistemas sólido-gas se observa la poca influencia de las condiciones de operación sobre el rendimiento térmico por los sistemas analizados (CaCl₂-NH₃ y CaCl₂-CH₃NH₂) el cual varía del 36% a 46%.

En la tabla 6.2 se resume el análisis comparativo de los tres diferentes sistemas a temperaturas de condensación de 35°C y temperaturas de evaporación de 0°C y -10°C. para temperaturas de evaporación de 0°C los rendimientos son prácticamente los mismos siendo sensible su abatimiento para temperaturas de evaporación de -10°C en el caso del sistema NH₃-H₂O.

Sin embargo, como se puede observar el sistema CaCl₂-CH₃NH₂ es el más adecuado para utilizarse en ciclos de acondicionamiento de aire operado con baja temperatura (10).

Por lo que respecta a su temperatura de absorción no son tan elevadas como en el caso del CaCl₂-NH₃, lo cual hace que el proceso de absorción sea factible de ser llevado a cabo utilizando aire como medio de enfriamiento.

Tabla 6.2

Condiciones de operación de diferentes sistemas absorbente refrigerante en funcionamiento intermitente.

SISTEMA	$X_1 - X_2$ (Kg ó %)	T_g (°C)	T_a (°C)	RECTIFICACION		RENDIMIENTO	
				SI	NO	T_o (°C)	
						0	-10
CaCl ₂ - NH ₃	0.91	102	61 *		X	42.8	40.9
	0.61	90	53***		X	41.6	39.1
CaCl ₂ -CH ₃ NH ₂	1.11	55	34**		X	40.0	37.8
			27 *		X		
NH ₃ - H ₂ O	13 % *	100	35		X	40.6	25.5
	6.4 % **	100	35	X		40.6	23.9
	22.8 % *	120	35	X		41.9	33.7
	15.5 % **	120	35		X	40.0	30.1

La recuperación del refrigerante ($X_1 - X_2$), así como T_a están referidos a T_o de 0°C (*) y de -10°C (**).

6.9 BIBLIOGRAFIA

- 1.- K. Linge, "Ueber periodische absorptions Kaltmaschinen", Bernefte zur Zeitschrift fur Die gesamte kalteindustrie, 2, 1 p.1-69, 1929.
- 2.- I. Pilatowsky, R. Best, "Análisis sobre la utilización de absorbentes sólidos en la refrigeración solar", Memorias de la IV Reunión Nacional de Energía Solar.
- 3.- R. Hartoulari, P. Barret, "Mise au point, étude des reactions entre l' ammoniac et les sels metalliques", Extrait du bulletin de la Societé Chimique de France, 1849-1867,1960.
- 4.- J. L. Gillespie, "Equations for vapor presures and latent heats, including aproximate equations for solid compounds containing a gaseus component", American Academy of Art and Sciences, 66, 3 (1930).
- 5.- H. F. Nierbergall, "Handbuch der Kaltetechnik", Sorptions-Kaltmaschinen, Vol. VII, Springer-Verlag, Berlin/Gottinger/Weidelberg, 1959.
- 6.- H. F. Smith, "Absorbent for refrigerating apparatus patented", patent 1, 791, 515, patented Feb. 10, 1931, United States Patent Office.
- 7.- R. M. Buffington, "Absorption refrigeration with Solid Absorbents", Refrigerating Engineering, 26 Sept., p. 137, 1933.
- 8.- E. Bonaguri, "Preliminary notes on a solar absorption unit". Progr. Refrig. Ser. Techn. Proc. of 12th. Int. Cong. of Refrig. Pub. I.I.F., 1967.

9.- A. Eggers-Laura, N. Bechtoft, B. Stubkier and P. Worsé-Schmidt
"Potential use of solar powered refrigeration by an intermittent
solid absorption system", The Technical University of Danmark,
august 1975.

10.- I. Pilatowsky, "Etude sur l'utilisation du système $\text{CaCl}_2\text{-CH}_3\text{NH}_2$
dans la réfrigération solaire par absorption", Thèse à l'Université
de Perpignan, France, 1978.

CAPITULO 7

REFRIGERACION POR ABSORCION

ISMAC PILATOWSKY FIGUEROA

**LABORATORIO DE ENERGIA SOLAR
INSTITUTO DE INVESTIGACIONES EN MATERIALES**

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

NOMENCLATURA

C	= Concentración
c	= $E_1 - E_L/R$
Cp	= Calor específico
E_1, E_L	= Calor de licuefacción y adsorción del gas
H	= Entalpía
K, K_1, K_2	= Constantes
M	= Peso molecular
m	= Masa
n	= constante
P, P^*, P^o	= Presión, presión parcial en el equilibrio, presión de vapor.
Q_1, Q_s, Q_e	= Calor total, sensible y potencia frigorífica
T	= Temperatura
α	= Proporción de moléculas
μ	= No. de moléculas de gas
λ	= Calor latente
θ	= Fracción de superficie útil
v	= Constante
Δ	= Incremento

Subíndices.

C	= Condensación
E	= Evaporación
D	= Desorción
A	= Adsorción
FD	= Fuente térmica
L	= Líquido
V	= Vapor
i	= Inicial
f	= Final
MA	= Máxima de adsorción
MD	= Mínima de desorción
Z	= Promedio
S	= Sensible

CONTENIDO

NOMENCLATURA	7.2
7.0 PROLOGO	7.4
7.1 INTRODUCCION	7.5
7.2 TIPOS DE ADSORCION	7.9
7.3 INFLUENCIA DE LA TEMPERATURA Y PRESION	7.10
7.4 EQUILIBRIO DE ADSORCION	7.12
7.5 CALOR DE ADSORCION	7.17
7.6 REFRIGERACION POR ADSORCION	7.19
7.6.1 Introducción	
7.6.2 Principio de funcionamiento	
7.6.3 Proceso de adsorción-condensación	
7.6.4 Proceso de evaporación-adsorción	
7.6.5 Rendimiento de Carnot	
7.6.6 Ciclo Teórico	
7.7 CALCULO DE UN CICLO DE REFRIGERACION POR ADSORCION	7.28
7.7.1 Cálculo de la potencia frigorífica	
7.7.2 Balance de Energía	
7.8 BIBLIOGRAFIA	7.34

7.0 PROLOGO

El estudio de los fenómenos superficiales que ocurren entre los diferentes estados de agregación, en particular de fases fluidas (líquido y gases) y estructuras sólidas, ha permitido el conocimiento de la capacidad que presentan una gran cantidad de sólidos para fijar en su superficie uno o varios componentes de la fase fluida; a este fenómeno se le conoce con el nombre de adsorción, proceso que puede ser de naturaleza física (fuerzas intermoleculares de Van der Waals) o química (quimisorción: adsorción activada).

Como en el caso de la absorción líquido-gas y sólido-gas, una adsorción es otra operación unitaria que puede integrarse a ciclos termodinámicos de refrigeración.

El presente curso esta constituido en dos partes: la primera consiste en la descripción de los principios básicos de la adsorción en donde se incluyen; la definición y el principio básico, los diferentes tipos, la influencia de la temperatura y la presión, el equilibrio termodinámico así como el calor de adsorción; la segunda parte describe y analiza el ciclo termodinámico de refrigeración así como su eficiencia térmica.

Este curso no pretende ser una introducción formal al estudio de la adsorción, sino simplemente dar los elementos teóricos necesarios que permitan un mayor entendimiento de los cambios fisicoquímicos que ocurren en la interacción superficial entre un sólido y un gas y su aplicación en ciclos cerrados de refrigeración. Como se puede observar sólo se desarrollo el tema de la adsorción de gases o vapores por superficies sólidas ya que es el que se aplica por lo general en los procesos de refrigeración, en donde el vapor del refrigerante se fija en el adsorbente. Con el objeto de una mayor profundización en el tema, se incluyen al final del curso una bibliografía básica.

7.1 Introducción

La adsorción es un proceso del cual se obtiene una concentración más elevada de cualquier componente en la superficie de una fase líquida ó sólida que la que existe en el interior de la misma. Esta propiedad de selectividad permite fijar uno o más componentes, los cuales se acumulan en la región interfacial. El proceso de transferencia de masa del componente desde la masa principal del fluido a la superficie, continua hasta que se alcanza un estado de equilibrio, (equilibrio de adsorción).

El componente que se acumula en la interfase se denomina adsorbato y el adsorbente al material en cuya superficie se acumulan los componentes de la fase fluida.

Existe una gran cantidad de materiales adsorbentes que se usan en muy diversas aplicaciones, tales como: separaciones gaseosas para la eliminación de olores e impurezas desagradables de gases industriales, recuperación de vapores de cierto valor comercial de disolvente a partir de mezclas diluidas con aire y otros gases, fraccionamiento de mezclas de gases de hidrocarburos que contienen sustancias como: metano, etileno, etano, propileno y propano, separación de líquidos que incluyen; eliminación de humedad disuelta en gasolina, eliminación de olor y sabor indeseables del agua y el fraccionamiento de mezclas de hidrocarburos aromáticos y parafínicos, entre otros.

Los sólidos adsorbentes por lo general se utilizan en forma granular, cuyo tamaño varia desde 12 a 50 mm. Su capacidad de adsorción está relacionada con la naturaleza química del sólido, siendo necesario una gran superficie por unidad de peso para la mayoría de los adsorbentes. En el caso de la adsorción de gases no es la superficie total de las partículas granulares las que se considera, sino, la superficie mucho mayor de los poros internos de las partículas. Estos poros son generalmente pequeños algunas veces de unos cuantos diámetros moleculares, pero debido a su gran cantidad presentan una enorme superficie de adsorción.

Como ejemplos de adsorbentes tenemos los siguientes:

Arcillas Activadas.- Son arcillas como la bentonita la cual se activa por medio de un tratamiento químico con ácido sulfúrico o clorhídrico, después se lava y se seca y se reduce su tamaño (polvo fino).

Alúmina activada y alúmina-gel.- Son formas porosas del óxido de aluminio, las cuales presentan una alta resistencia al impacto y a la abrasión. Se reactivan un gran número de veces por medio de un calentamiento superior a los 177°C.

Bauxita.- Es una alúmina hidratada que se encuentra en forma natural, la cual se activa mediante un calentamiento entre 230 y 800°C.

Carbón adsorbente de gases.- Este se produce a partir de la carbonización de cascara de coco, semillas de fruta, carbón, lignita y madera, su activación se logra por medio de un proceso parcial de oxidación con aire o vapor caliente.

Carbones de colorantes.- Estos materiales se pueden preparar en muy diferentes formas. a) mezclando material vegetal con sustancias inorgánicas como cloruro de calcio, se carboniza y se elimina la materia inorgánica por medio de una lixiviación. b) mezclando materia orgánica como aserrín con sustancias porosas como piedra pomez, luego se calienta y carboniza con aire o vapor caliente, c) carbonización de madera, aserrín o similares, luego se activan con aire o vapor caliente. En este caso también se puede usar una lignita y carbón bituminoso.

Carbón de hueso.- Se obtiene mediante la destilación destructiva de huesos pulverizados y secos entre 600 y 900°C.

Carbón activado de malla molecular.- Esta técnica permite obtener carbones activados en los cuales se controlan las aberturas del poro. En la mayoría de los carbones activados se tiene un rango de aberturas entre 14 y 60 Å.

Mallas moleculares.- Son formas cristalinas de zeolitas sintéticas de estructura porosa (aluminosilicatos metálicos). La estructura de las celdas cristalinas pueden absorber diferentes productos. El diámetro del poro se

controla por medio de la composición del cristal que regula el tamaño de moléculas que pueden entrar a la red. Las mallas pueden separar en función del tamaño molecular y por medio de adsorción de acuerdo con la polaridad molecular y el grado de insaturación. Se pueden conseguir diferentes tipos con diámetros de poro preestablecido, el tamaño del poro para una clase específica es uniforme, como por ejemplo: el tipo 3A con un tamaño de poro de 0.3mm, se usa para secado, el tipo 5A con un tamaño de poro de 0.5mm se usa para la separación de parafinas normales de mezclas de corrientes de hidrocarburos y el tipo 13X con un tamaño de poro entre 0.9 y 1mm que se usa para la extracción de CO y H₂O del aire. Las temperaturas de regeneración están en un rango entre 200 y 315°C para todos los diferentes tipos.

Polimeros sintéticos.-Por lo general son perlas esféricas porosas de 0.5 mm de diámetro; cada esfera es un conjunto de microesferas de 10 mm de diámetro. El material es sintético, fabricado a partir de monómeros polimerizables de dos tipos principales: fabricados a partir de aromáticos insaturados como estireno y divinilbenceno y los fabricados a partir de ésteres acrílicos.

Silica-gel.- Es una forma granular y extremadamente porosa y amorfa del SiO₂, el cual se prepara a partir del gel precipitado por tratamiento ácido de una solución de silicato de sodio, aunque es inerte con la mayoría de los fluidos, no se recomienda para alcalinos fuertes o ácidos hidrofúricos. Se regenera normalmente por calentamiento entre 175 y 180°C, su contenido de humedad antes de usarse varía del 4 al 7%.

Tierras de Fuller.- Son arcillas naturales, básicamente silicatos de aluminio y magnesio, bajo las formas conocidas de atapulgita y montmorillonita. Estas arcillas al calentarse y secarse desarrollan una estructura porosa se muelen y se ciernen en tamaños de grandes gránulos hasta polvos finos.

La tabla 7.1. representa algunas características y ejemplos de aplicaciones comerciales de adsorbentes comunes.

TABLA 7.1 DATOS CARACTERISTICOS Y EJEMPLOS DE APLICACION
COMERCIALES DE ALGUNOS ADSORBENTES COMUNES.

ADSORBENTE	RANGO DE TAMAÑO (mm)	AREA SUPERFICIAL (m ² /g)	DENSIDAD DE LA MASA PRINCIPAL (Kg/m ³)	CAPACIDAD DE ADSORCION (KgH ₂ O/Kg)	EJEMPLOS DE APLICACION :
Carbón activado	0.6-5	600-1600	160-570	0.4-0.7	Tratamiento de aguas purificación de gas, recu- peración de solvente, pu- rificación del alcohol, - decoloración.
Oxido de Aluminio (alumina activada)	0.7-25	50-250	720-880	0.14-0.25	Secado de gases y líquidos purificación, decoloración y refinación de aceites de petróleo y ceras.
Sílica-gel	0.1-3	320-900	400-830	0.3-0.6	Secado de gases, separación de hidrocarburos.
Mallas Moleculares (aluminosilicatos)	1.7-3	600-800	480-705	0.2-0.3	Adsorción selectiva basada en el tamaño molecular y forma como secado, separación de parafinas normales de hidrocar- buros cíclicos y ramificados, purificación del gas natural - (extracción de H ₂ S y mercapta- nos).
Tierras de fuller y otras arcillas	0.07	130-250	480-800		Purificación de aceites vege- tales y animales.

7.2 TIPOS DE ADSORCION

Existen dos categorías principales de adsorción que dependen de si la asociación entre el gas y la superficie sólida es de carácter físico o químico; es decir que intervienen fuerzas de Van Der Waals (o de dispersión) o atracciones análogas a la valencia. El primer tipo corresponde a la adsorción física o de Van Der Waals y la segunda a la quimisorción de alta temperatura y adsorción activada a baja temperatura.

La adsorción o adsorción de Van Der Waals es un fenómeno reversible, resultado de las fuerzas intermoleculares de atracción entre las moléculas del sólido y la sustancia adsorbida. En el caso de las fuerzas atractivas entre un gas y un sólido mayores que los existentes entre las moléculas del mismo gas, el gas se condensará sobre la superficie del sólido, aunque su presión sea menor que la presión de vapor que corresponde a la temperatura predominante. Debido a la condensación habrá liberación de calor, que será algo mayor que el calor latente de vaporización. En la adsorción física los calores de adsorción son relativamente pequeños, unos 5 Kcal/mol o menos.

La sustancia adsorbida no penetra en el interior de la red cristalina ni se disuelve en ella, sino que permanece totalmente sobre la superficie. Sin embargo, si el sólido es muy poroso y contiene muchos pequeños capilares, la sustancia absorbida penetrará en estos intersticios si es que la sustancia humedece al sólido.

El equilibrio entre un sólido y un gas es reversible, y se alcanza rápidamente cuando se cambian la temperatura y presión. Si se considera que la velocidad de adsorción del gas requiere de una energía de activación, entonces el establecimiento rápido del equilibrio a temperatura baja significa que la energía de activación es pequeña

A presiones relativamente bajas, y especialmente a temperaturas moderadamente elevadas, es probable que las moléculas adsorbidas por fuerza de Van Der Waals formen una capa molecular única.

Quimisorción: adsorción activada.- Como se mencionó, la quimisorción implica fuerzas de naturaleza química, lo cual queda demostrado frecuentemente por la irreversibilidad de la adsorción. Es probable que en todos los casos de catálisis de superficie esté implicada la quimisorción, especialmente cuando la energía de activación es notablemente menor que para la correspondiente reacción gaseosa homogénea.

7.3 INFLUENCIA DE TEMPERATURA Y PRESION.

El aumento de presión y la disminución de la temperatura aumentan la magnitud de la adsorción. La disminución de la adsorción con la elevación de la temperatura implica, según el principio de Le Chatelier, que en el proceso de adsorción se desprende calor. Es difícil la determinación experimental de este calor, sin embargo, es posible teóricamente, calcular por medio de una ecuación el diferencial de adsorción a partir de la determinación de las presiones necesarias para producir un grado determinado de adsorción a dos temperaturas diferentes. Las curvas que muestran la variación de estas presiones (p) con la temperatura (T) se denominan isósteras y la isóstera $\log p$ frente a $1/T$ es lineal, como debe ser si es aplicable la ecuación Van't Hoff. El calor de adsorción calculado a partir de la pendiente es sólo aproximado.

La variación de la adsorción con la presión se puede representar en un rango limitado de presiones y a una Temperatura constante, por la ecuación de Freundlich.

$$\frac{X}{m} = K p^{1/n} \quad (7.1)$$

en donde X es la masa adsorbida por miligramo de material adsorbente a la presión (p), siendo (K) y (n) constante para el sistema a una temperatura dada; esta relación se conoce como la isoterma clásica de adsorción. La cantidad $1/n$ es por lo general menor que la unidad, sin embargo la cantidad de gas adsorbido aumenta menos rápidamente que la presión; si fuera igual a la unidad la ecuación de adsorción sería equivalente a la ley de distribución -"Si a un sistema de dos capas líquidas, formado por dos componentes inmiscibles o ligeramente miscibles, se les agrega una cantidad de una tercera sustancia soluble en ambas capas, se observa que la sustancia se distribuye o divide entre las dos capas de una manera definida"- en forma logarítmica.

$$\log \frac{x}{m} = \log K + \frac{1}{n} \log P \quad (7.2)$$

Así que el diagrama de $\log x/m$, donde x/m es la cantidad absorbida por grano de substancia, frente a $\log p$ será una línea recta. Las líneas reales muestran una ligera curvatura, especialmente a temperaturas bajas, y las ecuaciones (7.1) y (7.2) solo se pueden aplicar para pequeños intervalos de presión.

Por lo general la capacidad adsorbente de substancias diferentes para un gas dado, depende primariamente de sus superficies activas. Hay, sin embargo, una serie de excepciones que se atribuyen a factores de naturaleza química. En el caso en donde sólo intervienen fuerzas físicas, las cantidades de gases diferentes adsorbidos por un sólido dado están relacionados con sus propiedades físicas. La experiencia muestra un paralelismo entre el grado de adsorción de un gas y su temperatura crítica, como esta última está relacionada con el punto de ebullición y la solubilidad, se establece como regla general, que cuanto más fácilmente licuables y solubles sean los gases con mayor facilidad serán adsorbidos, las propiedades físicas mencionadas vienen determinadas esencialmente por las fuerzas atractivas entre las moléculas, suponiéndose en base a lo anterior que las fuerzas de Van der Waals representan un papel importante en la adsorción.

Lo anterior se puede aplicar a temperaturas moderadamente bajas y a presiones que no estén próximas a la presión de vapor de saturación. Al elevarse la temperatura existe la posibilidad de un tipo diferente de adsorción, el cual involucra fuerzas químicas. Además, a temperaturas bajas y presiones próximas a la presión de vapor puede tener lugar una condensación real. La temperatura ha de estar por debajo del valor crítico, y la presión deberá ser una fracción apreciable de la magnitud de la saturación.

Hasta 1916 las teorías de la adsorción postulaban la existencia de una película líquida condensada o de una capa gaseosa comprimida sobre la superficie del adsorbente; se suponía que las películas eran relativamente gruesas, disminuyendo su densidad al aumentar la distancia de la superficie, hasta que la densidad fuese la misma que en el interior del gas. Sin embargo I. Langmuir indicó que debido a la rápida disminución de las fuerzas intermoleculares con la distancia, es probable que las capas adsorbidas no

tengan un espesor superior a una sola molécula. Esto se acepta para la adsorción a presiones bajas y a temperaturas moderadamente elevadas. Sin embargo, las moléculas adsorbidas pueden retener otras moléculas de gas por fuerzas de Van der Waals, así que son posibles capas multimoleculares, este comportamiento sólo se observa a temperaturas relativamente bajas y a presiones que se aproximan al valor de saturación.

7.4 EQUILIBRIO DE ADSORCION

El equilibrio de adsorción se obtiene cuando el número de moléculas que llegan a la superficie del sólido es igual al número de moléculas que salen de la superficie hacia la fase fluida. Las características de la adsorción en el equilibrio de un gas o vapor sobre un sólido, son similares a la solubilidad en el equilibrio de un gas líquido. Las isothermas de adsorción en el equilibrio, en donde la concentración del gas adsorbido (adsorbato) sobre el sólido se grafica contra la presión parcial en el equilibrio (p^*) del vapor o gas a temperatura constante. La figura 7.1 representa las isothermas del sistema carbón/nitrógeno.

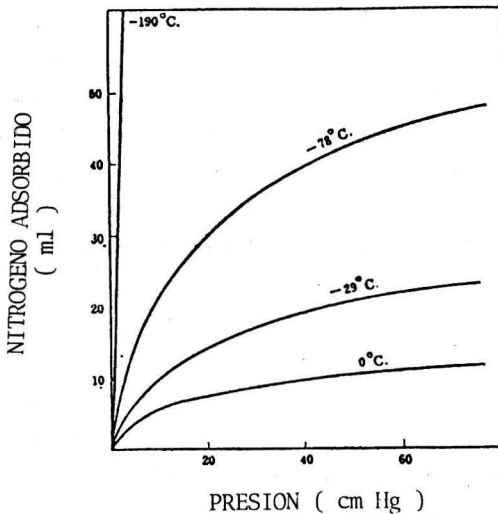


Fig. 7.1 Isothermas del sistema carbón/nitrógeno.

Como regla general, los vapores y gases se adsorben más fácilmente cuando mayor es su peso molecular y menor su temperatura crítica, aunque las diferencias químicas, como el grado de insaturación de la molécula también influyen sobre el grado de adsorción.

Como se indicó, Langmuir trató la adsorción en una capa unimolecular desde el punto de vista del equilibrio entre moléculas gaseosas que percuten la superficie, y las que se evaporan después de un cierto tiempo. Si (μ) es el número de moléculas de gas que chocan sobre 1 cm^2 de superficie por segundo, y (α) es la proporción (constante) que se adhiere, a cada cm^2 de superficie se adherirán ($\alpha\mu$) moléculas por segundo. Si (θ) es la fracción de la superficie útil total que está cubierta con moléculas de gas en cualquier instante, $(1-\theta)$ será la fracción desnuda, y $(1-\theta)$ la velocidad de condensación real (en este caso no implica licuefacción) de las moléculas gaseosas por cm^2 de superficie total. La velocidad de evaporación de las moléculas será proporcional a la superficie cubierta, y por lo tanto es ($\nu\theta$), donde (ν) es una constante para el gas y superficie dados. En el equilibrio de adsorción las velocidades de evaporación y condensación de las moléculas serán iguales; de aquí:

$$(1-\theta) \alpha \mu = \nu \theta \quad (7.3)$$

$$\theta = \frac{\alpha \mu}{\nu + \alpha \mu} \quad (7.4)$$

Si se supone la formación de una capa uniforme de sólo una molécula de espesor sobre la superficie del absorbente, la fracción (θ) será proporcional a la cantidad de gas adsorbido por una masa definida (m) del adsorbente. Además, (μ) es proporcional a la presión del gas y la ec. (7.4) se puede escribir:

$$\frac{x}{m} = \frac{(k_1) (k_2) P}{1 + (k_1) P} \quad (7.5)$$

en donde k_1 y k_2 son constantes para el sistema dado y p es la presión del gas; la ecuación (7.5) se conoce como isoterma de adsorción de Langmuir. Se puede escribir en la forma:

$$\frac{P}{x/m} = \frac{1}{K_1 K_2} + \frac{P}{P_2} \quad (7.6)$$

de tal manera que si se lleva $p/(x/m)$ frente a p se obtendrá una línea recta.

A presiones más bajas, o para un mal adsorbente, sólo una fracción pequeña de la superficie está cubierta con moléculas; θ es entonces muy pequeño y $(1-\theta)$ es casi igual a la unidad, así que la ec. (7.3) se reduce a:

$$\nu \theta = \alpha \mu \quad (7.7)$$

$$\delta \quad \frac{x}{m} = k_1 k_2 P \quad (7.8)$$

En estas condiciones la cantidad de gas adsorbido es directamente proporcional a la presión. Cuando la adsorción es considerable y, casi igual a la unidad, la ec. (7.3) se podrá escribir.

$$(1 - \theta) \alpha \mu = \nu \quad (7.3')$$

$$\theta = 1 - \frac{\nu}{\alpha \mu} \quad (7.9)$$

y

$$\frac{x}{m} = k_2 - \frac{k_2}{k_1 P} \quad (7.10)$$

Al aumentar la presión p , disminuye $k/k_1 p$ y la cantidad de gas adsorbido, x/m , tenderá a un valor límite, este corresponde al estado en el cual la superficie está virtualmente cubierta completamente con una sola capa de moléculas de gas.

La isoterma de Langmuir se reduce a la forma $x/m = kp$ a presiones bajas y a $x/m = k$ a presiones relativamente elevadas; de aquí que, para presiones intermedias, se puede esperar que sea válida una expresión del tipo:

$$\frac{x}{m} = k P^{1/n} \quad (7.11)$$

en donde $1/n$ está entre 0 y 1. Esta es, en efecto, la isoterma clásica de adsorción, que resulta así un caso especial de la ecuación de Langmuir, aplicable en un intervalo limitado de presiones.

A presiones relativamente bajas, y específicamente a temperaturas moderadamente elevadas, es probable que las moléculas adsorbidas por fuerzas de Van der Waals formen una capa molecular única. Las isothermas de adsorción de los tipos de Langmuir explican satisfactoriamente las variaciones de la adsorción con la presión. A temperaturas bajas, y en particular al aproximarse las presiones a la presión de vapor de saturación del líquido a la temperatura del experimento, se han observado distintos tipos de comportamiento con sistemas diferentes. En la figura 7.2 se representan cinco de tales tipos; la línea vertical discontinua indica la presión de vapor de saturación.

