



7/1/10
UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

IMPRESO EN MÉXICO
ESTABLECIMIENTO LA UNAM

**DISEÑO DE UN ULTRACONGELADOR
DE UNA ETAPA DE
COMPRESIÓN MECÁNICA**

**TESIS PROFESIONAL
QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA**

P R E S E N T A

GABRIEL ASCANIO GASCA

DIRECTOR:

ING. HUMBERTO ANTONIO CASTRUITA VARGAS

CIUDAD UNIVERSITARIA, D. F.

1988



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

CONTENIDO

CONTENIDO	1
INTRODUCCION	iv
1. <u>SISTEMAS DE REFRIGERACION</u>	1