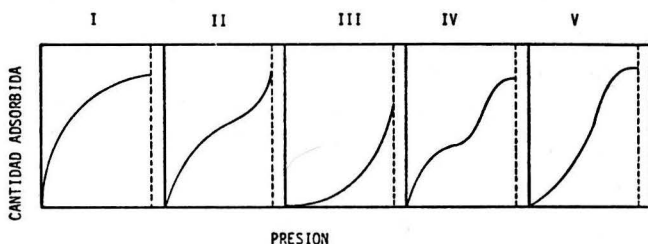


Fig. 7.2 Diferentes tipos de adsorción física

La isoterma I es de la forma de Langmuir, y representa el comportamiento del nitrógeno a -195°C o del oxígeno a -183°C sobre carbón; la II el nitrógeno sobre catalizador de hierro, sobre sílica-gel, y sobre otras superficies a -195°C ; la III es del tipo para el bromo a 79°C y yodo sobre sílica-gel; la IV en la forma para el benceno sobre gel de óxido férrico a 50°C ; y la V es la de vapor de agua sobre carbón a 100°C . S. Branauer y colaboradores interpretaron estos resultados sobre la base de la formación de una capa adsorbida única a presiones bajas, seguida por la agregación de otras capas al aumentar la presión. Aplicando el tratamiento de Langmuir de una forma generalizada al concepto de la adsorción de capas multimoleculares se ha deducido, para la adsorción sobre una superficie libre, la ecuación:

$$v = \left(\frac{v_m C f}{1 - f} \right) \left(\frac{1}{1 + (c-1)/f} \right) \quad (7.12)$$

sin restricción para el número de capas; v es el volumen de gas adsorbido a una presión dada p (y temperatura constante), f es igual a p/p° en donde p° es

la presión de vapor a la temperatura del experimento, v_m^2 es el volúmen de gas adsorbido cuando la superficie está completamente cubierta por una capa unimolecular, y c es aproximadamente igual a $(E_1 - E_L)/R$, donde E_L es el calor de licuefacción del gas y E_1 es el calor de adsorción del gas en la primera capa. Si $E_1 > E_L$, de forma que $c > 1$, la ec. (7.12) da una curva del tipo II; pero si $E_1 < E_L$, aparece la forma III. En el caso particular de una capa unicelular única, la ec. (7.12) resulta equivalente a la ecuación de Langmuir (ec. 7.6), y por lo tanto representa a la curva I. Se observará que las formas IV y V difieren de la II y III, respectivamente, en que en los primeros casos la adsorción alcanza un límite a presiones muy por debajo de la presión de vapor. Ampliando la teoría de la capa multimolecular hasta admitir la posibilidad de que los poros capilares de la superficie se llenen posiblemente como resultado de condensación a presiones apreciablemente por debajo del valor de saturación, se han explicado los tipos IV y V. La condición para el IV, como para el II, es decir que $E_1 > E_L$, mientras que para el V es la misma que para el III, es decir, $E_1 < E_L$.

La ec. 7.12, puede obtener la forma:

$$\frac{f}{v(1-f)} = \frac{1}{v_m c} + \frac{(c-1)}{v_m c} f \quad (7.13)$$

así que el diagrama de $f/v(1-f)$ frente a f será una línea recta; la pendiente será igual a $(c-1)/v_m c$, y la ordenada en el origen será $1/v_m c$. A partir de estas dos cantidades se puede determinar el valor de m , esto es, el volumen de gas requerido para obtener una capa unimolecular completa. Como se conoce el número de moléculas de gas en este volúmen, y se dispone del área de la sección transversal, es posible calcular el área de la superficie adsorbente. En el caso I se puede obtener la misma información directamente a partir de la adsorción límite, y en los casos II y IV extrapolando la porción intermedia plana (lineal) de la isoterma a presión cero; el volúmen de gas correspondiente, que equivale aproximadamente al punto en el cual la isoterma comienza a aplanarse, representa el necesario para formar una capa completa de una molécula de espesor.

Las curvas de equilibrio representan fenómenos completamente reversibles. Se obtienen diferentes equilibrios al menos sobre una parte de la isoterma, según que el vapor sea adsorbido o desorbido; esto produce el fenómeno de histéresis, figura 7.3.

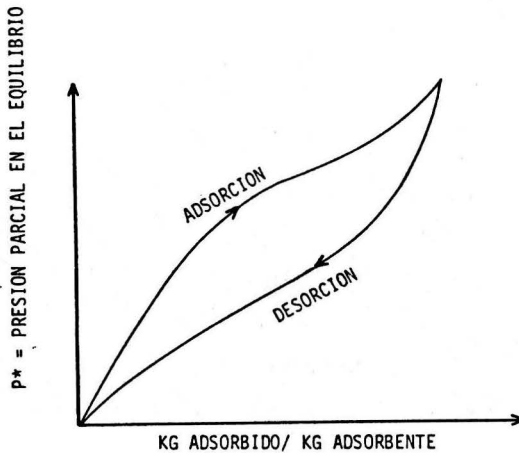


Fig. 7.3 Isoterma de adsorción que muestra el fenómeno de histéresis.

7.5 CALOR DE ADSORCION

Puesto que la adsorción es un proceso exotérmico, la concentración del gas adsorbido decrece al aumentar la temperatura a una presión dada en el equilibrio.

El calor diferencial de adsorción (H_A) se define como el calor liberado a temperatura constante cuando se adsorbe una cantidad unitaria de vapor en una gran cantidad de sólido que ya contiene adsorbato. Se utiliza esta gran cantidad del sólido para que la concentración del adsorbato no cambie. El calor integral de adsorción a cualquier concentración X de adsorbato sobre el sólido, se define como la entalpía de la combinación adsorbato-adsorbente, menos la suma de las entalpías de peso unitario del adsorbente sólido puro y suficiente substancia adsorbida pura (antes de la adsorción) para obtener la concentración requerida X , todo a la misma temperatura. Estas son funciones de la temperatura y de la concentración del adsorbato para cualquier sistema.

Othmer y Saluyer han demostrado que las gráficas del tipo de la figura 7.4, son útiles para calcular el calor de adsorción, que puede calcularse en forma parecida al calor latente de evaporación de un líquido puro.

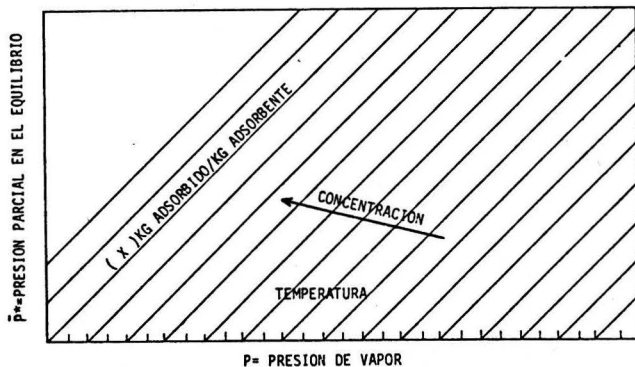


Fig. 7.4 Representación de isosteras

la pendiente de la isótera, es:

$$\frac{d \ln \bar{P}}{d \ln P} = \frac{-\bar{H} M}{\lambda r M_r} \quad (7.14)$$

H es la energía por unidad de masa de vapor adsorbido en estado puro (entalpías), λr es el calor latente de evaporación de la sustancia de referencia a la misma temperatura; M y M_r , son los pesos moleculares del vapor y de la sustancia de referencia, respectivamente. Si H se calcula a temperatura constante para cada isótera, entonces el calor integral de adsorción puede calcularse mediante la relación:

$$\Delta H_A^1 = \int_0^x \bar{H} dx \quad (7.15)$$

en donde ΔH_A^1 es la energía por unidad de masa del sólido libre de adsorbato, referida al vapor puro; X es la concentración del adsorbato expresado en masa del adsorbato en la masa del sólido.

La integral se puede evaluar gráficamente determinado el área bajo la curva de H contra X. El calor integral de adsorción referido al sólido y a la sustancia de referencia en el estado líquido:

$$\Delta H_A = \Delta H_A^1 + \lambda X \quad (7.16)$$

son cantidades negativas si se desprende calor durante la adsorción.

7.6 REFRIGERACION POR ADSORCION

7.6 INTRODUCCION.

Como en el caso de la absorción líquido-gas y sólido gas, el principio de la adsorción se puede incorporar a un ciclo cerrado de refrigeración. Debido a la dificultad técnica de transportar el sólido dentro del sistema, el ciclo de refrigeración tiene por lo general un funcionamiento intermitente, es decir; que los procesos de desorción-condensación y evaporación-adsorción están separados en el tiempo.

En el proceso de desorción-condensación se desorbe el refrigerante (adsorbato) se libera y se licua en el condensador en donde se almacena. Se requiere de un cierto tiempo para que la masa del adsorbente alcance las condiciones de adsorción, siendo en este momento donde se inicia el proceso de evaporación del refrigerante el cual se almacena previamente y su adsorción simultáneamente en el sólido. El ciclo básico de refrigeración por adsorción está representado en la figura 7.5.

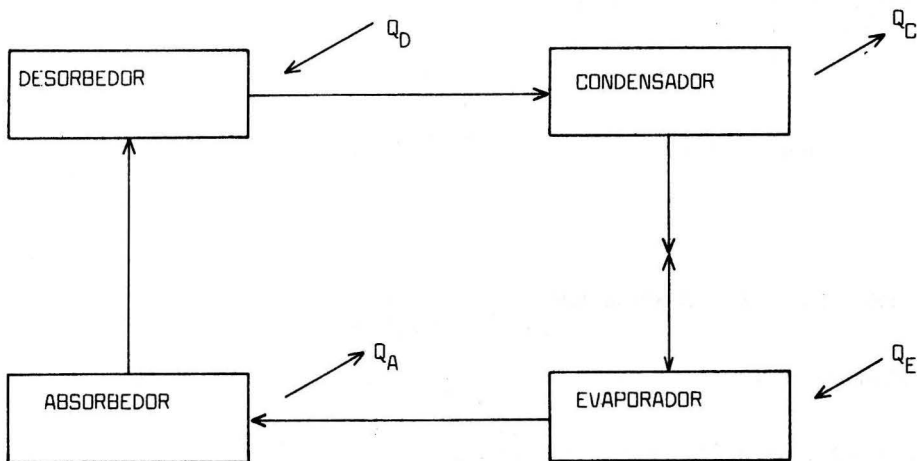


Fig.7.5. Ciclo básico de refrigeración por absorción

Es posible obtener un ciclo de refrigeración, cuando se dispone de dos recipientes en donde se desarrollan los procesos de desorción y adsorción respectivamente y en donde se intervienen sus funciones. La figura 7.6 representa el proceso en donde la desorción y la adsorción son simultaneas en sus dos fases de inversión de funciones. En este caso se usa un condensador y un evaporador; un sistema automático de valvulas permite la inversión de funciones. El inconveniente del funcionamiento intermitente, es que sólo se dispone de la potencia frigorífica durante el proceso de evaporación-adsorción, requiriéndose un almacenamiento frigorífico para su uso en un período diferente.

Como se mencionó anteriormente, debido a la dificultad de transportar el sólido del adsorbedor al desorbedor, la mayoría de los sistemas tienen un sólo elemento, que desarrolla las dos funciones; primero como adsorbedor en el proceso de producción de frío (evaporación-adsorción) y después como desorbedor en el proceso de recuperación del refrigerante (desorción-condensación).

Para un sistema adsorbente-adsorbato es necesario conocer sus propiedades termodinámicas; básicamente con las isothermas de adsorción y las curvas llamadas isósteras, las cuales se obtienen a partir del conocimiento de la concentración del vapor del adsorbato en el adsorbente, de la temperatura del vapor del adsorbato, y de la presión de vapor del adsorbato sobre el adsorbente. Las isósteras se determinan experimentalmente por termogravimetría.

La figura 7.7 representa una familia de curvas isósteras, en donde la temperatura del adsorbente está representada en la abscisa, mientras que en la ordenada se encuentra la temperatura del adsorbente o fluido adsorbido. Las isósteras corresponden a las diferentes masas adsorbidas.

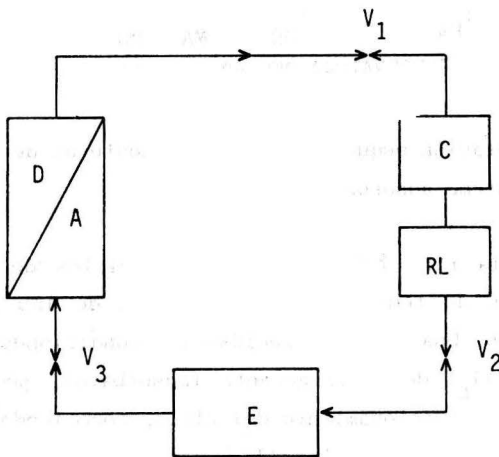


Fig. 7.6 Ciclo intermitente de refrigeración por adsorción.

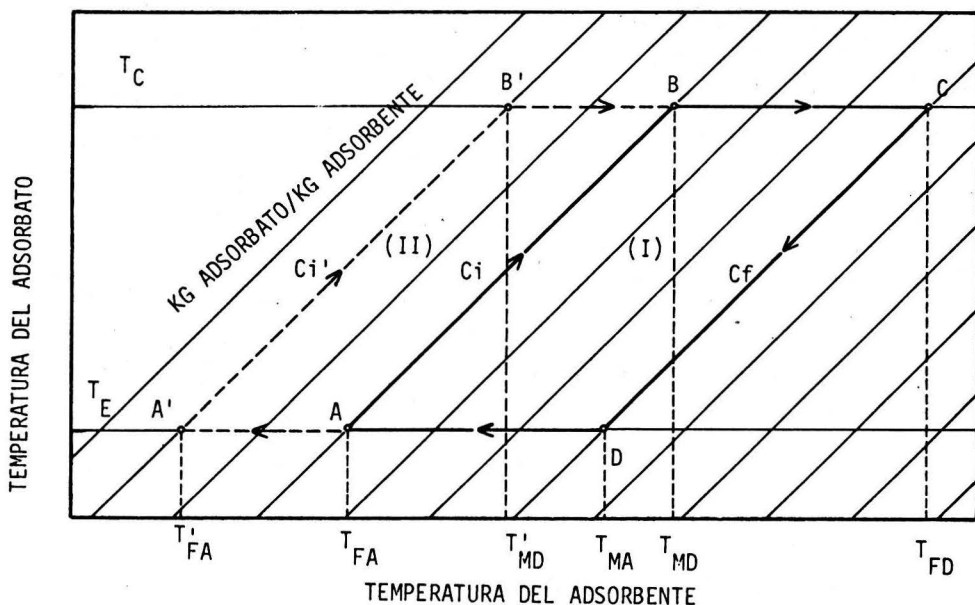


Fig. 7.7. Representación esquemática de las isósteras de un sistema adsorbente-adsorbato.

Sobre el diagrama de la fig. 7.7 podemos trazar ciclos de refrigeración y obtener las condiciones de temperatura en cada una de las transformaciones involucradas en el ciclo. Una vez establecidas las condiciones de condensación (T_C) y de evaporación (T_E) del refrigerante (adsorbato), podemos determinar las otras temperaturas de funcionamiento del ciclo, conociendo; la temperatura máxima disponible de la fuente térmica (T_{FD}), es decir, la temperatura final de la desorción y la concentración inicial del adsorbato en el sólido, (C_i).

En la fig. 7.7 están representados los ciclos de refrigeración en el ciclo I, formado por los puntos A, B, C, D y el ciclo II formado por los puntos A, A', B', B, cuya única diferencia entre ellos son las temperaturas finales de adsorción T'_{FA} y T_{FA} , en donde $T_{FA} > T'_{FA}$.

Como se puede observar, a partir del conocimiento de la temperatura de condensación (T_c) y la concentración inicial (C_i y C_i'), determinamos sobre el diagrama los puntos B' y B los cuales representan las temperaturas mínimas requeridas para el inicio de la desorción del refrigerante (adsorbato), o sea T'_{MD} y T_{MD} (temperaturas mínimas de desorción). El punto C, del diagrama permite conocer la temperatura y la concentración al finalizar la desorción, T_{FD} y (C_f) respectivamente; estas dos condiciones son las mismas para ambos ciclos.

La temperatura de evaporación del refrigerante (T_E), determina las condiciones T_{MA} , T_{FA} y T'_{FA} en el proceso de adsorción, representados por los puntos D, A y A'.

7.6.2 PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO.

Hemos seleccionado un ciclo intermitente de refrigeración por adsorción, dado que es el más factible y económico. En este caso; debido a la separación de los procesos de desorción-condensación y evaporación-adsorción, podemos en la práctica utilizar un sólo recipiente que efectue las dos funciones de desorbedor y adsorbedor, lo cual está representado en la figura 7.6; y en donde se tiene un ciclo de refrigeración formado por un desorbedor-adsorbedor, (DA), un condensador (C), un recipiente de condensados (RC), un evaporador (E) y válvulas de control (V_1 , V_2 y V_3).

7.6.3 PROCESO DE ADSORCION-CONDENSACION

En el inicio del ciclo, el refrigerante absorbido se encuentra en el desorbedor a las condiciones finales de la adsorción es decir T_{FA} a una presión de vapor (P_E) correspondiente a la presión de vapor en el evaporador, lo cual da una concentración inicial (C_1), estas tres condiciones están representadas en el punto A; en este punto las válvulas V_1 y V_3 permanecen cerradas.

Al suministrar calor al desorbedor se produce una elevación en la temperatura en el sólido y su subsecuente elevación en la presión, debido a la desorción en el adsorbente. En el proceso de desorción el trayecto del punto A al punto B, la concentración permanece constante. El aumento en la presión provoca el cierre de la válvula V_3 . Cuando la temperatura alcanza el valor de T'_{MD} ; la temperatura mínima de desorción, se inicia el proceso simultáneo de desorción-condensación, abriéndose la válvula V_1 y llegando el vapor de refrigerante al condensador. La temperatura de condensación T_c corresponde a la del sumidero lo cual es casi constante, mientras que la temperatura de desorción aumenta hasta el valor T_{FD} , el cual corresponde a la temperatura máxima final de la desorción, lo cual corresponde al punto C. Como la concentración del vapor del refrigerante disminuye en el adsorbente, es necesario aumentar la temperatura para que el proceso de disociación-condensación continúe hasta alcanzar las condiciones límites de punto C; con una concentración final C_f , en donde $C_i > C_f$. Una vez alcanzada la presión en el desorbedor comienza a disminuir abajo de la presión de condensación, cerrándose la válvula V_1 .

7.6.4 PROCESO DE EVAPORACION-ADSORCION.

Para alcanzar las condiciones impuestas de evaporación del refrigerante (T_E) es necesario enfriar la masa del sólido desde las condiciones T_{FD} a la temperatura máxima de adsorción (T_{MA}); lo cual está representado por el trayecto del punto C al punto D. Este enfriamiento se puede lograr de manera natural o haciendo circular un fluido para acelerarlo. El tiempo para efectuar este enfriamiento marcará el inicio de los procesos simultáneos de evaporación y de adsorción; punto D.

Cuando el sólido se encuentra en el adsorbedor (A) bajo las condiciones de punto D, se inicia la evaporación del refrigerante a la temperatura (T_E) y la subsecuente producción de frío, por medio de una expansión provocada por la válvula V_2 , lo cual permite el paso del refrigerante líquido hacia el evaporador (E). El vapor se comienza a adsorber aumentando su concentración en el sólido hasta la temperatura mínima de adsorción T_{FA} ; representado por el trayecto T_{MA} a T_{FA} y obteniéndose una concentración inicial C_i . Estas condiciones se representan el punto A.

En este ciclo de refrigeración (I) para las condiciones iniciales (Punto A) y una temperatura final de desorción T_{FD} , se obtiene una masa de refrigerante C_i-C_f , disponible para la refrigeración a una temperatura de evaporación T_E . El ciclo de refrigeración (II), al tener una temperatura de adsorción T'_{FA} , menor que la del punto A se obtendrá una mayor concentración del refrigerante en el adsorbente obteniéndose una mayor cantidad de refrigerante para un mismo nivel de temperatura de la fuente térmica disponible T_{FD} .

Durante el proceso de evaporación-adsorción las válvulas V_2 y V_3 permanecerán abiertas y la válvula V_1 cerrada. Como en el caso de la desorción, la concentración permanece constante durante el trayecto del punto C al punto D. Como se puede observar tanto en el trayecto AB como el CD representan sólo los calores sensibles involucrados en las transformaciones termodinámicas del sólido. Otro calor sensible involucrado, es el sufrido por el refrigerante líquido al pasar de las condiciones de condensación a la de evaporación.

7.6.5 CALCULO DEL RENDIMIENTO DE CARNOT

Este efecto térmico se reporta a régimen interior, es decir a las reacciones y transformaciones del refrigerante y del adsorbente durante un ciclo cerrado y reversible, el cual supone en particular que las calorías de adsorción y generación son iguales.

De acuerdo a la figura 2.1 , el rendimiento de Carnot viene dado por:

$$n_c = \frac{Q_E}{Q_D} \quad (7.17)$$

Aplicando un balance de energía al sistema:

$$Q_D + Q_E = Q_A + Q_C \quad (7.18)$$

Efectuando un balance de entropía

$$\frac{Q_D}{T_D} + \frac{Q_E}{T_E} = \frac{Q_A}{T_A} + \frac{Q_C}{T_C} \quad (7.19)$$

Existe una relación para el cálculo de η_T cuando se consideran los calores sensibles:

$$n_T = \frac{\Delta H_R - Q_1}{\sum_{n=1}^N \Delta H_D + Q_S} \quad (7.31)$$

en donde la cantidad de calor Q_1 corresponde al enfriamiento del refrigerante líquido de la temperatura de condensación (T_C) a la temperatura de evaporación (T_E), Q_S es la suma de todos los calores sensibles involucrados en las transformaciones termodinámicas.

Es posible calcular el rendimiento práctico, si consideramos los calores sensibles de la masa del refrigerador así como las pérdidas térmicas durante el ciclo cerrado de refrigeración.

7.7 CALCULO DE UN CICLO DE REFRIGERACION POR ADSORCION.

7.7.1 Cálculo de la Potencia frigorífica.

Para el cálculo de la potencia de la refrigeración de un ciclo de adsorción, es necesario establecer primeramente la aplicación específica, es decir, si se trata de enfriamiento, refrigeración, congelación, etc.; esto establece el nivel de temperatura en el evaporador (T_E). Lo anterior permite seleccionar, por un lado, tanto el fluido refrigerante más adecuado y por otro el adsorbente que por sus propiedades de adsorción, permite establecer un equilibrio con el adsorbato, en donde el fenómeno de adsorción tiene un carácter reversible por medio de la aplicación de energía térmica (desorción).

Una vez seleccionado el sistema adsorbato-adsorbente, se debe disponer de sus propiedades termodinámicas, básicamente de las isothermas de adsorción, con el objeto de establecer si las condiciones de operación del ciclo de refrigeración están incluidas en el rango de los datos termodinámicos disponibles.

Al establecer las temperaturas de evaporación (T_E), condensación (T_C) y la temperatura disponible de la fuente térmica (T_{FD}), podemos trazar nuestro ciclo termodinámico de adsorción sobre la familia de curvas (isósteras), características del sistema adsorbato-adsorbente, el cual se representa sobre la figura 7.7 (ciclo I).

Al establecer el ciclo, se determinan las otras condiciones de operación, del ciclo como T_{MD} , T_{MA} y T_{FA} , la cual esta muy próxima a la temperatura de fuente fría. Lo anterior se explicó con más detalle en la segunda parte.

Para un ciclo específico de refrigeración, la cantidad de vapor del refrigerante en circulación será igual a $(C_i - C_f)$, que es la cantidad de refrigeración teóricamente disponible para la producción de frío, siendo la potencia específica de refrigeración (Q_E) expresada por unidad de tiempo:

$$Q_E = (C_i - C_f) \Delta H_v \quad (7.32)$$

en donde ΔH_v es el calor de vaporización del refrigerante a la temperatura (T_E) y el cual es igual a:

$$\Delta H_v = H_{VTE} - H_{LTE} \quad (7.33)$$

en donde H_{VTE} y H_{LTE} son las entalpías del refrigerante vapor y líquido a la temperatura de evaporación respectivamente en unidades de energía por masa de refrigerante evaporada.

Si se consideran los calores sensibles; la potencia de refrigeración deberá incluir el subenfriamiento del refrigerante líquido, de la temperatura de condensación (T_C) a la temperatura de evaporación (T_E), siendo este calor sensible (Q_1) igual a:

$$Q = m \bar{C}_p (T_C - T_E) \quad (7.34)$$

entonces la potencia frigorífica considerando los calores sensibles (Q_E^*) será igual:

$$Q_E^* = (C_i - C_f) (\Delta H_v - Q_1) \quad (7.35)$$

6

$$Q_E^* = (C_i - C_f) (H_{VTE} - H_{LTE}). \quad (7.36)$$

en donde H_{LTE} es la entalpía del líquido a la temperatura de condensación, la ecuación (7.32) representa la potencia de refrigeración considerando solo el cambio de fase y las ecuaciones (7.35) y (7.36) incluyendo los calores sensibles.

Para una demanda específica de potencia de refrigeración (Q_o) y conociendo el valor de (Q_E) o (Q_E^*), podemos calcular la cantidad de sólido requerida para adsorber el refrigerante:

$$\text{Masa del adsorbente } (M_A) = \frac{Q_o}{Q_E} \quad (7.37)$$

7.7.2 Balance de energía.

Si consideramos un ciclo básico de refrigeración por adsorción, como el de la figura (7.5), podemos observar que están involucrados cuatro cantidades de calor: Q_D , Q_C , Q_E y Q_A siendo respectivamente el calor de desorción, condensación, evaporación y adsorción.

Si efectuamos el balance de energía obtenemos:

$$Q_D - Q_E = Q_C - Q_A \quad (7.38)$$

Podemos calcular cada una de estas cantidades, considerando tanto los calores latentes como los sensibles.

El calor en el desorbedor involucra calores sensibles y latentes. Para la desorción del refrigerante en el adsorbente, es necesario suministrar una cantidad de energía suficiente, primero para llevar al sólido de las condiciones de adsorción (T_{FA}, C_1) a las condiciones mínimas requeridas para el inicio de la desorción (T_{MD}); ésta cantidad de calor es sensible igual a (Q_{S1}); expresada en energía/masa de adsorbente.

$$Q_{S1} = mC_{PS}(T_{MD} - T_{FA}). \quad (7.39)$$

la masa M representa la masa del adsorbente más la masa del refrigerante.

A partir de la temperatura mínima T_{MD} , se inicia la desorción del refrigerante hasta las condiciones finales de desorción (T_{FD}), en donde se alcanza la concentración final (C_f). En este caso el calor de desorción tiene que ir aumentando a medida que la desorción avanza, siendo el calor total (Q_L) la suma de todos los calores parciales a las diferentes temperaturas de desorción:

$$Q_L = Q'_L dc \quad (7.40)$$

entonces; el calor total suministrado al desorberse será:

$$Q_D = Q_{S1} + Q_L \quad (7.41)$$

Con los valores de Q_E y Q_D podemos calcular el rendimiento térmico teórico de la máquina de refrigeración:

$$\eta'_T = \frac{Q_E^*}{Q_D^*} = \frac{(H_{VTE} - H_{LTE}) (C_1 - C_f)}{\sum Q'_{LTE D} (C_1 - C_f) + Q_{S1}} \quad (7.42)$$

El calor de condensación puede involucrar uno o dos calores sensibles a parte del latente; es decir, el calor del enfriamiento del vapor del refrigerante de la temperatura final de desorción (T_{FD}) a la temperatura de condensación (T_c):

$$Q_{cs_1} = M_V C_{p_V} (T_{FD} - T_c) \quad (7.43)$$

El calor latente de condensación se desarrolla a presión y temperatura constante y es igual a :

$$Q_{cL} = H_{VTC} - H_{LTC} \quad (7.44)$$

en donde H_{VTC} y H_{LTC} son respectivamente las entalpias del vapor y del líquido refrigerante a la temperatura de condensación.

En el caso de un subenfriamiento del refrigerante líquido a la temperatura (T_s), el calor sensible será igual a:

$$Q_{cs_2} = m_L C_{p_L} (T_c - T_s) \quad (7.45)$$

Siendo el calor total de condensación:

$$Q_c = Q_{cL} + Q_{cs_1} + Q_{cs_2} \quad (7.46)$$

o simplemente:

$$Q_c = (C_i - C_f) (H_{VT_{FD}} - H_{LTC}) \quad (7.47)$$

$$Q_c = (C_i - C_f) (H_{VT_{FD}} - H_{LTS}) \quad (7.48)$$

en donde $H_{VT_{FD}}$, H_{LTC} y H_{LTS} representan la entalpia del líquido a la temperatura de condensación y a la temperatura de subenfriamiento respectivamente.

En el cálculo del calor a disipar en el adsorbedor, es necesario considerar el enfriamiento de la masa del sólido, de la temperatura final de desorción (T_{FD}) a la temperatura máxima requerida para el inicio de la adsorción (T_{MA}). Este calor (Q_{AS1}) es :

$$Q_{AS1} = m C_{p_S} (T_{FD} - T_{MA}) \quad (7.49)$$

El calor total de adsorción sera igual a la suma de todos los calores involucrados, desde las condiciones iniciales de T_{MA} con una concentración del refrigerante C_f hasta la temperatura final de adsorción (T_{FA}), para alcanzar la concentración inicial C_i :

$$Q'_L = Q'_A dC \quad (7.50)$$

Entonces el calor total a disipar en el desobedor será:

$$Q_A = Q_{AS1} + Q'_L \quad (7.51)$$

Los calores totales de desorción Q_L y de adsorción Q'_L son practicamente los mismos, existiendo una pequeña diferencia debido a las diferencias en temperaturas entre los dos procesos T_{FD} y T_{FA}

Como se puede observar. los cálculos de las diferentes cantidades de calor involucrados en el ciclo de refrigeración son teóricas, ya que no se consideran los calores sensibles de los materiales de construcción del refrigerador ni las pérdidas térmicas que dependen tanto de los materiales como de las condiciones de operación del ciclo.

7.8 BIBLIOGRAFIA

- Aksel, L. Lydersen, "Mass Transfer in Engineering Practice", John Wiley & Sons (1983).
- Robert E. Treybal "Operaciones de Transferencia de Masa", Mc. Graw Hill (1980).
- Clark, A. "The Theory of Adsorption and Catalysis", Academic Press, N.Y. (1970).
- Gregg, S.J. y K.S.W. Sing "Adsorption, Surface area, and Porosity", Academic Press, N.Y. (1967).
- Hersh, C.K. "Molecular Sieves "Reinhold, N.Y. (reinhold, N.Y. (1961).
- Ponic, V., Z. Knor y S. Cerny "Adsorption in Solids", Trad. D. Smith y N.G. Adams, Butersworth, Londres (1974).
- Snyder, L.R. "Principles of Adsorption and Chromatography", Marcel Dekker, N.Y. (1968).
- Young, D.M. y A. D. Crowell "Physical Adsorption of Gases", Butersworth, Londres (1962).
- D.K. Chattoraj y K.S. Birdi "Adsorption and the Gibbs Surface Excess", Plenum Press, N.Y. (1984).
- R. E. Cunningham y R. J.J. Williams "Diffusion in Gases and Porous Media", Plenum Press, N.Y. (1980).
- J.J. Guilleminot, F. Meunier y B. Mischler "Etude des cycles intermittentes á adsorption solide pour la refrigeration solaire", Reume Phys. Appl. 15, 441-452, (1980).

- Brunauer, S., L. S. Deming, W. E. Deming y E. Teller "On a theory of the van der Waals adsorption of gases" J. Am. Chem. Soc., 62, 1723-1732 (1940).
- Brunauer, S., P. H. Emmet y E. Teller "Adsorption of gases in multimolecular layers", J. Am. Chem. Soc., 60, 309-319, (1938).
- Langmuir, J. "The adsorption of gases on plane surfaces of glass, mica and platinum" J. Am. Chem. Soc. 60, 1361-1403 (1918).
- A. W. Adamson "Physical Chemistry of Surfaces", John Wiley & Sons, N.Y. (1976).
- R. Defay, I. Prigogine y A. Bellemaus "Surfaces Tension and Adsorption", D. H. Everett trans. Longmans Green, Londres 1965.
- J.J. Kipling, "Adsorption from solutions of Nonelectrolytes" Academic Press, Londres 1965.
- C. Orr y J. M. Dallaville, "Frie Particiele Measurement, Size, Surface and Pore volume", Mc. Millan, N.Y. (1959).
- J. T. Davies y E. Rideal, "Interfacial Phenomena", Academic Press, N.Y. (1961).
- N.K. Adam, "the Physics and Chemistry of Surfaces" Oxford University Press, Londres 1941.
- J. H. de Boer, "The Dynamic Character of Adsorption", Oxford University Press, Oxford (1953).

CAPITULO 8

CRIOGENIA

JESUS HEIRAS AGUIRRE

**DEPARTAMENTO DE BAJAS TEMPERATURAS
INSTITUTO DE INVESTIGACIONES EN MATERIALES**

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

CONTENIDO

NOMENCLATURA

8.1 INTRODUCCION	8.4
8.2 LIQUIDOS CRIOGENICOS	8.5
8.2.1. Nitrógeno (N_2)	
8.2.2. Helio (He)	
8.2.2.1 Helio cuatro (He^4)	
8.2.2.1.1. Densidad, calor específico y Punto Lambda (λ).	
8.2.2.1.2. Viscosidad - Superfluidez	
8.2.2.1.3. Película de He	
8.2.2.1.4. Conductividad Térmica	
8.2.2.1.5. Efecto Fuente	
8.2.2.1.6. Consideraciones Teóricas	
8.2.2.2. Helio tres (He^3)	
8.2.2.3. Mezclas líquidas de He^3 y He^4	
8.3 PRODUCCION DE BAJAS TEMPERATURAS	8.16
8.3.1. Licuefacción de gases.	
8.3.2. Efecto Joule-Thompson.	
8.3.3. Expansión de un gas realizando un trabajo externo.	
8.3.4. Ciclo de Claude.	
8.3.5. Ciclo de Stirling.	
8.4 ULTRA BAJAS TEMPERATURAS	8.26
8.4.1. De 10K a 4K	
8.4.2. De 4K a 1K y hasta 0.25K	
8.4.3. Refrigeradores de dilución (He^3 - He^4); hasta 0.020K.	
8.4.4. Desmagnetización adiabática; hasta 0.0002K	
8.4.5. Desmagnetización adiabática de momentos magnéticos nucleares: 0.0000005K (la temperatura más baja del mundo).	
8.5 APLICACIONES	8.39
8.6 BIBLIOGRAFIA	8.45

NOMENCLATURA

Q	calor (calorías, joules, watt-hora)
C_v	calor específico (calorías/mole Kelvin, joules/mole Kelvin)
ℓ_f	calor latente de fusión (joules/gramo)
ℓ_o	calor latente de vaporización (joules/gramo)
K	conductividad térmica (watts/m, centigrado)
ρ	densidad (Kg/l, gm/cm ³)
H	entalpía (calorías, joules)
S	entropía (calorías/Kelvin, joules/Kelvin)
u.m.a.	masa atómica (unidades de masa atómica)
P_v	presión (de vapor) (atmósferas, Torr. newton/m ² , mm de Hg)
Π	presión osmótica (newton/m ²)
T_λ	punto lambda (Kelvin)
κ	susceptibilidad magnética (cociente adimensional)
K	temperatura (Kelvin)
$^{\circ}C$	temperatura (grados centígrados)
T_c	temperatura de Curie (Kelvin, centígrados)
T_{ev}	temperatura de evaporación (o de ebullición) (Kelvin, centígrado)
T_c	temperatura de punto crítico (Kelvin, centígrado)
σ	viscosidad (m ² /segundo)

8.1 INTRODUCCION

En 1908 la licuefacción del He, abrió una nueva y fascinante rama de la investigación científica: la física de bajas temperaturas. Criogenia palabra que proviene de la raíz griega "cryos" que significa frío, es así el estudio de los fenómenos y de las propiedades de los materiales a muy bajas temperaturas entendiéndose por "muy bajas temperaturas" aquellas que se encuentran alrededor de 4 K. En esta región aparecen fenómenos espectaculares (e inesperados) tales como la superconductividad y la superfluidez y además se presentaba la posibilidad de observar a los sólidos en un estado de completo reposo atómico; hoy en día sabemos que esto no es posible puesto que aún a cero absoluto existe lo que se llama energía del punto cero (vibraciones de los átomos a una frecuencia bien definida). De una forma más general, punto de vista que arbitrariamente tomaremos en este libro, se piensa que el ámbito de estudio de la criogenia es desde aproximadamente 100 K hacia abajo. De un punto de vista menos estricto aún, se piensa que las bajas temperaturas son todas aquellas por debajo de 0°C y así se llaman líquidos criogénicos a oxígeno, argón, metano y aún al grupo de hidrocarburos denominados freones. Este es un punto meramente de terminología si bien es generalmente reconocido en la actualidad que el ámbito de la física de bajas temperaturas se encuentra alrededor de los 4 K.

En la actualidad la refrigeración juega un papel muy importante en la vida diaria del hombre común; en particular la criogenia forma parte de las técnicas industriales mas o menos comunes y los líquidos criogénicos son casi indispensables para el quehacer científico.

Dada las limitaciones de espacio algunos temas serán tratados muy superficialmente y otros serán omitidos. Puesto que este capítulo pretende ser una introducción a la criogenia solo los aspectos más relevantes de esta área de la física serán tocados. Al final se presenta una bibliografía relativamente amplia en donde el interesado podrá ampliar sus conocimientos el especialista profundizar en algún tema en particular.

8.2 LIQUIDOS CRIOGENICOS

La manera más sencilla de realizar experimentos a bajas temperaturas es "sumergir" una cámara en un líquido criogénico; esto es lo que se llama un baño térmico. Por supuesto, el líquido estará en ebullición y por lo tanto la temperatura dependerá de la presión externa, generalmente la presión atmosférica del lugar; la temperatura de un baño térmico en estas condiciones es constante, las variaciones de temperatura (dependiendo del líquido) serán menores de .001 K lo cual generalmente es mejor de lo requerido para realizar experimentos.

Existe una variedad muy grande de líquidos criogénicos. Ejemplos de ellos son el argón, los freones, etano, metano, amoníaco, dióxido de carbono ó hielo seco (un sólido que sublima), nitrógeno y helio. De todos ellos los más usados, tanto en la ciencia como en la industria, son el nitrógeno y el helio. Por esta razón de manera especial se dedicará esta sección, aunque en forma breve, al estudio de las características y propiedades del nitrógeno y del helio.

8.2.1 Nitrogeno (N_2).

El nitrógeno es un elemento que se encuentra abundantemente en la naturaleza en compuestos orgánicos e inorgánicos y como componente mayoritario del aire que forma nuestra atmósfera. Dos átomos de nitrógeno se combinan químicamente con un amarre fuerte tipo covalente formando la molécula (diatómica) N_2 ; en condiciones normales es un gas incoloro e inerte y por lo tanto insaboro, inodoro y no explosivo ni combustible. Debido a su propiedad de estabilidad química y a su abundancia es un material muy usado como líquido criogénico con un punto de ebullición de 77 K a presión normal. Fue licuado por primera vez hacia finales del siglo pasado y posteriormente usado para la licuefacción de otros gases tales como el H_2 , He, Ne, etc., que los científicos del pasado consideraban como "gases permanentes" (creían que era imposible licuarlos y mucho menos solidificarlos). Fue en 1898 cuando James Dewar licuó por primera vez hidrógeno y con esto se pudo licuar He, el último de los "gases

permanentes". En el laboratorio actualmente es sencillo solidificar nitrógeno; con una bomba de vacío comercial se puede bombear sobre un recipiente que contenga nitrógeno líquido; al bajar la presión del gas que está encima de la superficie del líquido, este se va enfriando (por evaporación) hasta solidificarse a 63.3 K. El átomo de nitrógeno tiene una masa atómica de 14 m.a., número atómico 5, valencia -3 y es el primer elemento del grupo VA.

En la actualidad es relativamente sencillo obtener nitrógeno en forma líquida, licuando aire y luego destilando para remover el O_2 (previamente se remueve agua, CO_2 , acetileno y otros contaminantes por medio de una trampa fría). El líquido así obtenido tiene una pureza de al menos 99.95% quedando como impurezas pequeñas cantidades de neón, hidrógeno y helio. La densidad del líquido es cercana a la del agua, .808kg/l, es decir, es menos "pesado" que el agua. La ciencia y tecnología moderna usa grandes cantidades de nitrógeno en una variedad muy grande de aplicaciones que van desde congelamiento de muestras vivas hasta enfriamiento de caucho para pulverizarlo.

En la Tabla 8.2.1 se muestran algunas otras características de interés tales como el punto crítico, calor latente de vaporización, etc.

PROPIEDADES DE ALGUNOS FLUIDOS CRIOGENICOS

TABLA 8.1

FLUIDO	MASA MOLECULAR gm	PUNTO TRIPLE			DATOS EN EQUILIBRIO A 1 ATM.			PUNTO CRITICO	
		TEMP. °K	PRESION Torr	CALOR LATENTE DE FUSION j/g	MASA ESPECIFICA g/l	TEMP. DE EBULLICION °K	CALOR LATENTE DE VAPORIZACION j/g	TEMP. °K	PRESION atm
Helio ³	3.017	SOLIDO A 0°K A 29 ATM			59	3.2	8.2	3.35	1.15
Helio ⁴	4.003	SOLIDO A 0°K a 25 ATM			125	4.21	20.5	5.20	2.26
Hidrógeno	2.016	13.9	54.0	58	70.8	20.4	445	33.2	13
Neón	20.18	24.5	323	16.6	1204	27.2	87	44.4	27.8
Oxígeno	32.00	54.4	1.2	13.8	1149	90.2	217	154	49.7
Nitrogéno	28.02	63.1	96.4	25.5	808	77.3	199	126.1	33.5
Argón	39.94	83.9	510	28	1392	87.4	150	150.7	48.0
Freón ^{1a}	88.01	89.5	-	-	1620	145.2	135	227.5	37
Metano	16.04	90.7	88	60	420	111.7	580	190.5	45.8
Etileno	28.05	104	0.9	120	578	169.4	480	282.8	50.8
Freón 22	86.47	113	-	-	1410	232.4	235	369	48.7
Freón 12	120.8	118	-	-	1490	242.7	167	385	40
Butano	58.12	128	-	-	600	263	382	407	37
Amoniaco	17.03	195	45	330	683	239.8	1360	405	111.5
Gas Carbónico	44.01	215.7	3884	180	1560	(194.7 Sólido)	570	304.2	73.0

8.2.2 Características y Propiedades del Helio (He).

El helio es un elemento monoatómico con número atómico 2; en condiciones normales se encuentra en forma de gas (en la tabla periódica es el primero de los gases raros), se puede encontrar en estado líquido a muy bajas temperaturas (alrededor de 4 K) y sólo se puede solidificar (a temperaturas aún menores) a grandes presiones (alrededor de 25 atm.). Se conocen cuatro isótopos con masas atómicas de 3, 4, 6 y 8 de las cuales sólo los dos primeros son estables. De estos isótopos el He^4 es el más abundante, el cual se encuentra en el aire en concentraciones muy pequeñas (0.0005%). El He^3 se encuentra de manera natural disuelto en He^4 pero con cantidades sumamente pequeñas (alrededor de 1 átomo de He por cada millón de átomos de He^4). El helio se extrae del gas natural pero sólo de aquellos pozos en que la concentración de He disuelto en el gas es mayor de 0.08%.

El helio se caracteriza por tener un núcleo muy ligero y por la debilidad de sus interacciones. Es un gas incoloro, insaboro, químicamente inerte y se condensa sólo a bajas temperaturas. He^4 y He^3 presentan las temperaturas críticas más bajas que son 5.189 K y 3.325 K respectivamente. Así mismo los puntos de ebullición son los más bajos, los cuales a presión atmosférica son 4.215 K y 3.191 K respectivamente.

De manera breve se revisarán las propiedades y características de He^4 y He^3 líquidos que sean de importancia para la criogenia. Así se verá primero el He^4 , luego el He^3 y finalmente, mezclas líquidas de He^3 y He^4 .

8.2.1 Helio cuatro (He^4)

En la época en que Kamerling Onnes estaba intentando licuar He (finalmente lo logró en 1908) se pensaba que las temperaturas muy bajas no revelarían más que el cese del movimiento molecular. Nadie sospechaba que se abriría un nuevo mundo de excitantes y novedosos fenómenos. Estos fenómenos no sólo han tenido una influencia decisiva sobre las ideas aceptadas en la física moderna, sino que además han abierto a los ingenieros una vasta gama de nuevas posibilidades tecnológicas.

8.2.2.1.1 Densidad y Calor Específico. El Punto Lambda (λ).

La primera indicación del comportamiento peculiar del He líquido la encontró el mismo Onnes al medir la densidad del líquido como función de la temperatura. Se encontró que ésta presentaba un máximo con derivadas descontinuas a 2.17 K.

Posteriormente, las mediciones de calor específico mostraron anomalías a la misma temperatura. Las curvas C_v vs T mostraban una discontinuidad muy fuerte a 2.1720 K de manera que la forma de la curva es similar a la letra griega lambda (λ) (ver Fig. 8.1). Debido a esto, Keeson bautizó a la transición como "transición lambda" y a la temperatura como el "punto lambda".

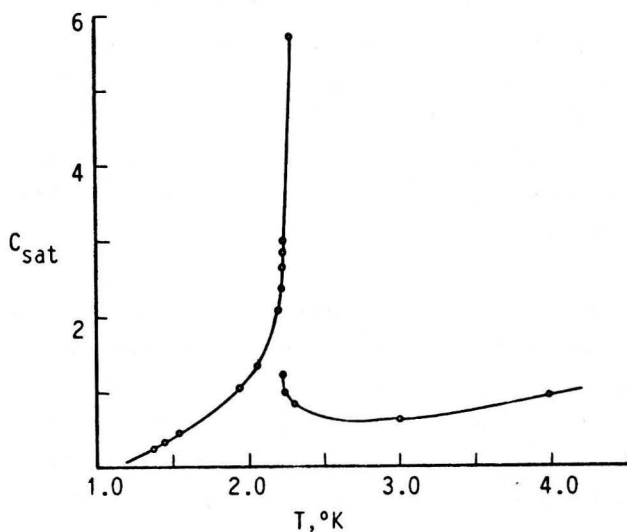


Fig. 8.1 Discontinuidad en el Calor Específico del He.
(Nótese la similitud de la curva con la letra griega lambda)

Un comportamiento similar se había observado en metales como el hierro en la temperatura de Curie así como en aleaciones en las transiciones de orden-desorden. Se sugirió por lo tanto, y posteriormente se confirmó, que el He líquido sufría alguna transición de fase. A la fase que existe por arriba del punto λ se le llamó Helio I y a la existente por debajo de esa temperatura se le llama Helio II (una fase normalmente más ordenada). La transformación se daba sin calor latente, ó sea que termodinámicamente es una transición de segundo orden; sin embargo, actualmente se considera como un nuevo tipo de transiciones.

8.2.2.1.1 Viscosidad-Superfluidez

La viscosidad de los líquidos aumenta en general cuando se baja la temperatura. El único líquido cuya viscosidad disminuye con la temperatura es el He I (se comporta como un gas denso).

La viscosidad del He II tiene un comportamiento que es aún más fantástico: depende del método que se use para medirla. Si se observa el flujo a través de un tubo, la viscosidad medida es cero (no importa que tan delgado sea un capilar el líquido fluye). Por eso se dice que el He II tiene superfluidez. Por otro lado si se usa un viscosímetro del tipo rotatorio la viscosidad es comparable a la del He I. Finalmente, si se usa un juego de discos oscilantes la viscosidad disminuye rápidamente con la temperatura.

Una consecuencia importante de la superfluidez, desde el punto de vista experimental, es que si un recipiente tiene una perforación, no importa que tan pequeño sea, el He superfluido va a salir por ella con rapidez considerable. A esto se le llama una superfuga. Resulta pues, que en el laboratorio uno puede tener un recipiente aparentemente hermético pero cuando la temperatura baja a 2.17 K aparece una gran fuga. El agujero siempre estuvo ahí pero la cantidad de He que se salía era tan pequeña que no se detectaba; para todos los propósitos prácticos era hermético. Sin embargo al convertirse el líquido en superfluido la rapidez de salida por el orificio aumenta tanto que efectivamente se abre una fuga, una superfuga.

8.2.2.1.3 Película de He.

Si un recipiente se sumerge parcialmente en un baño de He II líquido, este se llenará hasta el mismo nivel del líquido a pesar de que la parte superior del recipiente haya estado siempre por encima del nivel del líquido. Si ahora se levanta el recipiente quedando el fondo por encima del nivel del líquido, este se vaciará tan rápidamente como se llenó. En el fondo y por fuera del recipiente se empiezan a juntar líquido que en forma de gotas cae al baño.

El llenado y vaciado del recipiente se debe a lo que ahora se llama "la película viajera" que es una capa delgada del He II, de unos 300 \AA , que cubre toda la superficie que está en contacto con el He II.

La explicación de la existencia de esta película es simple; el vapor de helio forma una película adsorbida a cualquier superficie sólida con la que tenga contacto. Esto es cierto para cualquier gas excepto que en el caso del He la película es particularmente gruesa debido a las fuerzas de Van der Waals que existen entre los átomos de helio; resulta que, un átomo tiene menor energía en la pared de un recipiente que estando en la superficie del líquido.

8.2.2.1.4 Conductividad Térmica

La conductividad térmica del He I tiene aproximadamente el mismo valor que el del gas a temperatura ambiente. Sin embargo, la conductividad del He II es completamente anómala: es un conductor de calor extraordinariamente bueno. El valor máximo, que depende del flujo de calor y de la temperatura, es 4×10^7 veces más grande que el de He I y unas 2×10^3 más grande que el de Cu a temperatura ambiente. Este fenómeno hace que el He II hierva sin producir las burbujas que se observan en cualquier otro líquido hirviendo; las burbujas se crean por gradientes de temperatura, los cuales no existen en He II debido a su gran conductividad térmica. Este fenómeno hace que la transición al He I a He II pueda ser detectada con la vista.

8.2.2.1.5 Efecto Fuente

Si se toma un tubo de vidrio en forma de U relleno de un polvo fino con una extensión capilar en uno de sus brazos, se sumerge en el He II y se radia con una fuente externa al baño de He II aparece en el lado del capilar un chorro de helio-líquido que puede tener varios centímetros de altura. A este curioso fenómeno se denomina "Efecto Fuente" y se puede demostrar que la diferencia de presiones que produce el chorro es proporcional al gradiente de temperatura.

8.2.2.1.6 Consideraciones Teóricas

La física clásica, en particular la termodinámica y la mecánica, no pueden explicar los fenómenos tan extraños que aparecen en experimentos simples con helio, en particular con He II. Para ofrecer una explicación lógica, debemos recurrir a la mecánica estadística y a la mecánica cuántica.

En primer lugar el concepto cuántico de energía de punto cero (ó energía del estado base) es fundamental para entender el comportamiento del He líquido. Dado que la masa del átomo de He es pequeña las fuerzas de Van der Waals son muy débiles. En general las fuerzas de interacción son importantes y la energía de punto cero es pequeña y puede ser despreciada frente a ellas. En el caso del He aparece un potencial extra debido a la energía del punto cero. Es por ésto que la compresibilidad así como las distancias interatómicas son extraordinariamente grandes.

Otra consecuencia es que el He no se solidifica aún cerca en el cero absoluto (es necesario ayudar a las fuerzas interatómicas aplicando una presión externa). También el valor de la energía de punto cero explica el hecho de que el helio tiene un punto crítico tan bajo así como el valor tan pequeño de la densidad en el cero absoluto (0.145 gm/cm^3). Sin embargo, esto no explica el fenómeno de superfluidez y los fenómenos asociados.

Para explicar la superfluidez se tiene que recurrir al concepto de "condensación de Bose-Einstein" que se toma de la mecánica estadística. En primer lugar hay que recordar que los átomos de He tienen un espín nuclear cero (son bosones) y por otro lado las interacciones atómicas son muy débiles

y por lo tanto se tiene prácticamente un "gas de Bose" ideal. Bose y Einstein demostraron que para tal gas todas las partículas se condensan en un estado de mínima energía a temperaturas cercanas al cero absoluto. Existe una temperatura a la cual empieza a haber condensación (T_λ para el He). Este concepto fué introducido por Tisza en el "modelo de dos fluidos" el cual explica el fenómeno de superfluidez y las diferencias en las mediciones de viscosidad. Debido a las limitaciones de espacio, sólo mencionaremos que el modelo consiste en postular que el He II consta de dos fluidos independientes: uno con la densidad del fluido normal ρ_n y un superfluido (un gas de Bose condensado) con densidad ρ_s . Los dos fluidos pueden tener velocidades independientes y se suponen que la componente superfluida tiene entropía y viscosidad iguales al cero.

Se puede pensar que la componente normal del fluido corresponde a los estados excitados del gas Bose y que la superfluida corresponde a las partículas condensadas en el estado base.

Incorporando estos conceptos en las tres ecuaciones diferenciales básicas para el estudio de los fluidos, a saber, la ecuación de continuidad, la ecuación de momento y la ecuación de energía, se puede explicar los fenómenos anteriormente descritos: la superfluidez, el efecto fuente, la alta conductividad térmica, la película viajera y lo que se llama "primero" y "segundo" sonidos en He superfluido.

Para concluir esta sección se describirá brevemente lo que se entiende por primer y segundo sonido. Debido a que la densidad total es la suma de dos densidades (ρ_n y ρ_s) en las ecuaciones de momento para el fluido aparecen dos gradientes: uno de presión y otro de temperatura. El sonido ordinario que se llama "primer sonido" es una onda de presión (debida al gradiente de presión): por otro lado, aparece un nuevo tipo de propagación de ondas que se conoce como "segundo sonido" y que es una onda de temperatura (debida al gradiente de temperatura).

8.2.2.2 Helio Tres (He^3).

Debido a que el He^3 tiene espín $1/2$ obedece la estadística de Fermi-Dirac, es un fermión a diferencia del He^4 que es un bosón. Por lo tanto, el He^3 no puede tener todas las partículas condensadas en el nivel más bajo de energía y no tendrá una transición comparable a la transición λ . De esta manera el calor específico, la susceptibilidad magnética, la conductividad térmica y la viscosidad no tienen comportamientos anómalos: $c_v \propto T$, $\chi = \text{cte}$, $K \propto T^{-1}$, $\eta \propto T^{-2}$. Sin embargo, esto solo es cierto por arriba de 3mK , puesto que en 1972 se descubrió que el He^3 es superfluido a esa temperatura.

Debido a que el He^3 tiene menor masa que el H^4 su energía de punto cero es más alta, por lo tanto, su punto crítico es menor, su densidad es muy pequeña (0.07 g/cm^3 a $T=0\text{K}$) y se convierte en sólido sólo sometiéndolo a grandes presiones (29 atm). Un aspecto que no es usual es el hecho de que la entropía del sólido es mayor que la entropía del líquido (para $.005\text{K} < T < .318\text{K}$).

Las propiedades del He^3 líquido se calculan de manera similar a los de los electrones de conducción en un metal; en ambos casos existe un gran traslape en las funciones de onda. Así la entropía es proporcional a T y la susceptibilidad magnética alcanza un valor constante.

Por último cabe mencionar que los núcleos en He^3 sólido se alinean antiferromagnéticamente. La temperatura de ordenamiento, T_{ord} , es 0.002 K aproximadamente.

8.2.2.3 Mezclas Líquidas de He^3 y He^4

Con objeto de sentar una base para futura referencia se discutirán brevemente dos aspectos de una mezcla de He^3 y He^4 , que son separación de fases y presión osmótica.

En cuanto al primer aspecto se tiene que pueden existir mezclas líquidas de He^3 y He^4 en cualquier concentración (desde 0 hasta 1) siempre y cuando la

temperatura sea mayor de 0.87 K. Recuérdese que el He^4 líquido por debajo de T_λ tiene dos componentes en el modelo de los dos fluidos. En una mezcla líquida por debajo de T_λ , se tendrán 3 componentes: la normal, la superfluida y He^3 . Haciendo referencia al diagrama de la Fig. 8.2, por debajo de 0.87K la mezcla se separa espontáneamente en dos fases distintas, por ejemplo a $T = 0.5\text{K}$ existe una fase rica en He^4 con concentración de He^3 de .9 (90%). A la temperatura más baja que muestra el diagrama, $T = 0.1\text{K}$, la fase rica en He^3 es prácticamente He^3 puro (100% de He^3) mientras que la fase diluida contiene 6.4% de He^3 y no 0% de He^3 como se podría esperar. Esta solubilidad finita de He^3 y He^4 es la base para el refrigerador de dilución que se verá más adelante.

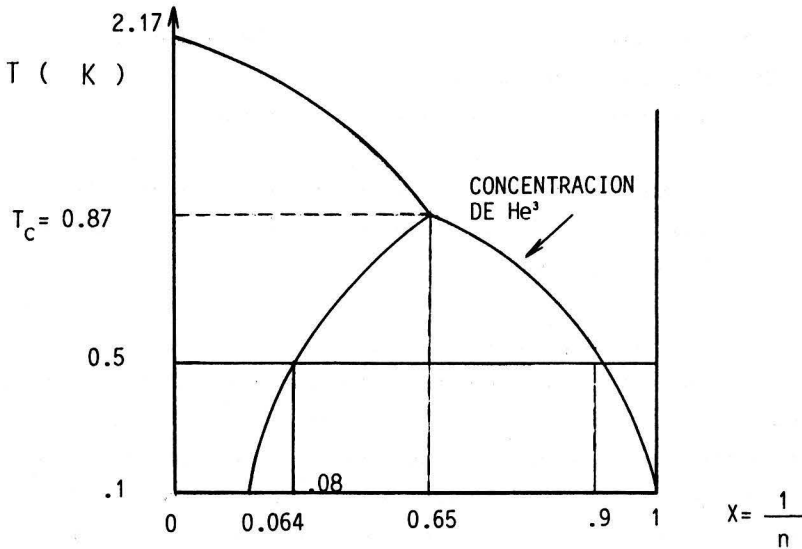


Fig. 8.2 Diagrama de fases para una mezcla de He^3 - He^4

$$X = \frac{n_3}{n_3 + n_4}, \text{ donde } n_3 \text{ y } n_4 \text{ es el número de moles de } \text{He}^3 \text{ y } \text{He}^4 \text{ respectivamente.}$$

Considérese ahora dos recipientes A y B conectados por una superfuga (sólo He^4 superfluido puede pasar de A a B o viceversa), conteniendo una mezcla de He^4 y He^3 a concentraciones X_1 y X_2 respectivamente. La presión osmótica que se desarrolla entre los contenedores es:

$$\Pi = P_1 - P_2 = \frac{R}{V_4} (T_1 X_1 - T_2 X_2) \quad (8.1)$$

donde V_4 es el volumen molar del He^4 (esto es válido a temperaturas alrededor de 0.5K y concentraciones pequeñas). Si se quita la superfuga y se conectan los recipientes, ahora los átomos de He^3 pueden pasar de A a B hasta que $\Pi = 0$. Si se mantiene la diferencia de temperatura se tiene que:

$$T_1 X_1 = T_2 X_2 \quad (8.2)$$

8.3 PRODUCCION DE BAJAS TEMPERATURAS

Para producir temperaturas bajas se utilizan generalmente dos métodos:

- Vaporización de un gas licuado
- Refrigeración continua por medio de un sistema.

Ambos métodos se usan en un laboratorio en donde las cargas térmicas son pequeñas y el segundo método se usa mucho en la industria cuando las cargas térmicas son generalmente grandes.

En cuanto al primer método tenemos a nuestra disposición una variedad de fluidos que se usan a diferentes dominios de temperatura. Para cada fluido es posible manejar una variación continua de la temperatura, que barre desde el punto triple hasta el punto crítico, y se logra variando de manera controlada la presión en el gas que se encuentra por encima de la superficie del líquido. Posteriormente se verá esto con mayor detalle. Puesto que los líquidos criogénicos se usan cada vez con mayor frecuencia es deseable tener a la mano los puntos de ebullición en condiciones de presión normales, así como sus puntos triples y críticos. En la Tabla 8.1 se presentan algunas características de los fluidos más usados.

Ya se han visto los sistemas de refrigeración continua y sólo veremos más adelante los sistemas usados a muy bajas temperaturas: digamos de 10K hasta cerca del cero absoluto.

Por lo anteriormente expuesto es claro que la licuefacción de gases es una rama importante de la criogenia y se pasará enseguida a estudiar la licuefacción de gases propiamente dicha.

8.3.1 Licuefacción de gases

Como se mencionó en el 8.2 un gas se licúa enfriándolo por abajo de su punto crítico y luego aplicando una presión lo suficientemente grande. Por lo tanto, lo que se requiere para la licuefacción es un proceso de refrigeración apropiado: es decir, se requiere un proceso que sea efectivo en extraer calor de una fuente a temperaturas bajas. Para enfriar fluidos existen tres métodos principales:

Estrangulamiento de un líquido, efecto Joule Thomson (ó Joule Kelvin) y la expansión de un gas que entrega trabajo al exterior.

Estrangulamiento de un líquido

Este método usa fluidos tales como freones, amoníaco, etc., los cuales condensan cerca de temperatura ambiente a presiones moderadas. Básicamente se hace lo siguiente:

- Se comprime un vapor a una presión lo suficientemente grande que permita condensarlo a temperaturas manejables con aire o agua.
- El líquido obtenido se expande a través de un capilar (ó válvula) a una menor presión. A este proceso le llamamos estrangulamiento. En el proceso una parte del líquido se evapora y el resto se enfría. Lográndose una temperatura menor que la inicial.
- El líquido enfriado se evapora a presión y temperatura constante logrando la refrigeración.

Usando el proceso de estrangulamiento de un líquido en cascada uno podría licuar prácticamente todos los gases. Por ejemplo para licuar nitrógeno uno podría comenzar el proceso licuando amoníaco (NH_3) ($T_c=132^\circ\text{C}$, $T_{ev}=-33^\circ\text{C}$)¹, usar este líquido para preenfriar etileno ($T_c=9.6^\circ\text{C}$, $T_{ev}=-103^\circ\text{C}$) y luego, similarmente, metano ($T_c=-82.6^\circ\text{C}$, $T_{ev}=-161^\circ\text{C}$) y finalmente licuar nitrógeno ($T_c=-147^\circ\text{C}$, $T_{ev}=-196^\circ\text{C}$). Este proceso tiene muy buena eficiencia pero no se puede usar para licuar Ne, D_2 , H_2 , He^3 y He^4 debido a lo bajo de sus temperaturas críticas y a lo limitado de refrigerantes a esas temperaturas.

8.3.2 Efecto Joule Thomson

Para alcanzar temperaturas tan bajas como las de la temperatura de ebullición del hidrógeno (20 K) los licuefactores y refrigeradores invariablemente utilizan el efecto Joule-Thompson (de aquí en adelante J-T) donde se aprovechan las propiedades de un gas no ideal.

El efecto J-T consiste en hacer que un gas en un estado de equilibrio a presión P_i y temperatura T_i se expanda a través de un estrangulamiento a un medio poroso a un estado T_f , P_f ; se trata de T_f sea menor que T_i para lograr un enfriamiento. Se estudiará en cierto detalle la termodinámica de este proceso.

El proceso de expansión de J-T es un proceso que se realiza adiabáticamente, es decir $\Delta Q=0$. Se puede probar que en estas condiciones:

$$H_f = H_i \quad (8.3)$$

donde H es la entalpía del gas. Dicho de otra manera el proceso J-T es un proceso isentálpico. Este es un proceso irreversible y por lo tanto no se puede usar las ecuaciones diferenciales para procesos reversibles; sin embargo, esto se puede usar para estudiar y relacionar los estados de equilibrio iniciales y finales. De un análisis de estos estados de equilibrio se obtiene que:

¹ T_c es la temperatura del punto crítico y T_{ev} es la temperatura del punto de evaporación (ó ebullición) a 1 atm. de presión.

$$\mu \equiv \left(\frac{\delta T}{\delta P} \right)_H = \frac{1}{C_p} \left(T \left(\frac{\delta U}{\delta T} \right)_p - v \right) \quad (8.4)$$

μ es el coeficiente de J-T y nos dice como cambia la temperatura de un gas con un cambio en la presión en un proceso isentálpico.

Para entenderlo de una manera sencilla pensemos en un cambio de presión negativo ($dP = P_f - P_i$; y $P_f < P_i$). Si μ es negativo entonces el cambio de temperatura deberá ser positivo, es decir, $dT = T_f - T_i > 0$, o sea, $T_f > T_i$. En este caso el gas se calentará si se hace una expansión J-T. Para que el gas se enfríe μ deberá ser positivo: si dP es negativo, en una expansión J-T dT será negativa es decir, $dT = T_f - T_i < 0$: entonces $T_f < T_i$, o sea, hay enfriamiento.

Nótese también que el coeficiente de J-T, es igual a la pendiente de una curva isentálpica en un diagrama TP., uno puede, en principio obtener las curvas isentálpicas y graficarles en un diagrama TP. Lo que se obtendría sería algo similar a lo mostrado en la Fig. 8.3.

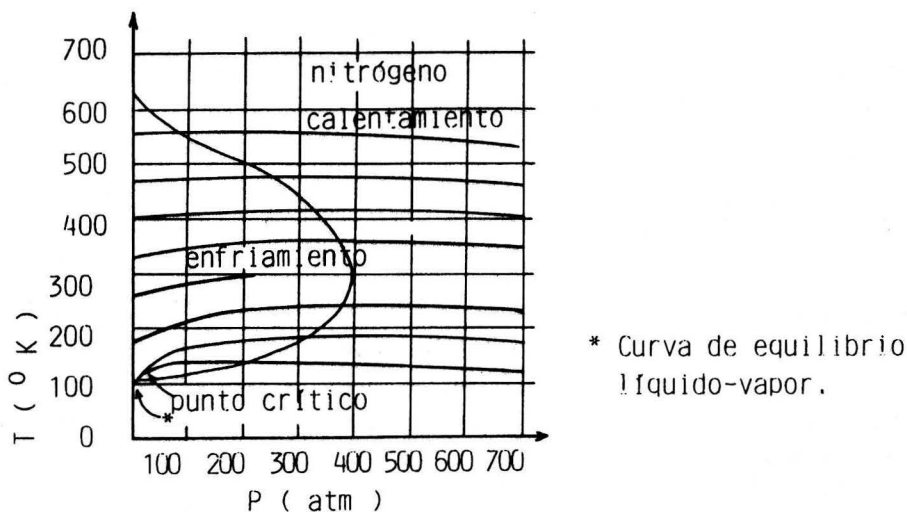


Fig. 8.3 Curvas isentálpicas típicas en un diagrama TP (Mostrando las regiones de enfriamiento y calentamiento de un proceso de expansión J-T.)

Si se unen, como se hizo en la figura, los puntos máximos de las curvas isentálpicas ($\mu = 0$ para todos esos puntos), la curva obtenida recuerda una parábola. Una región, la que está fuera de la "parábola", tienen valores de μ negativos (pendientes negativas) y por lo tanto será la región de calentamiento. En la otra región dentro de la "parábola", μ es positiva y por lo tanto es la región de enfriamiento. En otras palabras, si queremos hacer una expansión J-T para enfriar un gas, deberíamos realizar el proceso dentro de la "parábola". A esta "parábola" se llama curva de inversión por razones ahora obvias y la temperatura de un punto sobre esta curva, a una presión dada, será la temperatura de inversión máxima.

Para un gas ideal el estudiante puede fácilmente comprobar que $\mu=0$ (¿Que sucede entonces en una expansión J-T con un gas ideal?). Sin embargo para un gas real, por ejemplo uno que pueda ser representado por la ecuación de Van der Waals:

$$\left(P + \frac{a}{V^2}\right) (V-b) = RT \quad (8.5)$$

en donde b representa el covolumen (volumen ocupado por los átomos), y a representa a las interacciones entre átomos.

Se puede fácilmente obtener que

$$\mu = \frac{1}{C_p} \left(-\frac{2a}{RT} - b\right) \quad (8.6)$$

Nótese que si no hubiera interacciones ($a=0$) μ sería negativo; el gas se calentaría en una expansión J-T. En cambio un gas sin covolumen ($b=0$) μ es positivo (si la interacción es positiva, es decir atractiva) y siempre se enfriará bajo una expansión J-T. La temperatura de inversión en este caso queda definida por

$$\frac{2a}{RT_{inv}} = b \quad (8.7)$$

Para todos los gases en general hay un calentamiento si se hace una expansión J-T a altas temperaturas, por eso uno debe conocer la temperatura de inversión

del gas a usarse. Abajo de la temperatura de inversión, escogiendo correctamente las presiones, se podrá lograr un enfriamiento del gas. Para ejemplificar, algunas temperaturas de inversión a bajas presiones se dan a continuación: $T_{inv} = 621$ K para N_2 , 220 K para Ne, 204 K para H_2 y 50 K para He⁴.

Para todos los gases excepto Ne, H_2 y He hay un enfriamiento en una expansión J-T a temperatura ambiental. Para estos tres gases es necesario un preenfriamiento antes de que entren a una válvula J-T para que haya un enfriamiento del gas.

8.3.3 Expansión de una gas realizando un trabajo externo.

(Compresión mecánica de gases)

Como se vió en la sección anterior es conveniente y (para algunos gases indispensable) preenfriar un gas antes de realizar una expansión J-T. Una manera alternativa a preenfriar con otro líquido es el de realizar una cantidad de trabajo con un gas, dejándolo expandir adiabáticamente sobre un pistón; el gas realiza un trabajo que puede o no usarse (en general se desperdicia), enfriándose. También se puede hacer una expansión isotérmica en cuyo caso el gas de trabajo extrae una cierta cantidad de calor de una fuente fría que puede ser el gas que queremos enfriar. Para ser más específicos consideremos un ciclo de Carnot recorrido en el sentido indicado en la Fig. 8.4 por un gas, que puede ser el gas a enfriarse ó por otro que se ha llamado gas de trabajo.

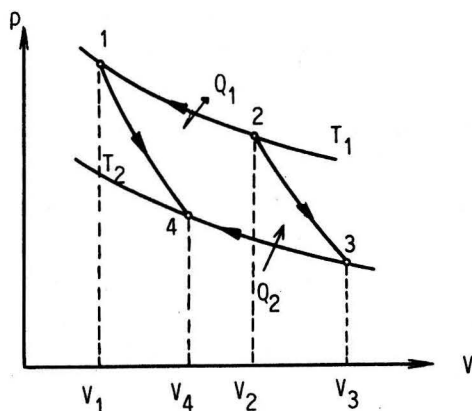


Fig. 8.4 Ciclo de Carnot. El recorrido está en el sentido útil para refrigeración

1-2 EXPANSION ISOTERMICA

El gas se expande de V_1 a V_2 aumentando la presión de P_1 a P_2 , permaneciendo la temperatura constante T_1 ; en este proceso se absorbe una cantidad de calor Q_1 .

2-3 EXPANSION ADIABATICA

El gas hace trabajo sobre un pistón expandiéndose sin absorber ó entregar calor de V_2 a V_3 , la presión cae de P_2 a P_3 y la temperatura baja de T_1 a T_2 ; así el gas se enfría haciendo trabajo.

3-4 COMPRESION ISOTERMICA

Se hace trabajo sobre el gas al comprimirlo de V_3 a V_4 , la presión aumenta, de P_3 a P_4 pero la temperatura permanece constante en T_2 ; en esta etapa el gas absorbe una cantidad de calor Q_2 ; este proceso puede utilizarse para enfriar un segundo gas en contacto térmico con el gas de trabajo.

4-1 COMPRESION ADIABATICA

El gas se comprime de V_4 a V_1 sin absorber o entregar calor, la presión y la temperatura aumentan de P_4 a P_1 y de T_2 a T_1 respectivamente. El gas queda en el estado inicial listo para recorrer otra vez el ciclo.

Se puede ver que hay dos etapas del ciclo que se pueden utilizar para refrigeración que son expansión adiabática (2-3) y la expansión isotérmica (1-2). En la expansión adiabática es el mismo gas de trabajo el que se enfría de T_1 a T_2 . Obviamente si completamos el ciclo el gas regresará a su temperatura inicial (alta) T_1 y no habremos ganado nada. Para ser utilizado en enfriamiento lo que se puede hacer en este momento es utilizar este gas (a T_2) para enfriar a contracorriente el flujo de gas, en un intercambiador. Este nuevo gas de trabajo a temperatura T_1 ($T_1 \geq T_2$) se mete al motor de expansión donde se enfría a T_2 realizando otra expansión adiabática el cual se vuelve a introducir a contracorriente y se repite el proceso las veces que sea necesario hasta llegar a la temperatura requerida. En el caso de la descompresión térmica el gas de trabajo no cambia su temperatura; sin embargo, puesto que se absorbe calor, se puede utilizar para enfriar otro gas y repitiendo el proceso de manera similar a lo anterior se logra el preenfriamiento requerido.

En la práctica no es el ciclo de Carnot el que se usa en refrigeradores o en licuefactores. Los ciclos de Claude, Stirling y Gifford-MacMahon son los utilizados; por razones de espacio sólo revisaremos brevemente, con la ayuda de diagramas los ciclos de Claude y Gifford-MacMahon; el ciclo de Stirling será visto con detalle, en este capítulo y en el capítulo 10.

8.3.4 Ciclo de Claude

Después de comprimido y de pasar por el intercambiador I el flujo de gas se divide en dos: una parte va al motor de expansión y la otra a una valvula de expansión J-T (habiendo pasado antes por los intercambiadores I, II y III). El gas se licua parcialmente y el gas restante regresa III para intercambiar color y unirse al gas de entrada para iniciar un nuevo ciclo.

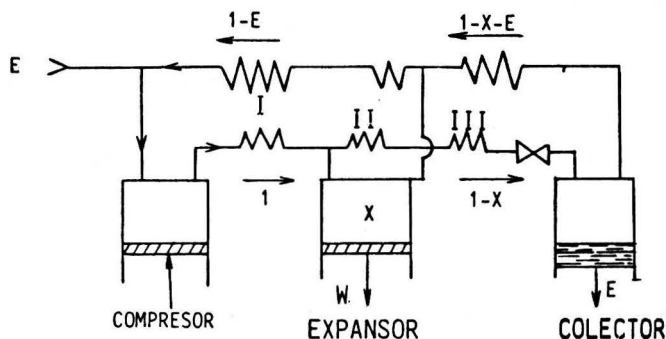


Fig. 8.5 Sistema para realizar el Ciclo Claude

8.3.5 Ciclo de Stirling

Este ciclo se utiliza en licuefacción de nitrógeno usado como gas de trabajo He ó H_2 . Para describirlo usaremos la Fig. 8.6 en donde se muestra tanto el diagrama P-V idealizado así como la realización práctica. La figura muestra un cilindro (A) que consta de: cámara de compresión (G), pistón (H), enfriador (F), regenerador (E), desplazador (D), rejillas de intercambio (C) y cámara de expansión (B).

El pistón y el desplazador son pistones recíprocos cuyo movimiento está gobernado por un cigüeñal doble con un desplazamiento tal que se logra el movimiento requerido: en ocasiones se mueve el pistón y no se mueve el desplazador ó viceversa, ó se mueven juntos en la misma dirección ó en direcciones opuestas. El regenerador consiste en un cilindro relleno con una malla de cobre muy fina de manera que es capaz de absorber y entregar calor muy rápidamente. El enfriador es un cilindro con una serie de tubitos por donde puede pasar el gas de trabajo (llámesele He para abreviar) de manera que puede ser enfriado con agua que circula alrededor de los tubitos. Las rejillas de intercambio proveen el contacto térmico con el gas a enfriar (normalmente aire o nitrógeno puro) que se encuentra fuera de la cámara que estamos describiendo.

I (1-2) COMPRESION ISOTERMICA

El gas se encuentra contenido principalmente en la cámara de compresión (G) donde es comprimido por el movimiento del pistón H hacia arriba desde las presiones P_1 a P_{max} . Nótese que el volumen disminuye de V_1 a V_2 .

II (2-3) EXPANSION ISOCORICA (A VOLUMEN CONSTANTE) O DESPLAZAMIENTO.

Mientras el pistón (H) esta inmóvil el desplazador (D) baja mandando el gas comprimido a la cámara de expansión (B). El gas pasa por el enfriador (F) en donde el calor de compresión Q_R es entregado al agua de enfriamiento, luego por el regenerador donde entrega una cantidad de calor Q_R , (el gas se enfría y el regenerador se calienta) y finalmente por las rejillas de intercambio. Debido a la caída de temperatura la presión baja hasta P_2 .

III (3-4) EXPANSION ISOTERMICA

El gas se encuentra ahora principalmente en la cámara de expansión. El pistón y el desplazador se mueven ahora juntos hacia abajo, de manera que el gas se expande a temperatura constante, absorbiendo calor de una fuente fría. La presión cae hasta P_{min} y el volumen aumenta de V_2 a V_1 .

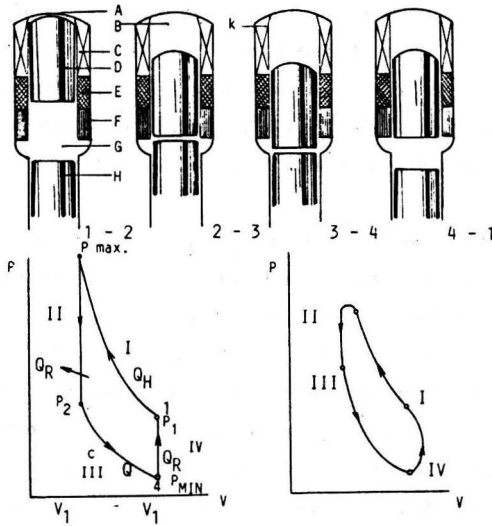


Fig. 8.6 Ciclo de Stirling; en la parte superior se encuentra un diagrama de una cámara con sus elementos, mostrando las cuatro etapas. En la parte inferior se muestran los diagramas PV para el ciclo ideal (izquierda) y real (derecha).

IV (4-1) COMPRESION ISOCORICA

Con el pistón hasta abajo e inmóvil, el desplazador al moverse hacia arriba manda el gas hacia la cámara de compresión a través de las rejillas de intercambio, el regenerador y el enfriador. En su paso a través del regenerador el calor Q_R guardado ahí desde la etapa II es reabsorbido por el gas (enfriándose el regenerador y quedando listo para el siguiente ciclo). El gas se calienta y por lo tanto la presión aumenta hasta P_1 . El volumen permanece constante.

En la práctica el movimiento del pistón y el desplazador es estrictamente hablando continuo, lo que hace que las fases se traslapen. El diagrama PV de la derecha en la Fig. 8.6, es una representación más real del proceso.

8.4 ULTRABAJAS TEMPERATURAS

Se comentó anteriormente que realizar experimentos en un baño térmico es realmente sencillo. Si la temperatura de 4.216 K es adecuada para el experimento este es trivial: tome su coche, los instrumentos necesarios para la medición, unos 100 l. de He⁴ y otros tantos de nitrógeno líquido, un termo para hacer el experimento y listo; parta hacia Acapulco.

Al nivel del mar (una atmósfera de presión) la temperatura de ebullición del He⁴ es de 4.216 K. Coloque su termo experimental en la playa, preenfrielo con N₂ líquido, con la bomba de aire para inflar llantas lo expulsa, rellenando con éste su camisa de N₂ líquido, y transfiera el He⁴ líquido, conecte sus aparatos y comience el programa de su "PC" (computadora personal) introducimos los datos de control y listo: a tomar el sol y una docena de ostiones. La computadora ordena a la fuente de voltaje que comience a aumentar el voltaje, los termómetros de carbón previamente calibrados miden la temperatura, y un puente de baja impedancia, toma los datos con la ayuda de un amplificador de señal anclada (Lock-In) que manda la señal a la computadora y ésta grafica R vs T en la pantalla. La "corrida" dura unos 100 min. tiempo suficiente para una buena asoleada. El experimento en sí es muy sencillo y toma unos cuantos minutos. Pero, siempre habrá peros, el tiempo que pasó en la preparación: poniendo a punto el sistema de evaporación para elaborar la muestra bajo condiciones estrictamente controladas, el tiempo de diseño y fabricación de la cámara experimental de acero especial con atravesadores especiales, preparando las resistencias de carbón y calibrándolas; diseñando, construyendo y alambrando el portamuestras (con conductores de cobre del espesor de un cabello; sólo se necesitan como 12 pero se ponen unos 20 por si se rompen), reuniendo el equipo electrónico, aprendiendo a usarlo, afinándolo, armándolo y finalmente calibrándolo; diseñando, haciendo y probando el programa de cómputo; ando; ando; ando, y ando esto y lo otro y después de seis meses de preparación al fin: Acapulco. Y por qué en la Condesa y no en el Circuito Exterior de C.U.? Porque la presión en la Cd. de México es de 560 mm de Hg y

por lo tanto el punto de ebullición de He es de 3.9 K y el experimento tiene que ser a 4.216 K. Parece una broma y lo es; lo que no es broma es el tiempo que se tarda en hacer un experimento que se planeó y decidió emprender seis meses atrás; difícilmente hay estudiantes que lo aguanten, prefieren hacer "física-teórica": el "experimento" en computadora no puede fallar pues no hay alambre que se rompa, agua que se acabe, máquina de escribir que meta ruido electromagnético en el amplificador, válvula que se atasque, tubo que se tape con nitrógeno sólido, soldadura que falle, fugas, etc. Todo este trabajo solo es compensado por el éxito del experimento.

A continuación se describirán los aparatos y técnicas empleadas para realizar experimentos desde unos 10 K hasta $.05 \times 10^{-6}$ K!!!, casi, pero nunca, cero absoluto.

8.4.1. 10 K a 4 K.

Desde luego a 4 K se ha comentado el uso de el He⁴ líquido que "hierve" a 4.216 K a 1 atm de presión y es relativamente simple hacer experimentos a esa temperatura. A temperaturas más altas, hasta prácticamente a temperatura ambiente, uno puede tener una cámara dentro del termo de He. (ver Fig. 8.7). Separada de esta por un espacio vacío se encuentra otra cámara, la experimental, la cual además de contener la muestra a medir, contiene termómetros, transductores diversos y un calefactor eléctrico (una simple bobina de alambre de tungsteno). La cámara experimental se llena con He gas que puede ser admitido desde el propio baño de He líquido por medio de una válvula de aguja fabricada en el propio taller; el gas He sirve como gas de intercambio (tiene muy buena conductividad térmica a bajas temperaturas además de que no se puede usar otro gas) que en combinación con el calefactor regulan la temperatura de la cámara experimental.

Así, metiendo calor (I^2R), de manera controlada uno puede barrer desde 4 K hasta prácticamente 300 K con una estabilidad suficiente para casi cualquier experimento. Desde luego, la dificultad principal es la disponibilidad de He líquido y la necesidad de instalaciones para recuperar el gas que se evapora; aparte de las dificultades para obtener el líquido, manejarlo y transferirlo a

los termos experimentales el precio del gas es muy alto y por lo tanto no se puede dejar ir al sol². Un cilindro de gas comercial (1.80 m de alto por unos 30 cm de diámetro) contiene lo suficiente para licuar unos 7 lts. y cuesta alrededor de unos \$70.00 dólares sin incluir los gastos de licuefacción.

Sin embargo, actualmente, si bien son costosos, existen en el mercado lo que se denomina como "refrigeradores de ciclo cerrado". (La figura 8.8 muestra las componentes principales)

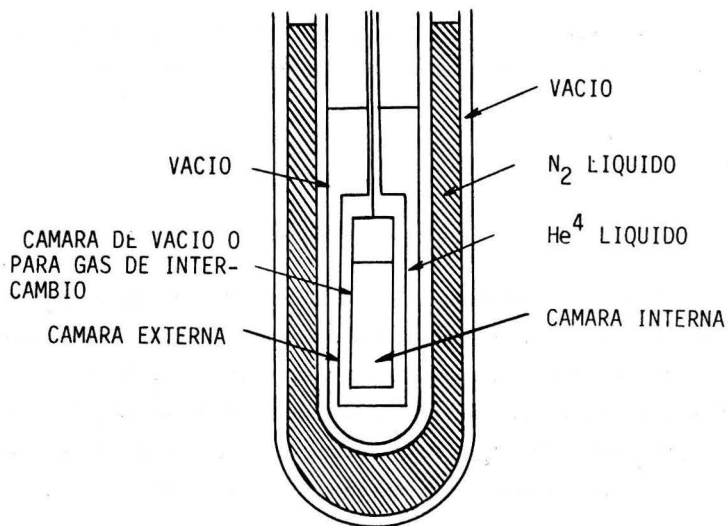


Fig. 8.7 Termo criogénico con cámara para bombear sobre He⁴

² El helio es el único material que escapa de nuestra atmósfera pues por su masa tan pequeña alcanza velocidades térmicas mayores que la velocidad de escape. El estudiante puede fácilmente verificar esto si recuerda el teorema de equiparticipación de la energía.

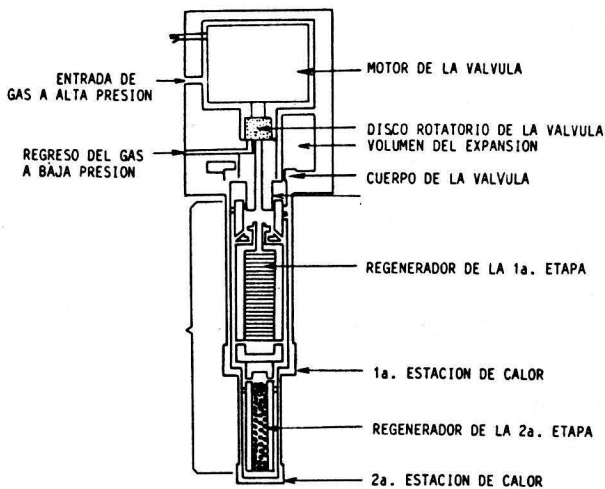


Fig. 8.8 Diagrama esquemático de un refrigerador de ciclo cerrado

La región de trabajo de estos aparatos abarca desde los 300 K hasta los 10 K aproximadamente. El principio de operación es el de expansión adiabática: un compresor pequeño alimenta He a alta presión el cual pasa a través de regeneradores (fríos del ciclo anterior) enfriando el gas y empujando la cámara de temperatura de manera que se prepara para una expansión. Generalmente hay dos etapas similares. En el ciclo siguiente la válvula giratoria se abre para dejar salir el gas realizándose la expansión adiabática y por lo tanto enfriando las estaciones de temperatura y la cámara experimental. Un equipo realmente sencillo y muy eficiente: tarda unos 40 min., en bajar de 300 K a su temperatura última de 10 K.

Otros datos de interés son su capacidad de refrigeración:

2a. Estación de calor	1 watt a 15 K
	2 " 20 K
1a. Estación de calor	10 watts a 80 K

8.4.2 4 K a 1 K y hasta 0.25 K

La evaporación de un líquido dentro de un recipiente es un proceso que se lleva a cabo a temperatura constante; esto es cierto siempre y cuando no perturbe deliberadamente al sistema forzando a que la presión aumente o disminuya. Si el recipiente se tapa, por ejemplo, un líquido como el agua hervirá a una temperatura mayor de 100°C o bien si se reduce la presión hervirá a menor temperatura (de hecho la temperatura de ebullición del agua en la Cd. de México es de 92°C). De esta manera si uno bombea sobre un recipiente conteniendo líquido, la presión del gas por encima del líquido bajará, por la extracción de moléculas; el líquido tratará de balancear esta caída de presión aportando más moléculas al gas, es decir, se evaporan; esta evaporación necesita un calor latente el cual es tomado del propio líquido y por lo tanto se enfría. Se ha perturbado el equilibrio de dos fases (la líquida y la gaseosa) y el sistema a respondido a restaurar ese equilibrio³. Así bombeando sobre un líquido se puede bajar continuamente la temperatura del mismo.

Por ejemplo en los casos del agua y el nitrógeno líquido uno puede llegar fácilmente a congelar ambos líquidos (a 273 K y 63.3 K respectivamente) con una bomba del tipo rotatorio. Para el He^4 se necesitan bombas mucho más rápidas como las turbomoleculares ya que la presión de vapor baja muy rápidamente: a 1 K la presión de vapor es de 10^{-1} Torr. El límite interior razonable en temperatura cuando uno bombea sobre He^4 es de alrededor de 1 K y en algunos laboratorios es posible llegar hasta .75 K, alcanzar temperaturas menores es prácticamente imposible debido a lo bajo de las presiones de vapor, que es por ejemplo, a .1 K de 5×10^{-32} Torr, (significan vacíos imposibles de alcanzar por una bomba fabricada por el hombre y muchas veces menor que el vacío aislante en el espacio intergaláctico). La tabla 8.2 muestra la presión de vapor vs temperatura para el He^4 , que además fué adoptada en 1958 por la comunidad científica como la escala de temperaturas a usarse entre 1 K y 5 K.

³Recuérdese que una fase líquida en equilibrio térmico con su vapor significa que moléculas se evaporan del líquido al gas a la misma rapidez que moléculas del gas se condensan de este y pasan a formar parte del líquido; a la presión del gas en estas condiciones se conoce como presión de vapor.

Tabla 8.2

PRESIONES DE VAPOR A DIFERENTES TEMPERATURAS PARA EL He⁴

T(°K)	P _v (mm de Hg)	T(°K)	P _v (mm de Hg)
0.01	(2.5X10 ⁻³¹⁴)	2.0	23.767
0.1	(5X10 ⁻³²²)	2.5	77.493
0.5	1.6342X10 ⁻⁵	3.0	182.073
0.7	2.2787X10 ⁻³	3.5	355.844
0.9	0.041581	4.0	616.537
1.0	0.120000	4.5	983.066
1.5	3.59897	5.0	1478.535
1.8	12.4661	5.2	1718.817

De manera simplificada la presión de vapor (P_v) a bajas temperaturas es proporcional a $\exp(-\ell(0)/RT)$, donde $\ell(0)$ es el calor latente de vaporización a T=0 K; para He⁴ $P_v \propto \exp(-7.16/T)$. Para un líquido en evaporación la capacidad de enfriamiento se puede escribir como $Q_p = \ell n$ en donde n es el número de moléculas extraídas por unidad de tiempo. Para una bomba dada, el volumen extraído por segundo es constante y el número de moléculas removidas por segundo es proporcional a la presión; por lo tanto

$$Q_p \propto \ell(0) \exp(-\ell(0)/RT) \quad (8.8)$$

Para terminar con He⁴ debe mencionarse que el uso de este método de enfriamiento presenta los siguientes problemas:

- la existencia de una película viajera que cubre todas las superficies que están en contacto con He II que resulta en velocidades de evaporación muy altas; además hay que eliminar el flujo de líquido pues el recipiente tendería a vaciarse. La película viajera se eliminará en los tubos de bombeo introduciendo laminillas a manera de un deflector en donde la película llega, se calienta por arriba de 2.17°K y gotea hacia el baño.

- en un recipiente aparentemente hermético pueden aparecer superfugas cuando la temperatura baja de 2.17°K y se pasa al estado superfluido (HeII) con viscosidad prácticamente cero.
- la presión de vapor es muy baja para temperaturas menores de 0.7 K .

Para trabajar a temperaturas un poco menores se puede bombear sobre He^3 con lo que se tiene además dos ventajas:

- la presión de vapor de He^3 es considerablemente mayor que la de He^4 : $P_v = 1.2 \times 10^{-5}\text{Torr}$ a 0.2 K (para He^4 a esta temperatura $P_v < 10^{-50}\text{Torr}$).
- no se tiene el problema de superfluidez (aparece 3 mK)

El isótopo He^3 es sumamente raro pues solo se encuentra como impureza en He^4 en concentraciones muy pequeñas (algunas partes por millón). Cantidades suficientes se obtienen como producto de reacciones termonucleares y por lo tanto su procesado es muy costoso, alrededor de $\$300$ dólares por litro y por lo tanto uno tiene que extremar las precauciones para evitar pérdidas.

Tomando en cuenta estas consideraciones uno puede enfriar con He^3 con el siguiente procedimiento: primero, para condensar el gas de He^3 se utiliza un baño de He a temperaturas alrededor de 1 K . Por ejemplo, uno puede tener un recipiente con una camisa con gas de intercambio y esto en un baño de He^4 (bombeando sobre él). Una vez condensado el He^3 se bombea el gas de intercambio, eliminado el contacto térmico, y entonces se procede hasta obtener la temperatura deseada bombeando sobre la cámara de He^3 líquido (para He^3 $P_v \propto e^{(-2.47/T)}$); de esta manera temperaturas de 2 K a 0.25 K se pueden mantener por períodos largos de tiempo.

La capacidad de los refrigeradores a bajas temperaturas son generalmente muy pequeñas, pero uno debe estar conciente que las cargas térmicas son también muy pequeñas. Para darse una idea de esto veamos que temperaturas se pueden mantener con entradas de calor específicas.

Refrigerador de He^4 : puede mantener 4.2 K con entradas de calor de 1Wh.

Refrigerador de He^3 : puede mantener 1 K con entrada de calor de 5mWh ó .3 K con entradas de calor de 0.5 KμWh.

8.4.3 Refrigeradores de dilución ($\text{He}^3\text{-He}^4$); hasta 0.020 K.

En 1962, London, Clarke y Mendoza, sugirieron la posibilidad de utilizar el principio de dilución de He^3 en He^4 para lograr temperaturas inferiores a 1°K hasta algunos milikelvins (mK). En la actualidad los refrigeradores de dilución de $\text{He}^3 - \text{He}^4$ se fabrican comercialmente y una gran cantidad de laboratorios de investigación a bajas temperaturas cuentan con ellos ya sean fabricados en los propios talleres o bien comerciales. Veamos como se realiza la refrigeración en este tipo de aparato.

Consideremos un recipiente, llamado "Cámara de Mezcla", en el cual se encuentra una mezcla de $\text{He}^3 - \text{He}^4$ a bajas temperaturas, por debajo de 0.87°K. Como vimos anteriormente, la mezcla se separa en dos fases que están en equilibrio. La fase diluida en átomos de He^3 (rica en He^4) se encuentra en la parte inferior y la fase rica (He^3) en la parte superior de la cámara.

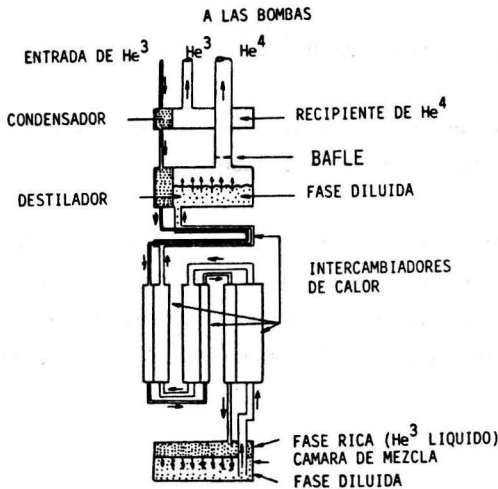


Fig. 8.9 Diagrama de un Refrigerador de Dilución de $\text{He}^3 - \text{He}^4$.

Si removemos átomos de He^3 de la fase diluida (inferior), átomos de He^3 se moverán desde la fase rica (superior) a la fase diluida para reestablecer el equilibrio. Este proceso es, termodinámicamente similar a la evaporación de un líquido, en donde la fase rica sería el "líquido" y la fase diluida el "vapor". El proceso de "evaporación" (transferencia de átomos de He^3) involucra un calor latente de manera que al llevarse a cabo toma el calor de la mezcla enfriándola. A muy bajas temperaturas este proceso es muy eficiente para extraer calor. Entrando un poco más en detalle, los átomos de He^3 son removidos de la cámara de mezcla hacia un destilador a través de un intercambiador de calor. Esto se logra con el gradiente de presión osmótica que existe entre la cámara y el destilador. Recordando que en ausencia de superfugas $\pi = 0$ y $X_1 T_1 = X_2 T_2$ de manera que la concentración de He^3 iría disminuyendo continuamente de la cámara de mezcla a el destilador y por lo tanto se requiere de la ayuda de una bomba. Del destilador se manda a la cámara de mezcla, a través del intercambiador de calor, y así se completa el ciclo (ver Fig. 8.9)

La capacidad de refrigeración, para este aparato, está relacionada con el calor latente de dilución que puede ser escrito como $L = \Delta Q = T\Delta S$ puesto que es un proceso reversible. Las entropías de las fases son proporcionales a T de manera que el resultado final (aproximado) es:

$$Q = 83T^2 \text{ j/mole de He}^3 \quad (8.9)$$

Nótese que la capacidad de refrigeración disminuye conforme la temperatura disminuye, como se había comentado anteriormente.

La temperatura última teórica es de 3m K, sin embargo en la práctica es posible obtener 20m K por periodos largos de tiempo. Si se enfría de la manera denominada "de un golpe", es decir diluyendo al final una vez sin reinyección de He^3 , se ha logrado bajar hasta 2 m°K por un período corto de tiempo.

8.4.4 Desmagnetización adiabática Hasta 0.002 K

Conforme se va bajando la temperatura hacia el cero absoluto los problemas son mayores y las técnicas mucho más sofisticadas, situación que desde luego se espera debido a la tercera ley de la termodinámica. Existen varios métodos para bajar la temperatura hasta 3mK, tales como el refrigerador de Pomeranchuk, sin embargo, solo describiremos brevemente, la teoría de Desmagnetización Adiabática de una sal paramagnética. Este método, como muchos, es de las llamadas "de un golpe", es decir, no son refrigeradores continuos y la bajada en temperatura se hace de "en un solo golpe" y es el método más antiguo para estas regiones de temperatura.

Para estudiar el principio de este refrigerador consideramos un cristal de una sal paramagnética en donde asociados con cada molécula tenemos un dipolo magnético. A temperaturas de 1 K existe un gran orden en las posiciones de las moléculas pero aún existen un gran desorden en cuanto a la orientación de los dipolos magnéticos si no hay un campo magnético externo, $H = 0$. Los dipolos magnéticos están orientados en todas las direcciones posibles; hay que recordar que según la mecánica cuántica no todas las orientaciones son posibles y por lo tanto hay un número finito de orientaciones (un nivel) cada una caracterizada por una energía de acuerdo a la orientación de los dipolos magnéticos con respecto a una dirección dada (puede ser la dirección en la que se va a aplicar el campo magnético externo). El espaciamiento entre estos niveles es tan pequeño comparado con la energía térmica, (KT) que todos están igualmente poblados, es decir, la orientación de los dipolos es al azar. Esta situación se puede cambiar drásticamente al aplicar un campo magnético externo, el cual aumenta tanto el espaciamiento entre los niveles energéticos que la mayoría de las partículas ocuparán el nivel más bajo. En otras palabras, el campo magnético alinea los dipolos, de la mayoría de las partículas, en una dirección paralela al propio campo. La entropía disminuye pues se ha disminuido el grado de desorden, por otro lado, se puede demostrar termodinámicamente, que se genera calor en este proceso si se realiza a temperatura constante. Este proceso es similar a la compresión isotérmica de un gas y es llamado magnetización isotérmica. Ahora, se reduce el campo hasta cero de manera que no entre ni salga calor de la sal paramagnética es decir, adiabáticamente: también se puede demostrar que este proceso reduce la temperatura. Los niveles energéticos regresan a su espaciamiento original pero

sin cambiar el grado de orden ($\Delta S=0$) lo cual corresponde a una temperatura muy baja para el sistema de u . Este proceso es similar a una descompresión adiabática. El término de magnetización está mal escogido, pues como se dijo en el capítulo 1, la muestra cambia (hay muchos dipolos orientados en la dirección en que se puso el campo magnético), es decir, la muestra permanece magnetizada. Lo que se disminuyó hasta cero fué el campo magnético y algunos otros términos se han sugerido; este proceso se debería llamar algo como "reducción del campo magnético externo adiabáticamente".

Para realizar el enfriamiento por desmagnetización adiabática se requiere un arreglo similar al de la Fig. 8.7 en donde la cámara interior se cambia por el cristal de sal paramagnética. La magnetización isotérmica se logra conteniendo un gas de intercambio (He^4) alrededor de la sal paramagnética y todo inmerso en un baño a 1 K, que se logra bombeando sobre el baño de He^4 . La desmagnetización adiabática se logra removiendo el gas de intercambio (y por lo tanto aislando térmicamente la sal) y bajando lentamente el campo magnético externo.

Existen varias sales paramagnéticas que se pueden utilizar para este propósito; consisten de sales de iones magnéticos tales como el Mn, Fe, Ni, Cr, Co y Ti y algunos elementos de las tierras raras como Ce y Gd; los iones magnéticos se encontraron aislados unos de otros y rodeados de iones no magnéticos y agua de cristalización. Así se usan alumbre de hierro y amonio $FeNH_4(SO_4)_2 \cdot 12H_2O$, alumbre de cromo y potasio $CrK(SO_4)_2 \cdot 12H_2O$ y el nitrato de cerio y magnesio (CMN) $Ce_2Mg_3(NO_3)_{12} \cdot 24H_2O$ entre otros. La tabla 8.3 muestra algunas de estas sales, el campo magnético y la temperatura inicial (a la que se hace la magnetización isotérmica) así como la temperatura alcanzada después de la desmagnetización adiabática.

Tabla 8.3

**SALES PARAMAGNETICAS USADAS EN CRIOGENIA
MOSTRANDO LA TEMPERATURA MAGNETICA FINAL**

Sal Paramagnética	Campo Inicial (Oe)	Temperatura Inicial (K)	Temperatura Magnética Final T*
Sulfato de Gadolinio	8,000	1.5	0.25
Floruro de Cerio	27,600	1.35	0.13
Sulfato etil de Cerio	27,600	1.35	0.085
Alumbre de Cerio-Potasio	24,600	1.16	0.031
Alumbre de Hierro-Amonio	24,075	1.20	0.018
Mezcla de alumbres	24,075	1.29	0.0044
Alumbre de Cerio Titanio	24,075	1.31	0.0055

La temperatura más baja alcanzadas por este tipo de refrigeración es alrededor de 0.002 K usando la sal CMN. Esta sal sirve a la vez como termómetro hasta esa última temperatura. Es importante darse cuenta que a esas temperaturas no existe estándar que sirva para medir temperatura, ni puntos de calibración. El problema es realmente serio y se resuelve definiendo lo que se llama la temperatura magnética basada en la ley de Curie:

$$\kappa = \frac{A}{T} \quad (8.10)$$

en donde κ es la susceptibilidad magnética, A una constante y T la temperatura absoluta; aunque ésta relación no se obedece a las extremas bajas temperaturas de que estamos hablando, se hace una aproximación y la temperatura magnética se define como:

$$T_f^* = \left(\frac{\kappa_1}{\kappa_f} \right) \cdot T_1 \quad (8.11)$$

Esta temperatura se tiene que reducir a la escala absoluta de Kelvin, lo cual involucra experimentos adicionales.

8.4.5 Desmagnetización adiabática de momentos magnéticos nucleares hasta $0.000,000,05^{\circ}\text{K}$ (La temperatura más baja del mundo)

En el método de desmagnetización adiabática se supone que lo único que contribuye a la temperatura son los dipolos magnéticos de los iones. Es decir, la contribución de los iones o átomos de la red así como la de los electrones es despreciable (los calores específicos tienden a 0 cuando T tiende a 0 K). Todavía existe un sistema en donde las energías involucradas son aún menores que las involucradas con los dipolos magnéticos de los iones; se trata de los momentos nucleares magnéticos. Estos son del orden de 1000 veces más pequeños que los momentos electrónicos. El método para lograr el enfriamiento es esencialmente el mismo que el anterior pero ahora se comienza de una temperatura más baja, alrededor de 0.01 K y se usan campos más grandes, como de 100,000 Oe. El más antiguo de estos experimentos se realizó en el laboratorio Clarendon en Oxford en 1956 por un número grande de científicos.

Se realizó una desmagnetización adiabática de momentos magnéticos nucleares en una muestra de cobre y la temperatura última obtenida fué de $0.000\ 001^{\circ}\text{K}$!. Para darnos una idea de la dificultad y lo admirable de este tipo de experimentos pensemos que la energía liberada por un alfiler que cae unos tres milímetros es suficiente para aumentar la temperatura de una muestra de 100g, desde 0.000001K a la temperatura final de 0.01 K. Unos 20 años después del experimento del grupo de Clarendon se realizaron experimentos en los que la temperatura última del sistema magnético nuclear es de $.05 \times 10^{-6}\text{K}$, 1/20 la temperatura anterior !!.

El bajar más y más la temperatura, por el sólo hecho de bajarla, es una carrera realmente inútil. Lo que realmente es valioso es el cúmulo de conocimientos nuevos que de estos experimentos resultan así como el desarrollo de nuevas teorías de manera que el conocimiento de la materia y los fenómenos físicos es más profundo. Por otro lado, el desarrollo tecnológico, que necesariamente se crea al realizar estos experimentos, es realmente invaluable.

8.5. APLICACIONES

En esta sección se tratará de contestar la pregunta que a veces parece inocente ó en el mejor de los casos moleestamente pragmática. Bueno, y todo esto para qué sirve?. Tanto para el científico puro como para el ingeniero es satisfactorio ver que los conocimientos básicos tiene una aplicación que directamente afecta la conducta y el pensamiento de nuestra sociedad. Se han tenido que omitir temas importantes como las propiedades y comportamiento de los materiales a bajas temperaturas, aislamiento, conservación y almacenamiento de líquidos criogénicos y técnicas de vacío entre las más importantes. No habiendo espacio para todo, existe la esperanza de que el estudioso haya sido motivado a profundizar en algún tema de su interés propio y ésta sección es la última oportunidad para promover el interés entre aquellos de pensamiento más fantasioso o con inclinaciones a la aplicación. Se intentará ilustrar la diversidad de aplicaciones posibles.

El desarrollo de las técnicas criogénicas ha permitido la comercialización de refrigeradores y licuefactores apropiados para casi cualquier propósito, ya sea industrial, a nivel de laboratorio de desarrollo o investigación y aún para uso individual como los refrigeradores para conservar productos del mar ó agrícolas. La industria actualmente requiere grandes cantidades de nitrógeno líquido para utilizarse en procesos tan diversos como tratado térmico de acero, maquinado de plásticos, molienda de productos como hule natural y sintético, extracción de piezas por contracción térmica, etc. La utilización de técnicas de vacío en la industria es cada vez más generalizada y consecuentemente el uso de trampas, enfriadas con nitrógeno líquido se ha convertido en una necesidad común y corriente; actualmente se encuentra en desarrollo las técnicas de "criobombéo" en donde se espera alcanzar presiones similares a los del espacio intergaláctico, 10^{-13} Torr. El nitrógeno líquido es actualmente utilizado en la industria alimenticia para preparación de alimentos congelados y liofilización. La destilación fraccionada, así como la purificación de algunos gases hacen uso de técnicas criogénicas.

La gran diferencia en densidad de un gas a un líquido¹ ha hecho que el almacenamiento y la transportación de gases como el He y el H₂ sea mucho más práctica en el estado líquido a pesar de las inconveniencias que implican las bajas temperaturas: evaporación, necesidad de recipientes sofisticados y dificultades en el manejo. Se ha calculado, por ejemplo, que para contener la misma cantidad de H₂, los recipientes para contenerlo como gas (a altas presiones naturalmente) pesan del orden de 2000 veces más que los recipientes para contenerlo en estado líquido. Así se almacena He para mezclarse en gases de buceo, oxígeno e hidrógeno para impulsar cohetes espaciales. El helio se mezcla con oxígeno para buceo de alta profundidad pues el nitrógeno tiene consecuencias fatales en esas condiciones; en la región del sureste de México en donde se realizan perforación de pozos petroleros y construcción de plataformas marinas se requieren grandes cantidades de He el cual es almacenado en estado líquido. En cuanto a la propulsión de cohetes espaciales se sabe que la eficiencia propulsora de los combustibles es proporcional a $1/\sqrt{M}$ (donde M es la masa molecular) y por lo tanto, lo más indicado a usar será el hidrógeno generalmente mezclado con oxígeno; todos aquellos que han observado el despegue de los cohetes espaciales recordarán el "humo" que escapa, que no es otra cosa que la evaporación de un líquido criogénico.

En las ciencias bilógicas la criogenia ha encontrado dos tipos de aplicaciones. Una es la conservación de la vida y la otra la criocirugía. En cuanto a la suspensión de la vida animada existen proyectos que van desde la ciencia ficción hasta la simple conservación de virus por periodos de tiempo prolongados. Como siempre la ciencia ficción en donde se ofrece congelar a personas afectadas de un mal incurable hasta encontrar una cura a su enfermedad, va muy "avanzada" con respecto a la criobiología. Actualmente se pueden conservar, a temperaturas tan bajas como la de ebullición del nitrógeno (-196°C), varios tipos de organismos vivos tales como virus, plasma sanguíneo, células vegetales y aún espermatozoides de diferentes tipos de ganado. Esto último ha permitido la implantación de las técnicas de inseminación artificial con todas las ventajas en cuanto a mejora de razas, producción de carne más

¹Un litro de He líquido a una atmosfera se convierte en 700 lts de gas a una atmósfera y a la misma temperatura.

eficiente, etc. El problema principal de la deshidratación de las células ha sido dejado atrás con la adición de sustancias como el glicerol. Lo que sucede al congelar un espécimen es que parte del agua de la célula se convierte en hielo de manera que otras sustancias reaccionarán anormalmente por encontrarse más concentradas dañando a la propia célula. Bajando la temperatura de fusión del agua con agentes como el glicerol se permite que la temperatura baje lo suficiente para retardar las reacciones y así la posibilidad de sobrevivir al congelamiento es superior. De esta manera se logra mantener organismos tan complicados como el espermatozoide de toro, hasta varios años. En cuanto a la criocirugía se refiere, la destrucción selectiva de tejidos se puede lograr usando una cánula cuya punta es enfriada con algún líquido criogénico. Así se han desarrollado técnicas que van desde la sofisticada cura del mal de Parkinson "quemando" con nitrógeno líquido una pequeña parte del hipotálamo en el cerebro del paciente, soldado criogénico de retinas, hasta curaciones cotidianas de tumores, verrugas y otros males menores, utilizando puntas enfriadas con óxido nitroso.

Quizas las aplicaciones más espectaculares de la Criogenia están relacionadas con el fenómeno de la SUPERCONDUCTIVIDAD. El fenómeno fué descubierto por Kamerling Onnes (poco después de haber logrado licuar He) y consiste en la total desaparición de la resistencia eléctrica que varios elementos, ciertas aleaciones y algunas cerámicas presentan cuando la temperatura se disminuye lo suficiente. La temperatura a la cual se da la transición del estado "normal" al estado "superconductor" se llama temperatura crítica. Otro fenómeno que posteriormente fue observado en los superconductores es el "efecto Meissner" que consiste en expulsión del campo magnético del interior de un superconductor. Si una muestra de material superconductor se mantiene por debajo de su temperatura crítica permanece en el estado superconductor siempre y cuando no se apliquen campos magnéticos muy grandes o se intente transportar densidades de corrientes muy altas. Es decir, el estado superconductor se destruye por exceder la temperatura crítica, $T > T_c$, o por aplicar un campo magnético muy alto, $H > H_c$, o por transportar una densidad de corriente muy grande, $J > J_c$.

Desde el descubrimiento de la superconductividad (en 1911) se concibieron grandes posibilidades para las aplicaciones de los superconductores. Desde luego la dificultad principal era la necesidad de enfriar los materiales a temperaturas muy bajas, relativamente cercanas al cero absoluto, pues a pesar de los grandes esfuerzos de investigación y desarrollo, el superconductor con temperatura crítica más alta apenas excedía los 20 K para 1986 (23.2 K para Nb_3Ge). El enfriamiento de tales materiales se tenía que hacer por lo tanto con He líquido pues aunque la temperatura de ebullición de H_2 líquido es lo suficientemente baja (20.4 K) como se sabe es sumamente explosivo y por tanto peligroso y difícil de manejar. Las dificultades y el costo para enfriar los superconductores son muy altos y aún así se probó que a pesar de esto es económicamente factible la aplicación de la superconductividad en estas condiciones. Es interesante hacer notar que la investigación en superconductividad, en gran medida la búsqueda de superconductores con mayor T_c , fue la fuerza motriz que empujó las investigaciones en el campo de la Criogenia y de no haber sido por esto quizás este campo no tuviera los avances tan espectaculares logrados en las últimas décadas. En este estado de cosas, en abril de 1986 los investigadores suizos George Bednorz y Alexander Müller dan a conocer (un tanto tímidamente) los resultados de sus investigaciones: "Posible Superconductividad de Alta T_c en el Sistema La-Ba-Cu-O" en donde reportan un aparente comienzo de la superconductividad a 30 K!!!. Estos resultados no sólo fueron comprobados pronto por varios laboratorios sino que produjeron una excitación sin precedentes en los ambientes científico y tecnológico y hasta en el público en general, pues en unos cuantos meses se habían descubierto compuestos similares con temperaturas de transición cercanos a 90 K y aún a 125 K. Este descubrimiento proporcionó un resurgimiento, nunca antes visto en la ciencia y la tecnología, que se convirtió en un gran entusiasmo y dedicación por el estudio tanto desde el punto de vista básico como de las aplicaciones de los superconductores. Actualmente se han descubierto varios sistemas cerámicos superconductores de los cuales posiblemente los que tengan más posibilidades de aplicación son:

1) El sistema de Y-Ba-Cu-O en el que uno de los compuestos, $\text{YBa}_2\text{Cu}_3\text{O}_y$ y (1-2-3), tiene una temperatura crítica máxima de 92K.

2) El sistema a base de bismuto con fórmula $\text{Bi}_2\text{Sr}_2\text{Ca}_{n-1}\text{Cu}_n\text{O}_{2n+4}$, del cual el compuesto con $n=3$, $\text{Bi}_2\text{Sr}_2\text{Ca}_2\text{Cu}_3\text{O}_{10}$, (2223), tiene una temperatura crítica cercana a 110 K.

3) Por último el sistema a base de talio con fórmula $Tl_m B_n Ca_{n-1} Cu_{m+2n+2} O$ en donde el compuesto con $m = 2$ y $n = 3$, $Tl_2 Ba_2 Ca_2 Cu_3 O_{10}$, (2223), tiene el record de temperatura crítica más alta en la actualidad (julio de 1990) y es de aproximadamente 125 K.

Las T_c 's de los tres compuestos mencionados, rebasan los 77 K que es la temperatura de ebullición del nitrógeno líquido (N_2L), esto es muy importante, pues significa que ya no se necesita He o H_2 líquidos para enfriar, ya podemos usar N_2L para lograr el estado superconductor en estos materiales; el N_2L es fácil de obtener, relativamente barato y mucho más fácil de manejar que el He y el H_2 líquidos. Por otro lado, estos materiales presentan grandes retos a resolver:

a) su síntesis es relativamente complicada y costosa en términos de energía y tiempo desde el punto de vista industrial.

b) en general son materiales poco estables, química y físicamente heterogéneos, muy porosos, difíciles para crecer monocristales y con bajas densidades de corriente crítica (J_c).

c) las propiedades elásticas son las menos deseables para la fabricación de alambres y piezas con geometría particular, pues como todos los cerámicos son muy duros y frágiles (no son dúctiles ni maleables).

En vista de lo anterior, es claro que la aplicación de estos materiales no están a la vuelta de la esquina. Sin embargo, es impresionante la cantidad de instituciones, tanto académicas como empresas privadas o del sector público, alrededor del mundo que están realizando trabajos de investigación y desarrollo con éstos materiales. Siendo breve por necesidad, mencionaremos sólo algunas de las aplicaciones más sobresalientes de los superconductores en general, es decir, tanto los "tradicionales" como de los nuevos superconductores cerámicos. El hecho de que la resistencia se anule, inmediatamente sugiere la posibilidad de transportar corriente eléctrica sin pérdidas desde los centros de producción hasta los de consumo (actualmente las pérdidas ocasionadas representan desde un 6 hasta un 12% de la energía total transportada, dependiendo de la calidad de la infraestructura de cada país); también sugiere la posibilidad de fabricar motores, generadores, almacenadores

de energía que se combinen con baterías solares y grandes magnetos (que podrían servir por ejemplo, para confinar el plasma de una reacción termonuclear y poder producir energía eléctrica, para aceleradores de partículas, aparatos de resonancia magnética nuclear, microscopía electrónica, etc., etc.). Las aplicaciones de la superconductividad en la electrónica, se dirigen hacia el desarrollo de amplificadores de muy bajo ruido, detectores de señales muy débiles (que podrían combinarse con telescopios astronómicos), generados de radiación y sinúmero de dispositivos activos y pasivos; entre ellos, los "SQUIDS" (dispositivos superconductores de interferencia cuántica) que son útiles en la detección muy precisa de campos magnéticos y que por ejemplo, en combinación con los grandes magnetos se usan ya en medicina para diagnóstico y localización de tejidos afectados como tumores, etc. y los criotrones, (conmutadores superrápidos para computadoras) son algunos ejemplos de los dispositivos electrónicos a base de superconductores. Finalmente la levitación magnética con superconductores y otra vez en combinación con los grandes magnetos, está haciendo realidad el proyecto del tren levitado que actualmente se encuentra en desarrollo en Japón.

Cabe mencionar que en nuestro país las investigaciones en el campo de las cerámicas superconductoras se encuentra al nivel de cualquiera de los países desarrollados. Creo que en un futuro no muy lejano los dispositivos a base de superconductores serán tan comunes como lo son hoy en día los dispositivos a base de semiconductores y de polímeros.

8.6 BIBLIOGRAFIA

- 1.- Zemansky M.W., Heat and Thermodynamics, Mc Graw Hill, New York, 1957. Excelente libro en termodinámica, ver particularmente los capítulos 12, 14 y 15.
- 2.- Crawford F.H. Heat, Thermodynamics and Statistical Physics, Harcourt, Brace & World, Inc. New York, 1963. Excelente libro, ver particularmente los capítulos 7 y 14.
- 3.- Craslaw H.S., Jaeger J.C., Conduction Of Heat in Solids, Clarendon Press, Oxford, 1959. Procesos de Conducción, principalmente en sólidos.
- 4.- Lacaze A., "Low Temperature Technology", Notas publicadas por el Centro de Investigaciones en Materiales, UNAM, México, 1972. Una excelente recopilación, incluye muchos datos (tablas, gráficas) útiles.
- 5.- Mc Clintock M., Cryogenics, Reinhold, New York, 1964. Introducción para no especialistas. Un libro muy bueno y completo.
- 6.- Bailey, C.A., Advanced Cryogenics, Plenum, London, 1971. (Curso en Oxford) Un libro avanzado, particularmente útil para el especialista.
- 7.- Rose-Innes A.C., Low Temperature Techniques, The English Universities Press., London, 1964. Un buen libro para el investigador experimental en el área, sin embargo, es un poco antiguo.
- 8.- Vance R.W., Applications of Cryogenic Technology 4., X y Z y X Information Co., U.S.A., 1972.

- 9.- Missig, J.R., Vance R. W. Applications of Cryogenic Technology 7, Scholium, New York, 1978. Estas dos últimas referencias son recopilaciones de los trabajos presentados en los simposios de la Sociedad Criogénica Americana y son muy útiles para profundizar en las aplicaciones.
- 10.- Wigley, D.A., Mechanical Properties of Material at Low Temperatures Plenum, New York, 1971.
- 11.- Reed R.P. Clarck A., Materials at Low Temperatures, Am. Soc. for Metals, U.S.A., 1983.
- 12.- Kurti N., "The Lowest Temperature in the World", Phys. Today, Oct. 26, (1960).
- 13.- Lounasmaa O.V., "Towards the absolute zero", Phys. Today, Dec., 32 (1979).
- 14.- V. Edelmán "Cerca del Cero Absoluto", Serie Física al Alcance de Todos, Edit. Mir, Ed. Español Moscú (1986).
- 15.- Rose-Innes, A.C. y Rhoderick E.H., "Introduction to Superconductivity", Pergamon, Oxford 1976. Un libro introductorio para quienes se quieren especializar en el tema.
- 16.- Magaña, L.F., "Los Superconductores", serie la Ciencia desde México, Fondo de Cultura Económica, México 1988. Una amena, clara y sencilla exposición del tema.
- 17.- Existen un sinúmero de artículos de divulgación de los que mencionamos:
 - J. Heiras, R. Mattuck y A. Valladares, "Superconductores a temperatura ambiente", Revista Naturaleza, Vol. 14, No. 6, p. 272 (1973).
 - D. Tarnowski, "El descubrimiento de la superconductividad a alta temperatura", Mundo Científico, No. 78, p.284 (1988) (ver referencias en este artículo).

R. Escudero, "Superconductividad", Comunicaciones y Electrónica, No. 1 (1990).

- 18.- La cantidad de publicaciones en superconductividad de alta T_c es impresionante. En la serie "Progress in High Temperature Superconductivity", World Scientific Publications, uno puede encontrar artículos de revisión y comunicación de reuniones científicas como "Proceedings of the IX Winter Meeting in Low Temperature Physics, High Temperature Superconductors", Vol. 5 Vista Hermosa, Mor., Méx., enero 1988 y subsecuentes reuniones llevadas a cabo en México y otros países.

CAPITULO 9

REFRIGERACION TERMOELECTRICA

ENRIQUE MARTINEZ SANCHEZ

**DEPARTAMENTO DE SEMICONDUCTORES
INSTITUTO DE INVESTIGACIONES EN MATERIALES**

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

REFRIGERACION TERMOELECTRICA

CONTENIDO

NOMENCLATURA

9.0 ANTECEDENTES	9.3
9.1 EFECTOS TERMOELECTRICOS	9.3
9.1.1. Origen electrónico	
9.2 MATERIALES SEMICONDUCTORES	9.7
9.3 FIGURA DE MERITO	9.10
9.4 MATERIALES TERMOELECTRICOS	9.11
9.5 PRINCIPIOS DE LA REFRIGERACION TERMOELECTRICA	9.13
9.5.1. Coeficiente de Funcionamiento	
9.6 APLICACIONES	9.17
9.6.1. Instrumentación	
9.6.2. Aplicaciones domésticas	
9.7 EJEMPLOS DE CALCULO	9.20
9.8 BIBLIOGRAFIA	9.24

REFRIGERACION TERMoeLECTRICA

9.0 ANTECEDENTES

En 1821 Thomas Seebeck físico inglés, descubre que al calentar una junta de dos metales diferentes (termopar), se produce una fuerza electromotriz (F_{em}) ó voltaje Fig. 9.1.

Jean Peltier relojero francés, descubre en 1834 que al hacer pasar una corriente eléctrica en la junta de dos metales diferentes, se produce un enfriamiento Fig. 9.2.

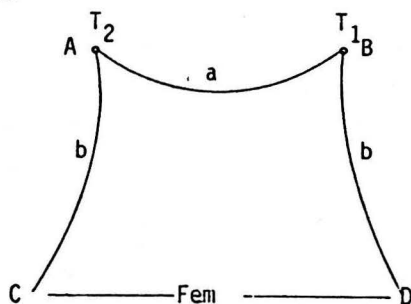


Fig. 9.1 Juntas termoeléctricas A, B de los metales a, b para efecto Seebeck.

William Thompson (Lord Kelvin), en 1855 desarrolló las ecuaciones entre los efectos anteriores, e hizo la predicción de un tercer efecto el cual lleva su nombre.

9.1 EFECTOS TERMoeLECTRICOS

Los efectos termoeléctricos están relacionados con las interacciones, entre los flujos de calor y los flujos eléctricos en sólidos conductores y semiconductores. Referido en la Fig. 9.1 el flujo de calor y el flujo de corriente eléctrica a través de los metales a, b están asociados con dos fuerzas, una es la de diferencia de temperatura ΔT ($\Delta T = T_2 - T_1$) entre las juntas A y B, y el voltaje generado en C y D (F_{em}), o sea el efecto Seebeck o el voltaje aplicado a los extremos C,D y la ΔT producida efecto Peltier Fig. 9.2.

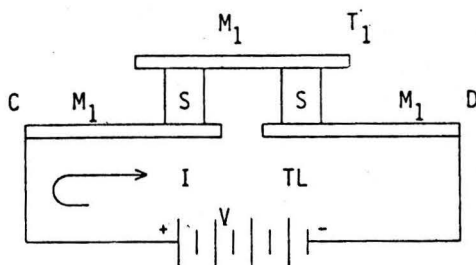


Fig. 9.2 Junta metales M_1 S_1 para producir el efecto Peltier.

La corriente I en el circuito Peltier, (Fig.9.2) es proporcional al voltaje aplicado e inversamente proporcional a la resistencia del circuito (Ohm $V = IR$). Similarmente el flujo de calor va de la región más caliente T_2 a la región más fría T_1 y de donde el calor Q es proporcional a la temperatura ($Q = mc \Delta T$, $\Delta T = T_2 - T_1$, $T_2 > T_1$).

En el primer efecto termoeléctrico o sea el efecto Seebeck un voltaje es generado por una ΔT , (Fig. 9.1). La magnitud de este voltaje depende de una característica del material conocido, como el coeficiente Seebeck se denota por la letra α y se da la siguiente ecuación:

$$\alpha_{a,b} = \frac{V}{\Delta T} \quad (9.1)$$

V = Voltaje

ΔT = Gradiente de temperatura en $^{\circ}C$

α = Se expresa en $V/^{\circ}C$

Este coeficiente es llamado algunas veces la potencia termoeléctrica.

En la práctica el coeficiente Seebeck absoluto de un material, es determinado con respecto a un material como el plomo (Pb) en el cual su coeficiente Seebeck es muy pequeño.

En el segundo efecto termoeléctrico o sea el efecto Peltier (Fig.9.2) hay un flujo de calor proporcional a la corriente eléctrica aplicada y depende de una característica del material, que se llama coeficiente de Peltier y se denota por la letra griega π . Tenemos la siguiente ecuación:

$$\Pi_{a,b} = \frac{Q}{I} \quad (9.2)$$

Q = Calor emitido o absorbido (Kcal)

I = Corriente eléctrica en Amperes

$\Pi_{a,b}$ = Coeficiente Peltier relativo a los metales a,b.

Lord Kelvin dió la relación que existe entre dos coeficientes en la siguiente ecuación:

$$\Pi = \alpha T \quad (9.3)$$

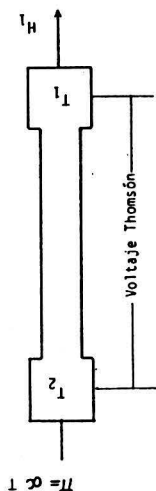
α = Coeficiente Seebeck

Π = Coeficiente Peltier

T = Temperatura absoluta en $^{\circ}K$

Otro efecto termoeléctrico es el efecto Thompson que es la absorción y emisión de calor en un sólo material, (Fig. 9.3) a una razón proporcional del flujo de corriente y al gradiente de temperatura, Thompson obtuvo una relación para un tercer coeficiente (τ), para uno de los conductores bajo la suposición que al fluir la corriente (I) en un conductor, hay un gradiente de temperatura dependiente de la posición (dt/dx) que conduce a una razón de calentamiento dependiente también de la posición (dQ/dx), de donde (τ) es igual a:

$$\tau = \frac{dQ/dx}{I dT/dx} \quad (9.4)$$



$$\Delta T = T_2 - T_1$$

$$T_2 > T_1$$

Fig. 9.3 Efecto Thompson efectuándose en un metal a una ΔT .

Es de notar que el coeficiente τ del efecto Thompson está definido para un sólo conductor y los coeficientes α , π se refieren a la junta de dos metales diferentes.

El calentamiento o enfriamiento de las juntas son el resultado de fenómenos básicos de transporte de calor. Investigaciones en física del estado sólido, muestran que la refrigeración termoeléctrica es una transferencia de calor que utiliza los cambios de niveles de energía de las cargas eléctricas para transportar energía térmica. Las cargas eléctricas fluyen a través de la unión de dos materiales termoeléctricos i.e., materiales con diferentes niveles de energía para las cargas eléctricas y que dan como, resultado la emisión y absorción de calor.

La dirección de la corriente determinará lo que ocurra en las juntas (Fig. 9.2). Hay dos fenómenos adicionales en un circuito termoeléctrico que afecta su funcionamiento.

- 1) El calentamiento Joule que ocurre por efectos de resistencia eléctrica (resistencia de contacto).
- 2) Conducción de calor, condición inevitable debido a la diferencia de temperatura.

9.1.1 Origen electrónico

El origen electrónico de los efectos termoeléctricos puede ser entendido en términos de movimientos de cargas eléctricas, electrones (-) y huecos (+). El hueco es una carga positiva equivalente a la carga del electrón; y es el resultado de la ausencia de un electrón en el átomo. Estas cargas son las que forman la corriente eléctrica en los materiales semiconductores que son usados como materiales termoeléctricos.

9.2 MATERIALES SEMICONDUCTORES

Hay dos tipos de materiales semiconductores, los semiconductores tipo N y los semiconductores tipo P. El material semiconductor tipo N tiene exceso de cargas negativas ó electrones (-), estas cargas son mayoritarias en este tipo de material (Fig. 9.4).

La adición de impurezas que provocan una deficiencia de electrones en el material, da como resultado un material semiconductor tipo P en el cual las cargas mayoritarias son los huecos o cargas positivas (+) (Fig. 9.4)

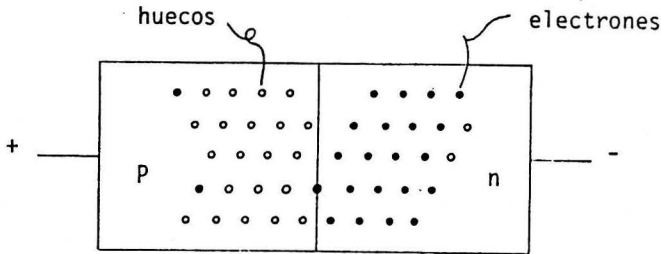
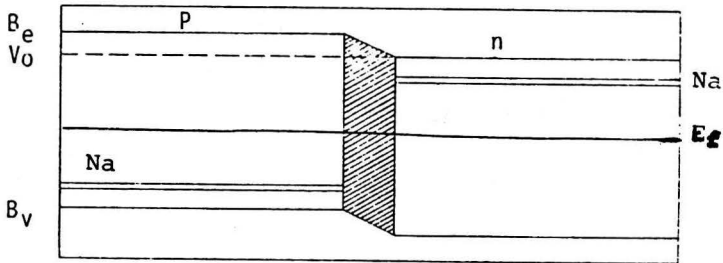


Fig. 9.4 Junta semiconductor polarizada directamente



Bc=Banda de cond.

Diagrama de Bandas de Energía

Bv=Banda de valencia

Ef=Energía de Fermi

Vo=Potencial de contacto

Nd=Niveles donadores

Na=Niveles aceptores

Fig. 9.4. Funcionamiento de la junta termoeléctrica metal semiconductor para el efecto Peltier.

En la Fig. 9.5 se representa un circuito termoeléctrico para producir el efecto Peltier a base de juntas metal semiconductor.

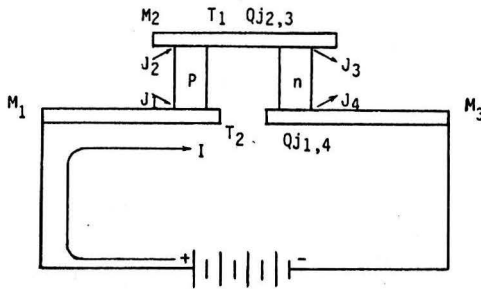


Fig.9.5 Junta metal semiconductor para producir el efecto Peletier.

En la Fig.9.6 se muestra un diagrama de bandas de energía para los materiales semiconductores P, N y el metal. En la fig. 9.5 el circuito termoeléctrico nos muestra la batería B que polariza a la junta en sentido directo, es decir la corriente (I) fluirá de positivo (+) a negativo (-) (sentido convencional). Las uniones J_1 , J_2 que hacen contacto con el metal M_1 , M_2 y las uniones J_3 , J_4 que hacen contacto con los metales M_2 , M_3 . De acuerdo con la polarización anterior los electrones fluirán de (+) a (-) y los huecos en sentido contrario.

En la unión J_1 , Fig. 6, los huecos (+) que son las cargas mayoritarias en el material tipo P, van de un nivel de mayor energía a un nivel de menor energía $|(E_v - E_f)|$. Cediendo esa diferencia de energía a la red en forma de calor lo que implica que la unión J_1 se caliente. En la unión J_2 los huecos (+) van de un nivel de menos energía (E_f) a un nivel de más energía (E_v) aquí los huecos absorben energía $E_f + (E_v - E_f)$ removiendo calor de la red, lo que implica que la junta J_2 se enfríe. En la unión J_3 los electrones son las cargas mayoritarias en el material tipo N como la polarización es en el sentido directo, los electrones van de un nivel de menor energía E_f a un nivel mayor de energía, E_c . (Fig. 9.6), por lo tanto los electrones absorben energía $E_f + (E_c - E_f)$, lo que implica que J_3 se enfríe, como J_2 también se enfría. El efecto de J_2 y J_3 se suma, por lo tanto el metal M_2 que une a los semiconductores P y N se enfría. En la unión J_4 los electrones van de un nivel

de mayor energía E_c a un nivel de menor energía E_f lo que implica que ceden energía, $E_c - E_f$, a la red, lo que trae como resultado que la unión J_4 se caliente. En resumen cuando el circuito termoeléctrico esté polarizado en sentido directo como es el caso de la Fig.9.5, las uniones J_2, J_3 enfriarán y las uniones J_1, J_4 se calentarán, si se invierte la polarización, se invierten los efectos.

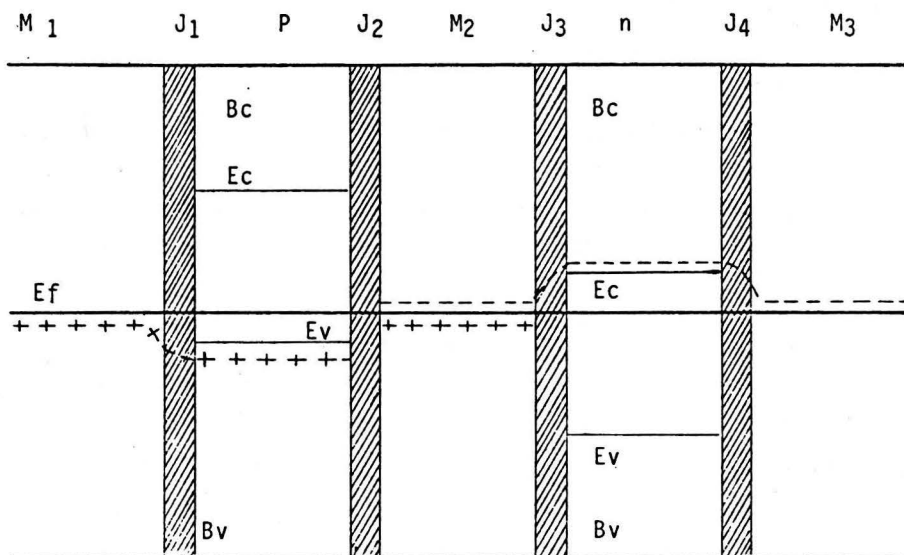


Fig. 9.6 Diagrama de bandas de energía

El gradiente de temperatura $\Delta T = T_2 - T_1$ entre las juntas frías J_2, J_3 y las juntas calientes J_3, J_4 no es lineal debido al efecto Joule, ésto es debido a la resistencia de contacto metal semiconductor, así como las características térmicas del material semiconductor.

El calor removido en las uniones J_2, J_3 está dado por:

$$Q_{J_{2,3}} = C \Delta T + (I^2 R) \quad (9.5)$$

C = Conductancia térmica de las juntas, metal-semiconductor.

R = Resistencia eléctrica de contacto metal semiconductor.

El calor generado en J_1 y J_4 es:

$$Q_{J_{1,4}} = C \Delta T - (I^2 R) \quad (9.6)$$

Lo anterior es una transferencia de calor debido a los cambios en los niveles de energía de las cargas eléctricas, electrones (-) y huecos (+) y la interacción de estas cargas con la red cristalina, ya sea cediendo energía de la red lo que implica calentamiento o removiendo energía de la red, lo que implica enfriamiento; todo se realiza al energizar el circuito con la batería (B), esto es, el trabajo realizado es eléctrico Wh (watt hora).

9.3 FIGURA DE MERITO

Es un refrigerador termoeléctrico el efecto Peltier debe ser grande, para maximizar el efecto de enfriamiento; la resistividad, ρ , debe ser pequeña para minimizar el efecto de calentamiento (Efecto Joule); la conductividad térmica K debe ser adecuada para encontrar una gran diferencia de temperatura. Las ecuaciones que relaciona estos parametros son las siguientes:

$$Z = \frac{\alpha^2}{Kc} \quad (9.7)$$

$$Z = \frac{(\alpha_2 - \alpha_1^2)}{[(K_1 c_1)^{1/2} + (k_2 c_2)^{1/2}]^2} \quad (9.8)$$

$$Z = \frac{(\alpha_2 - \alpha_1)^2}{[(K_{n,n})^{1/2} + (K_{p,p})^{1/2}]^2} \quad (9.9)$$

α = Coeficiente Seebeck (v/ °C)

K = Conductividad térmica kcal/ms °c

ρ = Resistividad ohm-cm

(Z) es la figura de mérito del material y se puede aplicar a cada uno de los materiales (P ó N) ó a la unión de ellos.

9.4 MATERIALES TERMOELECTRICOS.

Para optimizar la figura de mérito (Z) es necesario seleccionar los mejores materiales termoeléctricos y controlar sus propiedades como en el caso de los materiales semiconductores, a los cuales se les agregan impurezas para la obtención de semiconductores tipo P y N de donde pequeñas densidades de electrones o huecos, pueden obtenerse grandes coeficientes Seebeck.

La introducción de impurezas debe optimizarse de manera tal que incremente la figura de mérito y no aumenta la resistividad (ρ) por falta de transportadores de carga.

Una densidad óptima es de alrededor de un transportador por cada 10,000 átomos. Para éstas densidades de transportadores de carga en los semiconductores, el coeficiente Seebeck de estos materiales, es de un orden de 200 $\mu\text{v}/^\circ\text{C}$. En los semiconductores gran parte de la conductividad térmica es debida a la red, por lo tanto es el parámetro más importante a seleccionar en los materiales termoeléctricos.

Materiales cuyos átomos son pesados, generalmente tienen baja conductividad térmica debido a la red cristalina. Por esta razón compuestos a base de telurio (Te) y bismuto (Bi) son usados como materiales termoeléctricos.

Otro factor de influencia es la conductividad térmica que es debida al ordenamiento atómico en el cristal. Un desorden en la red puede introducirse

por la mezcla de dos materiales químicamente similares (en la misma columna de la tabla periódica), ejemplo bismuto y antimonio ó telurio y selenio, como la de los materiales individuales; pero la conductividad térmica debida a la red puede ser diez veces menor en la aleación al reemplazar átomos de bismuto por antimonio, y selenio por telurio se puede obtener un mejoramiento en la figura de mérito como se muestra en la siguiente tabla 9.1.

TABLA 9.1

MATERIAL	CONDUCTIVIDAD TIPO	FIGURA DE MERITO	TEMPERATURA °K
Bi_2Te_3	n	2.8	300
Bi_2Te_3	p	2.2	300
$\text{Bi}_2\text{Te}_3 + \text{Sb}_2\text{Te}_2 + \text{Sb}_2\text{Se}_3$	n	3.2	300
$\text{Bi}_2\text{Te}_3 + \text{Sb}_2\text{Te}_2 + \text{Sb}_2\text{Se}_3$	p	3.4	300
PbTe	n	1.9	300
PbTe	p	1.3	300
SiGe	n	0.9	500
SiGe	p	0.7	600
SiSb	n	6.0	80
BiSb + campo magnético	n	8.6	100

9.5 PRINCIPIOS DE LA REFIGERACION TERMoeLECTRICA.

Cuando un estado estacionario es establecido en la junta fría; el enfriamiento Peltier es igual al calor removido de las juntas más el calor absorbido de la carga térmica, y está dado por:

$$Q_i = \alpha T_c I - (I^2 R) = C \Delta T \quad (9.10)$$

Q_i = Razón de calor absorbido por la junta fría en Kcal.

$\alpha = \alpha_{pn} = \alpha_p - \alpha_n$; la diferencia entre el valor absoluto

Seebeck del material P y el material N.

$\Delta T = (T_H - T_C)$ diferencia de temperatura de operación.

T_H = Temperatura de la junta caliente ($^{\circ}\text{C}$).

T_C = Temperatura de la junta fría ($^{\circ}\text{C}$).

$R = R_n + R_p$ Resistencia de contacto (Ohms).

$C = C_n + C_p$ Conductancia Térmica de la juntas (Watts/ $^{\circ}\text{C m}$).

La resistencia de contacto es dada por:

$$R_n = \rho_n (L_n / A_n) \quad \text{y} \quad R_p = \rho_p (L_p / A_p) \quad (\text{Ohms}) \quad (9.11)$$

ρ_n, ρ_p = Resistividad eléctrica de los semiconductores
en ohms/cm.

L_n, L_p = Longitud de las barras semiconductoras p, n en cm.

A_n, A_p = Sección transversal de las barras semiconductoras p, n.
en cm^2 (área).

La conductancia térmica es dada por:

$$C_n = K_n (A_n / L_n), \quad (9.12) \quad C_p = K_p (A_p / L_p) \quad (9.13)$$

K_n, K_p conductividad térmica de los semiconductores P, N.

La potencia requerida para enfriamiento es dada por:

$$W = IV = I (IR + \alpha \Delta T) \quad (9.14)$$

W = Potencial de entrada (Watts).

V = Voltaje de alimentación (Volts).

9.5.1 Coeficiente de funcionamiento ϕ .

El coeficiente de funcionamiento, ϕ ó (COP), para un refrigerador termoeléctrico es el mismo criterio que se toma para cualquier otro sistema de refrigeración y está dado por lo siguiente:

$$\phi = \frac{Q_1}{W} = \frac{\alpha T_c I (I^2 R) - C \Delta T}{I^2 R + \alpha \Delta T} = \text{COP} \quad (9.15)$$

Q_1 = Calor removido (Kcal).

W = Potencia eléctrica empleada (Watts).

ϕ = Coeficiente de funcionamiento; (adimensional).

Para maximizar Q_1 es necesario tener una geometría óptima para las juntas, ésto es:

$$\frac{A_p/L_p}{A_n/L_n} = \sqrt{K_n \rho_p / k_p \rho_n} \quad (9.16)$$

El máximo coeficiente de funcionamiento, ϕ max, se obtiene al optimizar la geometría de la junta termoeléctrica; para obtener ϕ max, el desarrollo matemático se hace diferenciado la ecuación (9.15) con respecto a I , e igualando a cero tenemos I max:

$$I_{\text{max}} = \frac{\alpha \Delta T}{(M-1) R} \quad (9.17)$$

Sustituyendo esta ecuación en ecuación (9.15) tenemos a :

$$\phi \text{ max} = \frac{T_c}{T_H - T_c} \times \frac{M - T_{H/T_c}}{M + 1} \quad (9.18)$$

donde:

$$M = \sqrt{1 + \left[\alpha^2 / \left(\sqrt{K_p \rho_p} + \sqrt{K_n \rho_n} \right) \left(\frac{T_H + T_c}{2} \right) \right]} \quad (9.19)$$

\varnothing max depende sólo de las temperaturas de operación, del coeficiente Seebeck y de las conductividades térmicas y eléctricas de los materiales que componen la junta termoeléctrica.

La extracción de calor Q_i a \varnothing max es determinado por la siguiente ecuación:

$$Q_{i\varnothing_{\max}} = \frac{2C \Delta T M (M - T_H / T_C)}{(M-1) (1 + T_H / T_C)} \quad (9.20)$$

La diferencia de temperatura ΔT obtenida de una junta termoeléctrica está determinada por la carga térmica y ΔT es máxima cuando no hay carga térmica; lo que implica que Q_i es cero. Dado que $Q_i = 0$, de la ecuación (9.10) tenemos:

$$\Delta T_{\max} = (1/c) [IT_C - (I^2 R)] \quad (9.21)$$

Diferenciando la ecuación (9.21) con respecto a I e igualando a cero tenemos a I óptima:

$$I_{\text{óptima}} = \frac{\alpha T_C}{R} \quad (9.22)$$

Sustituyendo esta ecuación en la ecuación (9.21) tenemos:

$$\Delta T_{\max} = (ZT_C^2) \quad (9.23)$$

Es de notar que \varnothing max y ΔT_{\max} dependen sólo de la temperatura y de la figura de mérito Z .

El máximo calor extraído por una junta termoeléctrica a una ΔT determinada es dada por las siguientes ecuaciones:

$$Q_{i\max} = (\alpha^2 T_C^2 / R) - C \Delta T \quad (9.24)$$

ó

$$Q_{i\max} = C [(ZT_C^2) - \Delta T] \quad (9.25)$$

El coeficiente de funcionamiento a máximo calor extraído viene dado por la siguiente ecuación:

$$\sigma_{Q_{\max}} = \frac{(Z T_c^2) - \Delta T}{Z T_H T_c} \quad (9.26)$$

De la ecuación (9.26) el calor removido por la junta para un valor dado de Z es proporcional a C y por lo tanto es una función de la razón A/L de cada barra semiconductor. Al incrementarse las juntas termoeléctricas, (Fig. 9.7), se incrementará la capacidad de extracción de calor para la corriente óptima depende de la R de contacto de las juntas termoeléctricas.

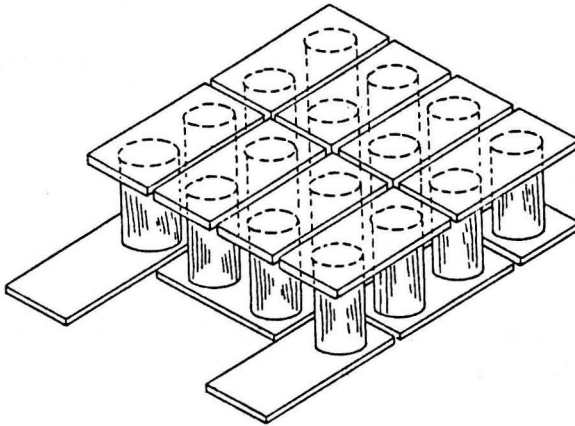


Fig. 9.7 Módulo de 8 juntas termoeléctricas.

10.6 APLICACIONES.

El coeficiente de funcionamiento COP de un módulo termoeléctrico, es más pequeño que el de un refrigerador convencional por compresión. Pero el COP de un refrigerador convencional decrece rápidamente como la capacidad de enfriamiento disminuye. Esto no sucede con el COP del módulo de refrigeración termoeléctrica en el cual al bajar la capacidad de enfriamiento el COP permanece constante.

De donde un refrigerador termoeléctrico debe ser utilizado cuando la capacidad de enfriamiento sea baja. El nivel adecuado para aplicar estos módulos es del orden de 30 watts y permanecerá en esta región hasta que haya mejoras en la figura de mérito de los termoelementos.

Los coeficientes de funcionamiento actuales y el costo de los módulos, los hacen inadecuados para aplicaciones de grandes capacidades de enfriamiento. Aunque hay ciertas ventajas de los módulos que en ocasiones se puede dar una decisión favorable para aplicaciones de grandes capacidades de enfriamiento, estas ventajas son: tamaño pequeño, son silenciosos, no tienen partes móviles, no contienen líquidos, son de larga vida, dado que su alimentación es eléctrica, su control de enfriamiento es más sencillo, haciéndose este ajuste por medio de la corriente eléctrica. La respuesta a cambios de polarización en el voltaje de alimentación responden rápidamente al invertir el efecto es decir el lado frío se calienta y el lado caliente se enfría.

Las ventajas anteriores abren un gran campo de aplicaciones de los módulos de refrigeración termoeléctrica, principalmente en: Instrumentación, medicina y biología, espaciales, domésticas, etc.

10.6.1 Instrumentación.

En instrumentación se usan principalmente en enfriamiento de dispositivos de estado sólido como sensores de infrarrojo aplicados en satélites para percepción remota, enfriamiento de transistores, diodos circuitos integrados de aplicaciones espaciales, instrumentos que tienen como base a módulos termoelectricos tenemos: medidores de humedad por punto de rocío, Fig. 9.8, controladores de temperatura constante Fig. 9.9, punto frío de referencia a 0°C Fig. 9.10, aparato de puntos de congelación de líquidos, etc., etc.

Aplicaciones en medicina y en biología en refrigeradores en campañas de vacunación, como estimuladores fríos de fibras y nervios, como contenedores fríos de semen, antibióticos, vacunas anticrotalicas, antiarácidos, plasma sanguíneo, etc.

Aplicaciones espaciales: como los módulos de refrigeración termoelectricas son pequeños de poco peso y para su funcionamiento no requieren de líquidos de trabajo, estos módulos pueden operar en cualquier posición y en condiciones de gravedad cero, estas características los hacen útiles en aplicaciones espaciales tanto para refrigeración y conservación de alimentos como clima acondicionado.

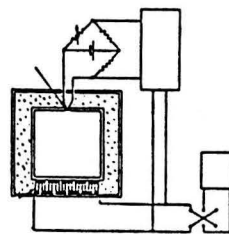
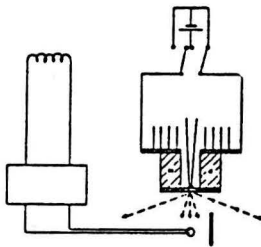


Fig. 9.8 Higrómetro de Punto de Rocío

Fig. 9.9 Controlador de temperatura constante.

10.6.2 Aplicaciones domésticas.

En aplicaciones domésticas, los módulos de refrigeración termoeléctrica se usan principalmente como pequeños refrigeradores (Fig. 9.11), para campers, servibares, cabañas, etc., para aires acondicionados de baja capacidad, máquinas para fábricas de cubitos de hielo, etc.

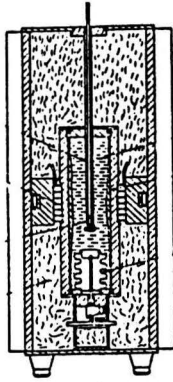


Fig. 9.10 Punto de Referencia a 0°C por cambio de fase.

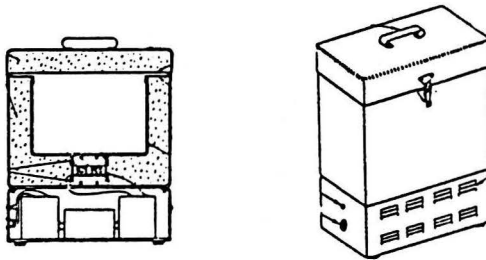


Fig. 9.11 Refrigerador termoeléctrico de baja capacidad.

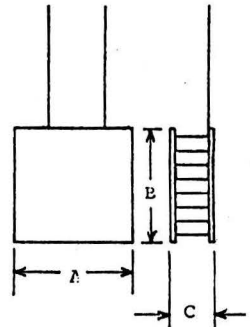
9.7 EJEMPLOS DE CALCULO

9.7.1. Operación de módulos termoelectricos

Para operar los módulos termoelectricos en forma sencilla, los fabricantes proporcionan una serie de datos como los mostrados en la Tabla No. 9.2, en donde se especifica la diferencia de temperatura ΔT a carga térmica Q_i igual a cero, el máximo valor removido Q_i en Kcal a temperatura T_c igual a cero, la máxima corriente y el máximo voltaje de operación del módulo así como sus dimensiones y número de juntas.

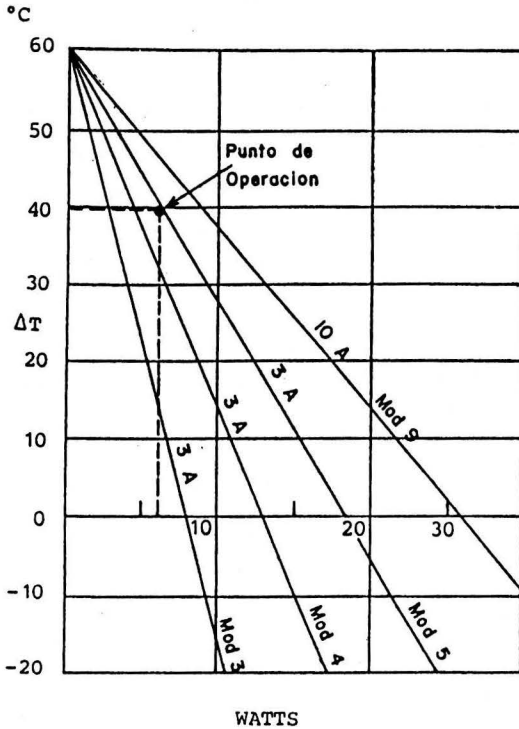
TABLA No. 9.2

MODULOS		FUNCIONAMIENTO		ESPECIFICACIONES ELECTRICAS			DIMENSIONES		
No	Juntas	Max ΔT a $Q_i=0$ °C	Max Q_i a $T_c=0$ watts	Max. ↑ Amp.	Max. V Volts	Resist Nominal Ω	A mm	B mm	C mm
1	7	60	2	4	1	0.25	9.5	9.5	4.7
2	11	60	3	4	1	0.25	9.5	14	4.7
3	17	60	5	4	2	0.5	14	14	4.7
4	35	60	10	4	4	1.0	14	29.5	4.7
5	71	60	20	4	8	2.0	29.5	29.5	4.7
6	7	60	7	14	1	0.71	14	14	4.5
7	11	60	12	14	1	0.71	14	21	4.5
8	15	60	15	14	2	0.142	14	29.5	4.5
9	31	60	30	14	4	0.285	29.5	29.5	4.5
10	7	60	3	6	1	0.166	9.5	9.5	3.7
11	11	60	5	6	1	0.166	9.5	14	3.7
12	17	60	7	6	2	0.333	14	14	3.7
13	35	60	15	6	4	0.666	14	29.5	3.7
14	71	60	30	6	8	1.333	29.5	29.5	3.7



La información de la Tabla No. 9.2 es útil al diseñador para calcular la fuente de alimentación, cálculo del dissipador (intercambio de calor), dimensionamiento del aparato etc., etc..

El fabricante también proporciona gráficas como la mostrada en la Fig. 9.12 la cual relaciona a la diferencia de temperatura ΔT en $^{\circ}\text{C}$ al calor removido Q_i en Kcal y a la corriente de operación I en amperes.



Un ejemplo sencillo para el manejo de esta información es el siguiente: Se tiene una carga térmica Q_i igual a 6 watts, con una temperatura inicial T_i igual a la temperatura ambiente T_A de 24°C ; una ΔT de 40°C con la temperatura del lado frío igual a 0°C y con una temperatura T_H del lado caliente igual a $+40^{\circ}\text{C}$. El voltaje de operación del módulo será de 6VCD.

- 1o. De acuerdo con la gráfica de la Fig. calcular la corriente I de operación para una ΔT de 40°C y determinar el módulo a usar en la Tabla No. 9.2.
- 2o. Con la gráfica de la Fig. 9.13 calcular el disipador necesario para remover el calor generado Q_H en el lado caliente.

Fig. 9.12 Calor removido en Watts a una ΔT en $^{\circ}\text{C}$ y a una I opt en amperes.

Solución: 1o. Usando la gráfica de la Fig. 9.12 encontrar 6 watts que es el valor de la carga térmica, se traza una línea puntada a través de este valor y paralela al eje de las ordenadas hasta intersectar el valor de 40°C y I de operación a este valor ver Fig. 9.12, la línea de I indica cual es el módulo a usar en la Tabla No. 9.2.

Nota: Es recomendable usar a un 75% los valores máximos de corriente y voltaje de los módulos.

2o. Para calcular el disipador es necesario saber cuanto calor Q_H en watts se va a generar en el lado caliente del módulo así como la temperatura T_H y la temperatura ambiente de donde:

$$Q_H \text{ en watts} = V \times I + Q_1 + 10\% Q_1 = 6V \times 3 \text{ amp} + 6 \text{ watts} + 0.66 \\ = 24.6 \text{ watts}$$

Hay que disipar 24.6 watts. Para el cálculo del disipador es necesario obtener otro dato que es la resistencia térmica θ de donde

$$\theta_{HA} = \frac{T_H - T_A}{P \text{ Total}} \quad (^\circ\text{C/watt}) \quad (9.27)$$

θ_{HA} = Resistencia térmica en $^\circ\text{C/W}$

T_H = Temperatura del lado caliente

T_A = Temperatura ambiente

$P \text{ Total}$ = Potencia total en watts

$$\text{de donde } \theta_{HA} = \frac{40^\circ\text{C} - 24^\circ\text{C}}{24.6 \text{ watts}} = \theta_{HA} = 0.57 \text{ } ^\circ\text{C/w}$$

con este valor y usando las gráficas de los perfiles de la Fig. 9.13 se puede determinar las dimensiones del disipador. Para el perfil No. 5033 y para el valor anterior de θ_{HA} se necesita un disipador que tenga 140mm de longitud. Para el perfil 4745 y el mismo valor de θ se necesita un disipador que tenga una longitud de 130mm, para el perfil 9510 se necesita un disipador de 150 mm de longitud.

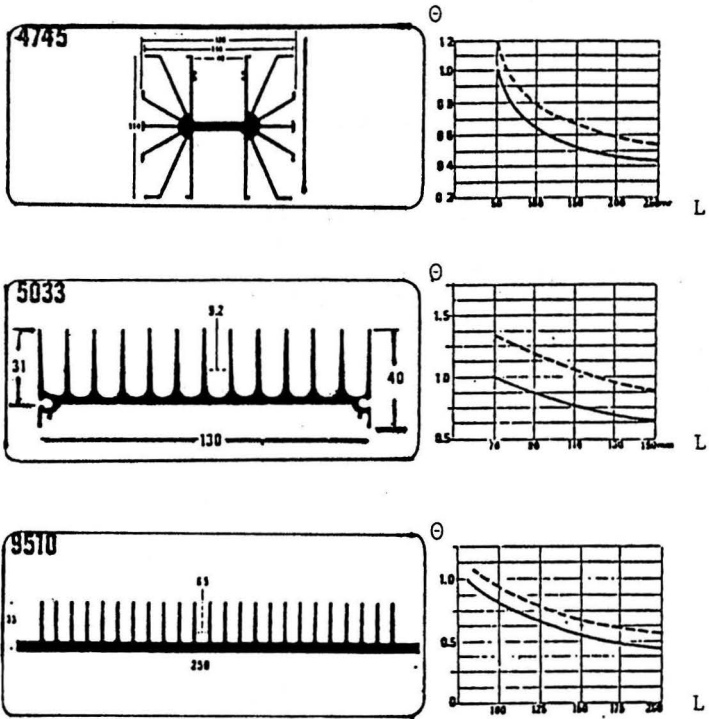


Fig. 9.13 Perfiles de disipadores gráficas de $\theta_{C/W}$ vs. Lmm.

9.8 BIBLIOGRAFIA

- ASHRE HANDBOOK
1981 Fundamentals

- R.L. EICHHOTN
Thermoelectric Refrigeration
(Refrigerating Engineering, June 1958)

- C.J. MOLE AND D.F. MEEUAN
Direct Transfer Thermoelectric Cooling.
(ASHRAE TRANSACTIONS Vol. 70, 1964 p.130).

- DESA Disipadores de Calor

- BORG WARNER STANDAR THERMOELECTRICAL MODULES

- CIENCIA DE LOS MATERIALES Vol. IV
Robert M. Rose, Lawrence Asnepard, John Wulft

- A Primer of Thermoelectric Refrigeration
(Ashrae Journal, August 1959, p. 60) L.A. STAEBLER

- SEMICONDUCTOR THERMOELEMENTS AND THERMOELEMENTS COOLING.
A.F. IOFFE

CAPITULO 10

**METODOS ALTERNATIVOS DE
PRODUCCION DE FRIO**

ISAAC PILATOWSKY FIGUEROA

**LABORATORIO DE ENERGIA SOLAR
INSTITUTO DE INVESTIGACIONES EN MATERIALES**

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

CONTENIDO

NOMENCLATURA

10.0 INTRODUCCION	10.4
10.1 CICLO DE COMPRESION DE GAS SIN CAMBIO DE FASE.	10.4
10.1.1 Ciclo de refrigeración por compresión y expansion con producción de trabajo exterior.	
10.1.1.1. Ciclo Teórico.	
10.1.1.2. Coeficiente de Funcionamiento.	
10.1.1.4. Ciclos Particulares	
10.1.1.4.1 Ciclo Triangular	
10.1.1.4.2 Ciclo de Stirling	
10.1.1.4.2.1 Descripción del ciclo	
10.1.1.4.2.2 Coeficiente de Funcionamiento.	
10.1.2. Ciclo de refrigeración por compresión y expansión sin producción de trabajo exterior.	
10.1.2.1. Tubo de Ranque	
10.1.2.1.1 Coeficiente de Funcionamiento.	
10.1.3 Refrigerantes utilizados en los ciclos de compresión de gas sin cambio de fase.	
10.2 ENFRIAMIENTO POR DESMAGNETIZACION ADIABATICA.	10.17
10.2.1 Principio de funcionamiento.	
10.2.2. Análisis Termodinámico.	
10.3 CICLO DE REFRIGERACION POR EYECCION DE VAPOR.	10.20
10.3.1 Descripción del ciclo.	
10.3.2 Rendimiento termodinámico	
10.3.3 Refrigerantes utilizados	

NOMENCLATURA

A	= Area
A_T	= Equivalente mecánico del calor
B	= Intensidad de inducción magnética
COP	= Coeficiente de operación
C_p	= Calor específico a presión constante
C_v	= Calor específico a volumen constante
H	= Intensidad de campo magnético
P	= Presión
Q	= Cantidad de calor
S	= Entropía
T	= Temperatura absoluta
U	= Energía Interna
V	= Volumen
W	= Trabajo
X	= Susceptibilidad magnética

Letras Griegas

γ	= Relación de calores específicos C_p/C_v
Δ	= Incremento
μ	= Permeabilidad magnética
τ	= Relación de flujo M_G/M_E
η_c	= Rendimiento teórico de Carnot

Subíndices

F_1C	= Fuente fría, fuente caliente
E	= Evaporador
G	= Generador
C	= Condensador

10.0 INTRODUCCION

Existen varios métodos alternativos de producción de frío, que en la mayoría de los casos son modificaciones o derivaciones de los ciclos de refrigeración más utilizados. Sin embargo pueden ser la solución al problema de la refrigeración si se aplican bajo el dominio de operaciones establecidas.

En este capítulo se describen algunos métodos derivados de los ciclos de compresión mecánica, tales como la compresión de gases con o sin producción de trabajo externo, los ciclos de termocompresión como los sistemas de efecto compresión y los ciclos basados en la desmagnetización adiabática de sustancias paramagnéticas.

Estos métodos no han alcanzado un desarrollo industrial importante, debido principalmente a los aspectos tecnológicos, a las eficiencias de conversión y al costo de los equipo. Sin embargo, es importante conocer sus principios de funcionamiento y sus posibilidades de desarrollo.

10.1. CICLO DE COMPRESION DE GAS SIN CAMBIO DE FASE

Este ciclo de refrigeración opera sin cambios de fase y se utilizó mucho antes que los ciclos de compresión de gas, en función si la expansión se desarrolla con o sin producción de trabajo exterior.

10.1.1- Ciclo de refrigeración por compresión de gas y expansión con producción de trabajo exterior.

10.1.1.1 Ciclo teórico.- El ciclo teórico lo podemos trazar en un diagrama presión-volumen (P-V) y consiste en cuatro procesos, figura 10.1.

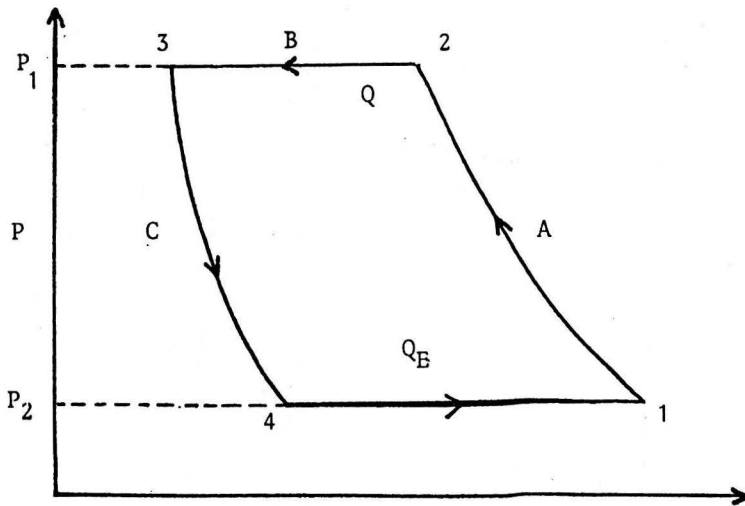


Fig. 10.1 Ciclo teórico de un refrigerador por compresión de gas con producción de trabajo exterior.

- a) un compresor succiona el gas a la presión P_1 y a la temperatura T_1 , para comprimirlo adiabáticamente de (1) a (2) a la presión P_2 y la temperatura T_2 .
- b) el gas sufre un enfriamiento a la presión constante de (2) a (3) durante el cual cede al medio exterior una cantidad de calor Q .
- c) el gas se expande de P_2 a P_1 y el trabajo producido durante la expansión adiabática se puede recuperar en el compresor.
- d) el gas se calienta absorbiendo la cantidad de calor Q_E . Este calor es el efecto refrigerante del refrigerador.

Este mismo ciclo se puede representar en un diagrama Entropía-Temperatura, como lo muestra la fig. 10.2.

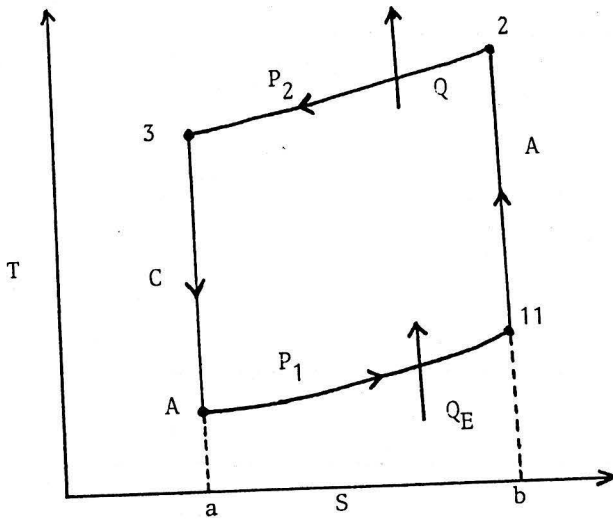


Fig. 10.2 Representación del ciclo de compresión de un gas en un diagrama (S-T).

Temperatura Mínima.

Con el objeto de conocer la temperatura mínima, es necesario conocer la relación de las temperaturas antes y después de la expansión, y utilizando la relación:

$$\left(\frac{T_2}{T_1} \right) = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \quad (10.1)$$

La temperatura T_1 es la más baja que se puede alcanzar partiendo de T_2 y depende de la relación de la expansión (P_2/P_1) y del valor del exponente adiabático $\gamma = C_p/C_v$ que como se conoce en el caso de los gases perfectos no depende de la presión y varía poco con la temperatura.

10.1.1.2. Coeficiente de Funcionamiento (COP).

Si consideramos al gas como perfecto en el dominio del proceso, la cantidad de calor que cede al medio exterior al pasar de (2) a (3) es:

$$Q = C_p (T_2 - T_3) \quad (10.2)$$

que en el diagrama (T-S) corresponde al área (ab23).

De la misma forma, la cantidad de calor absorbida Q_E en el proceso de (4) a (1) es :

$$Q_E = C_p (T_1 - T_4) \quad (10.3)$$

e igual al área (ab14) en el diagrama (T-S).

El trabajo mecánico que es necesario suministrar está dado por la diferencia de los dos calores sensibles Q y Q_E :

$$Q - Q_E = A\tau = C_p [(T_2 - T_3) - (T_1 - T_4)] \quad (10.4)$$

y se representa por el área (1234) del diagrama (T-S).

Con base a lo anterior el coeficiente de funcionamiento (COP) o rendimiento es igual a:

$$COP = \frac{Q_E}{A\tau} \quad (10.5)$$

siendo:

$$COP = \frac{(T_1 - T_4)}{[(T_2 - T_3) - (T_1 - T_4)]} = \frac{1}{[(T_2 - T_3)/(T_1 - T_4)] - 1} \quad (10.6)$$

quedando,

$$COP = \frac{1}{\left(\frac{T_2}{T_1}\right) \left[\frac{1 - (T_3/T_2)}{1 - (T_4/T_1)} - 1\right]} \quad (10.7)$$

Con base a la relación en temperaturas:

$$\left(\frac{T_2}{T_1} \right) = \left(\frac{T_3}{T_4} \right) = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \quad (10.8)$$

y por consecuencia

$$\left(\frac{T_3}{T_2} \right) = \left(\frac{T_4}{T_1} \right) \quad (10.9)$$

y finalmente

$$\text{COP} = \frac{1}{\frac{T_2}{T_1} - 1} = \frac{1}{\left(\frac{T_3}{T_4} \right) - 1} = \frac{1}{\left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right]}$$

10.1.1.4 Ciclos Particulares.

Como ciclos particulares de compresión de gas se tienen el ciclo triangular y el ciclo de Stirling.

10.1.1.4.1 Ciclo Triangular. Con el objeto de mejorar el ciclo de compresión y expansión con trabajo exterior, es factible realizar una compresión isotérmica y obtener un ciclo como el representado en un diagrama (T-S) de la figura 10.3.

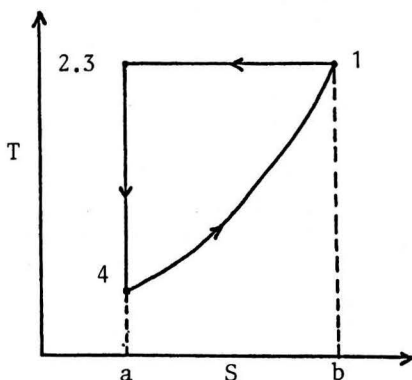


Fig. 10.3 Ciclo triangular de una compresión y expansión de un gas con trabajo exterior

En este caso, el calor absorbido Q_E es:

$$Q_E = C_p (T_1 - T_4) \quad (10.11)$$

e igual al area A_1 (a 41b) en el diagrama (T-S).

El trabajo suministrado al gas es igual a:

$$A_2(a21b) - A_1(a41b) = A_p(412) \quad (10.12)$$

siendo igual a:

$$A\tau = C_p [T_1 \log T_1/T_4 - (T_1 - T_4)] \quad (10.13)$$

siendo el COP igual a:

$$\text{COP} = \frac{Q_E}{A\tau} = \frac{T_1 - T_4}{[T_1 \log T_1/T_4 - (T_1 - T_4)]} \quad (10.14)$$

Si suponemos que:

$$\log \frac{T_1}{T_4} \cong 2 \left(\frac{T_1/T_4 - 1}{T_1/T_4 + 1} \right) \quad (10.15)$$

Se obtiene

$$\text{COP} \cong - \frac{\left(\frac{T_1}{T_4} \right) + 1}{\left(\frac{T_1}{T_4} \right) - 1} \quad (10.16)$$

En el caso del ciclo triangular es posible el uso de muchos ciclos en serie para la producción de bajas temperaturas. Este ciclo en cascada está representado en el diagrama de la figura 10.4.

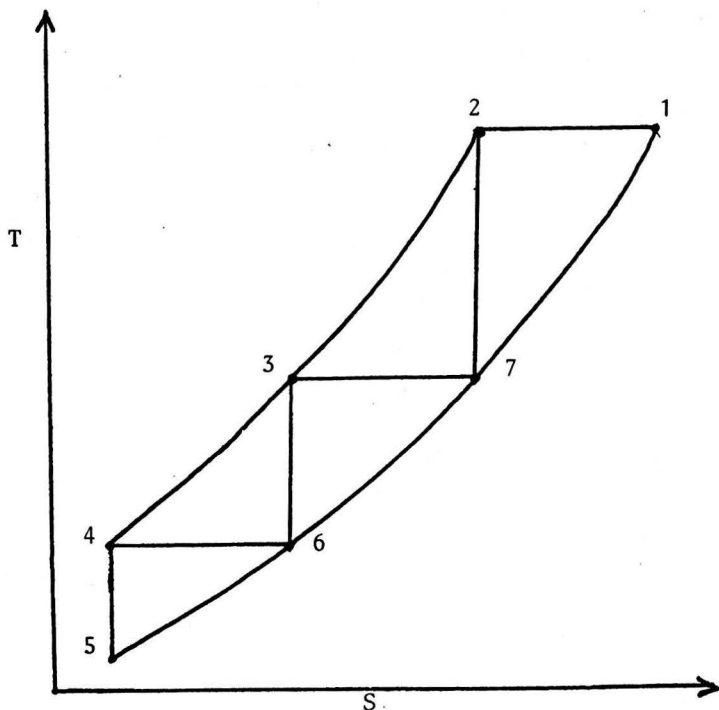


Fig.10.4 Ciclo en cascada de ciclos triangulares para la producción de bajas temperaturas.

10.1.1.4.2 Ciclo de Stirling.

El ciclo de Stirling es un ciclo de producción de energía, sin embargo, se puede invertir y producir bajas temperaturas. Estos refrigeradores fueron construidos por la compañía holandesa Phillips, utilizando como fluidos refrigerantes el hidrógeno o el helio. Estas máquinas trabajan en un dominio de presiones máximas entre 16 y 35 atm.

10.1.1.4.2.1 Descripción del ciclo.

El ciclo de Stirling para la producción de frío contiene dos isotermas (1-2), (3-4) y dos isocoras (1-4), (2-3) lo muestra la figura 10.5. Para la compresión se cuenta con un cilindro que contiene un regenerador de calor. La parte del cilindro a la derecha del generador se mantiene a la temperatura de fuente caliente T_c y la parte izquierda a la temperatura de fuente fría T_f a la cual se efectúa la producción de frío Q_E (fig.10.6).

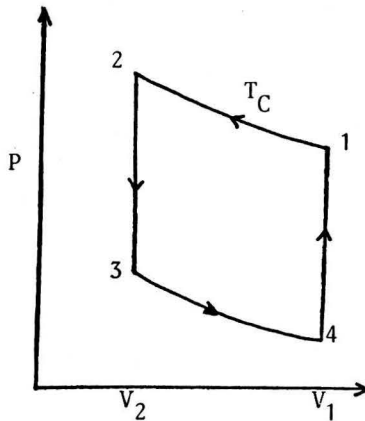


Fig. 10.5 Ciclo Stirling para un refrigerador a compresión de gas

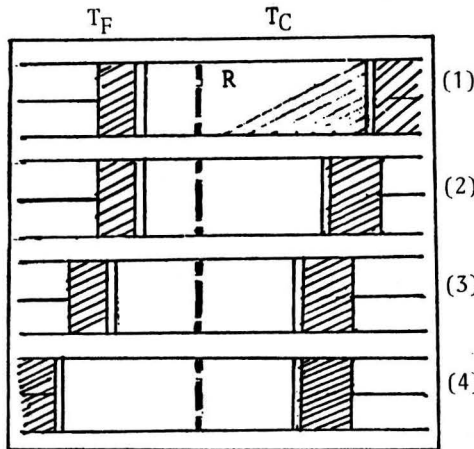


Fig.10.6 Desplazamiento teórico de los pistones en un ciclo de Stirling.

De acuerdo a la figura 10.6, de la posición 1 a la posición 2, el gas sufre una compresión isotérmica a la temperatura T_C , en el desplazamiento de derecha a izquierda del pistón derecho y de 2 a 3, se enfría a volumen constante de T_C a T_F , intercambiando calor con el regenerador por medio de un desplazamiento de derecha a izquierda de los dos pistones. La presión desciende en la relación de las temperaturas absolutas T_F a T_C . De (3) a (4) el gas se expande a la temperatura constante T_F absorbiendo calor del medio ambiente, de acuerdo al desplazamiento de derecha a izquierda del pistón izquierdo. Inmediatamente se regresa a la posición (1) por un desplazamiento de izquierda a derecha de los dos pistones, de tal manera que el volumen permanece constante y que el gas retome del generador el calor cedido en el trayecto 2-3. La presión alcanza el valor P_1 y la temperatura T_C y se inicia un nuevo ciclo. Este ciclo se describió en detalle en el capítulo 8.

10.1.1.4.2.2 Coeficiente de Funcionamiento (COP).

La cantidad de calor intercambiado con la fuente caliente es:

$$Q_C = ART_C \log (V_1/V_2) \quad (10.17)$$

y con la fuente fría:

$$Q_E \cong ART_F \log (V_1/V_2) \quad (10.18)$$

y el trabajo suministrado

$$\Delta\tau = Q_C - Q_E = \Delta R (T_C - T_F) \log (V_1/V_2) \quad (10.19)$$

y el COP

$$\text{COP} = \frac{Q_E}{\Delta\tau} = \left(\frac{T_C}{T_C - T_F} \right) \quad (10.20)$$

Como se puede observar se obtiene la misma ecuación que para el ciclo de Carnot.

En cuanto al desplazamiento relativo de los pistones, este no puede ser como el teórico descrito, ya que se trata realmente de desplazamientos senosoidales desacoplados. Bajo estas condiciones el ciclo real tiene la forma que se representa en la figura 10.7.

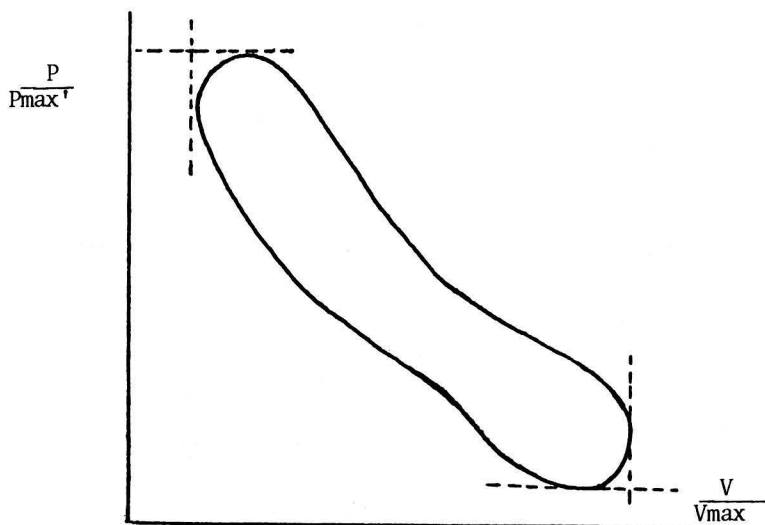


Fig. 10.7 Representación de un ciclo real, funcionando de acuerdo a un ciclo teórico de Stirling.

Cabe mencionar que el ciclo de Stirling se adapta bien a la producción de frío en un dominio de temperaturas entre -50 y -200°C , como se describió en el Capítulo de Criogenia. En cuanto al rendimiento se observan valores máximos de COP entre el 40 y 42% para un dominio de temperaturas entre -130 y 140°C .

10.1.2 Ciclo de Compresión y Expansión sin Producción de Trabajo exterior.

En este caso el ciclo teórico tiene la misma representación sobre un diagrama (P-V) que el ciclo con producción de trabajo exterior, no siendo la misma representación sobre un diagrama (T-S), debido a que en el ciclo de compresión sin producción de trabajo la expansión no es paralela al eje de la temperatura, siendo una transformación isentalpica en lugar de una isentrópica, como lo muestra la figura 10.8.

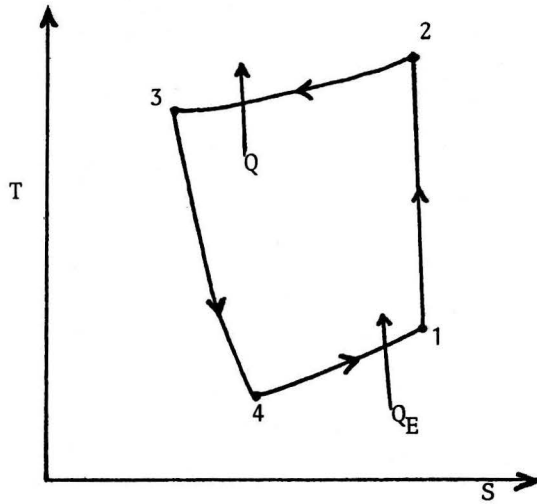


Fig. 10.8 Ciclo Teórico de Compresión sin Producción de Trabajo exterior.

Durante la expansión la energía interna del gas sufre una transformación

$$\Delta U = U_1 - U_2 = \Delta (P_1 V_1 - P_2 V_2) \quad (10.21)$$

como la entalpía es:

$$H = U + \Delta P V \quad (10.22)$$

Se deduce que:

$$H_1 = H_2 \quad (10.23)$$

Pero, en el caso de un gas perfecto

$$H = C_p T + \text{constante} \quad (10.24)$$

de tal manera que la expansión sin producción de trabajo exterior es también una transformación isotérmica.

Sin embargo, en el caso de los gases reales, la expansión se acompaña de un cambio de temperatura llamado el efecto Joule-Thomson, el cual corresponde comunmente a un descenso en la temperatura, pero que en algunos casos a una elevación, los dos dominios de estos fenómenos están separados por el llamado punto de inversión.

Como se puede apreciar este ciclo está basado en el efecto Joule-Thomson, y por lo general sólo se aplica en la licuefacción de gases llamados permanentes.

10.1.2.1. El Tubo de Ranque.

Observaciones hechas por F. G. Ranque en 1933 al expandir el aire a 7 atm., y 20°C en un tubo provisto con un diafragma por medio de una tubería perpendicular al eje y tangente a la sección derecha del tubo, se obtuvo en una extremidad aire a una temperatura superior a 20°C (T_C) y en la otra extremidad aire a una temperatura inferior (T_F) a la temperatura de Joule-Thomson, fig.10.9 en este experimento la diferencia de temperaturas entre los extremos fué de 70°C y la temperatura mínima observada de -12°C .

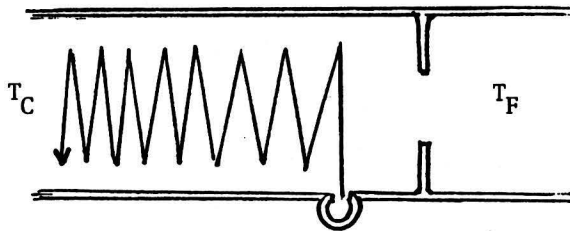


Fig.10.9 Representación del tubo de Ranque.

Posteriormente estudios realizados por Hilch establecieron parametros como presión y dimensionamiento del tubo, observando temperaturas mínimas de -40°C .

Ha sido difícil explicar todos los fenómenos asociados y establecer una teoría, aunque se ha propuesto que si la expansión se desarrolla en un campo de fuerzas creadas por la rotación del gas en el tubo, habría estratificación de capas calientes y frías que se separan por medio del diafragma del lado frío (T_c). Sin embargo lo anterior no explica todos los fenómenos observados.

10.1.2.1.1 Coeficiente de Funcionamiento (COP)

Si sólo se considera la producción de frío Q_E y no de la producción de calor, el coeficiente de eficiencia (COP) es:

$$\text{COP} = \frac{Q_E}{\Delta\tau}$$

Este coeficiente es bastante bajo y por esta condición no podría subsistir a ningún otro método.

Por lo anterior su aplicación esta muy limitada a casos particulares en donde se dispone de cantidades muy grandes de gas disponibles a presiones elevadas como en el caso de los yacimientos petroleros y cuya industria es gran consumidora de frío. En este caso este método resulta ser un medio fácil y económico por la simplicidad de construcción y siendo rentable para la producción de pequeñas potencias frigoríficas.

10.1.3 Refrigerantes utilizados en los ciclos de compresión de gas sin cambio de fase.

Los refrigerantes utilizados en los refrigeradores por compresión y expansión sin cambio de fase son los llamados gases permanentes, siendo el más utilizado el aire ya que es fácil su empleo, si se toma la precaución de deshidratarlo y porque es gratuito. También se usa el nitrógeno, hidrógeno y el helio.

La selección entre un ciclo de compresión con cambio y sin cambio de fase es el valor del COP y hay que considerar las propiedades físicas que intervienen en los cálculos de la transferencia de calor, ya que las dimensiones de los intercambiadores influyen sobre el precio de estos refrigeradores.

10.2 ENFRIAMIENTO POR DESMAGNETIZACION ADIABATICA

Las máquinas que operan bajo este principio producen temperaturas cercanas al cero absoluto.

En el caso de la vaporización del helio bajo vacío es posible alcanzar temperaturas del orden de 0.7°K . Actualmente es posible obtener temperaturas de 0.0012°K por medio de la desmagnetización adiabática normal y cerca de 15 millonésimas por arriba del cero absoluto si se actúa sobre el momento magnético de los núcleos atómicos en lugar de actuar solamente sobre los electrones.

10.2.1 Principio de funcionamiento

El principio del crióstato magnético está basado en el tipo utilizado por Leyde. El equipo cuenta con dos polos magnéticos (1) entre los cuales se encuentra un recipiente B que se llena de helio líquido (3) y además contiene una sustancia paramagnética suspendida sujeta a vacío (4).

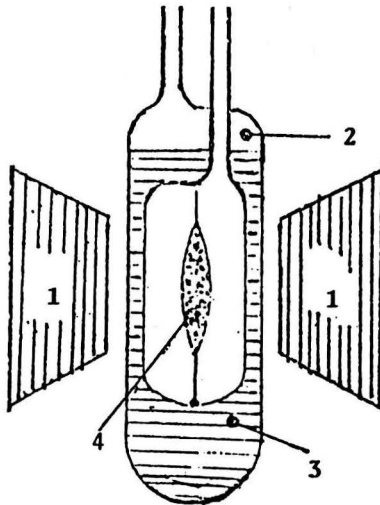


Fig. 10.10 Diagrama de un crióstato magnético.

El funcionamiento consiste en colocar una sustancia paramagnética en un campo del orden de 25,000 oersteds. La desmagnetización provoca una disipación de calor en la sal. El hecho de mantener el recipiente interior bajo presión relativa de helio gaseoso permite que este calor se transfiera hacia el helio líquido que se vaporiza parcialmente. Por el contrario, cuando se hace vacío en el recipiente interior evacuado el helio, la sustancia paramagnética está por así decirlo aislada casi perfectamente.¹ Si se suprime el campo magnético, se produce una desmagnetización que provoca la caída de temperatura.

Las sustancias más utilizadas en los criostatos magnéticos son: sulfato de gadolino ($GdSO_4$) y diferentes alumbres como $Fe(NH_4)(SO_4)_2 \cdot 12 H_2O$, $Mn(NH_4)_2(SO_4)_2 \cdot 12H_2O$; $KCr(CO_4)_2 \cdot 12H_2O$ y también $Ce_2Mg_3(NO_3)_{12} \cdot 24 H_2O$.

10.2.2 Análisis Termodinámico.

Toda sustancia al colocarla en un campo magnético de intensidad H , se produce una inducción magnética de intensidad B tal que:

$$B = \mu H \quad (10.25)$$

siendo μ la permeabilidad magnética. Si suponemos que $\mu = 1$ en el vacío, entonces $\mu > 1$ en un cuerpo paramagnético, esto significa que las líneas de fuerza se concentran y $\mu < 1$ en las sustancias diamagnéticas, es decir que las líneas de fuerza se separan.

Con el objeto de hacer variar dB a una temperatura constante, es necesario aplicar un trabajo por unidad de volumen a la inducción de la sustancia que ha sido colocada en un campo cuya intensidad es H , tal como:

$$d\tau = \left(-\frac{H}{4}\pi\right) dB \quad (10.26)$$

¹ En el capítulo (Criogenia) se explicó ampliamente las propiedades magnéticas de las sustancias y su clasificación. En el caso de la producción de bajas temperaturas utilizando la desmagnetización se usan como se ha mencionado sustancias paramagnéticas, que cuando se colocan en un campo magnético no uniforme estas sustancias se desplazan en el sentido de los campos crecientes. En un campo magnético uniforme las sustancias paramagnéticas se desplazan en el sentido de las líneas de fuerza.

De acuerdo al 2° Principio de la Termodinámica:

$$TdS = dV + PdV \quad (10.27)$$

si se considera la inducción magnética:

$$TdS = dV + PdV - \left(\frac{H}{4} \pi\right) dB \quad (10.28)$$

Como en la mayoría de los casos las sustancias son sólidas, la variación de volumen se puede despreciar, reduciéndose la ecuación anterior a:

$$TdS = dV - \left(\frac{H}{4} \pi\right) dB \quad (10.29)$$

Como la entropía (S) es una función de estado del sistema, la diferencial (dS) es exacta y:

$$dS = \left(\frac{\delta S}{\delta T}\right) dT + \left(\frac{\delta S}{\delta H}\right)_T dH \quad (10.30)$$

Pero:

$$\left(\frac{\delta S}{\delta T}\right)_H = \frac{C_H}{T} \quad (10.31) \quad \text{y} \quad \left[\delta\left(\frac{\delta S}{\delta H}\right)_T\right] = \left(\frac{\delta B}{\delta T}\right)_H \quad (10.32)$$

Estas igualdades se calculan cuando se seleccionan las variables V_1 , P y V. Por consecuencia C_H es el calor específico cuando el campo magnético es constante.

$$dS = C_H \left(\frac{dT}{T}\right) + \left(\frac{\delta B}{\delta T}\right)_H d\left(\frac{H}{4\pi}\right) \quad (10.33)$$

En un proceso reversible $dS = 0$

$$\left[\delta\left(\frac{\delta T}{\delta H}\right)_S\right] = -\left(\frac{T}{C_H}\right) \left(\frac{\delta B}{\delta T}\right)_H \quad (10.34)$$

Por otro lado

$$B = \mu H = (1 + 4 \pi X) H \quad (10.35)$$

siendo X la susceptibilidad magnética del cuerpo de donde:

$$B = [1 + (4\pi c/T)] H \quad (10.36)$$

y por consecuencia

$$\left(\frac{\delta B}{\delta T}\right)_H = -4 \pi \frac{HC}{T^2} \quad (10.37)$$

y se obtiene finalmente

$$\left(\frac{\delta T}{\delta H}\right)_S = \left(\frac{HC}{C_H}\right) \left(\frac{1}{T}\right) \quad (10.38)$$

La ecuación muestra que cuando el cuerpo esta desmagnetizado ($\delta H < D$) se enfría y este enfriamiento será más grande si; el campo H es mas elevado, si la temperatura es mas baja y si el calor específico C_H es más pequeño.

10.3. CICLO DE REFRIGERACION POR EYECCION DE VAPOR

Este método es un caso particular de la compresión de vapor con cambio de fase, en la cual el vapor del refrigerante es succionado y comprimido por un fluido "motor" hasta la presión de condensación.

El fluido "motor" deberá ser una sustancia con un peso molecular lo más elevado posible, sin embargo, por cuestiones prácticas este fluido es casi siempre el mismo fluido refrigerante.

10.3.1 Descripción del ciclo.

Un ciclo de eyección de vapor consiste de un generador de vapor, un eyecto-compresor, un condensador, un evaporador y una bomba para realimentar al generador de condensados.

La máquina frigorífica a eyecto compresión está constituida básicamente por dos circuitos térmicos a) uno llamado motor o caliente, el cual succiona o comprime el fluido del circuito frío por medio de un eyector. La integración de un condensador a la salida del eyector asegura la licuefacción total antes de su separación. En el generador se vaporiza el refrigerante mediante la aplicación de calor. b) un circuito frío, el cual consta de una válvula de expansión y un evaporador de acuerdo a la figura 10.11.

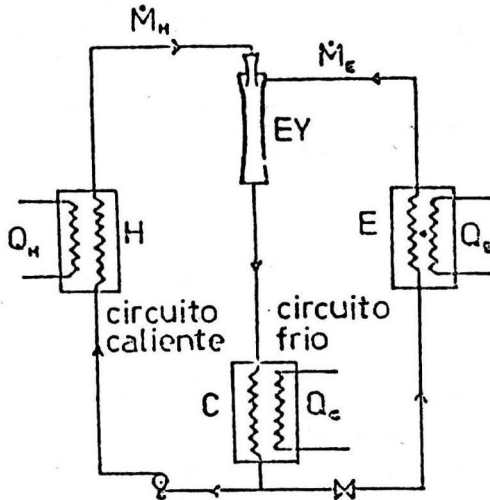


Fig. 10.11 Representación del ciclo de un refrigerador a eyecto-compresión

Estos ciclos térmicos los podemos representar en un diagrama de Mollier, fig. 10.12 Sobre este diagrama el ciclo del fluido frío está representado por lo puntos (1-2-3-4), de acuerdo a las siguientes transformaciones: a) aumento de

entropía debido al mezclado de los fluidos en el eyector (1-2), b) compresión isoentrópica en el divergente de la segunda tobera del eyector (2-3), c) condensación isobárica en el condensador (3-4), expansión isoentálpica (4-5) y una evaporación isobárica (5-1).

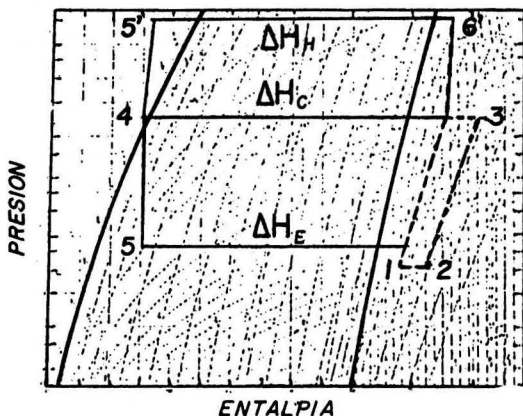


Fig. 10.12 Representación del ciclo de eyecto-compresión en un diagrama de Mollier.

El ciclo del fluido caliente está representado en la misma figura por los puntos (1-2-3-4-5'-6'). Las transformaciones (1-2), (2-3) y (3-4) son idénticas a las que ocurren en el fluido frío, traduciéndose en un aumento de la entropía ocasionado por el mezclado, compresión en el eyector y la subsecuente condensación. Las transformaciones características del circuito son: compresión por bombeo o desnivel (4-5'), evaporación isobárica en el generador (5'-6') y expansión en la primera tobera del eyector. Tanto el fluido del circuito frío como del caliente y la parte común a ambos tienen cada uno un flujo propio.

10.3.2 Rendimiento termodinámico.

El rendimiento teórico referido a un ciclo de Carnot para una máquina de termocompresión, se puede expresar de la misma forma que para la máquina de absorción.

$$\eta_c = \left(\frac{T_E}{T_G} \right) \left(\frac{T_G - T_C}{T_C - T_E} \right) \quad (10.39)$$

en donde T_E , T_G y T_C , representan las temperaturas termodinámicas de evaporación, generación y condensación.

El rendimiento térmico (COP) se determina por medio de la relación:

$$\text{COP} = \frac{Q_E}{Q_G + W} = \frac{M_E \Delta H_E}{M_G \Delta H_G + W} \quad (10.40)$$

en donde M_E , M_G , ΔH_E y ΔH_G representan los flujos del circuito frío y caliente, el cambio de entalpia en el evaporador y en el generador, respectivamente. Como se puede apreciar en la ecuación, la relación de flujos, definida por:

$$\tau = \dot{M}_G / \dot{M}_E \quad (10.41)$$

influye en el rendimiento del ciclo termodinámico

$$\text{COP} = \frac{1}{\tau} \left(\frac{\Delta H_E}{\Delta H_G} \right) \quad (10.42)$$

10.3.3. Refrigerantes utilizados en el ciclo de eyecto-compresión.

El fluido frigorífico más frecuentemente usado es el agua, sin embargo se han realizado experiencias utilizando fluidos derivados de los clorofluorocarbonados, como el R-11, R-12 y R-114.

Métodos de Producción de Frío, consta de 1,000 ejemplares y se terminó de imprimir en los Talleres de **Lito Roda, S.A. de C.V.**, Calle La Escondida No. 2, Col. Volcanes, México, D.F. Abril 1993.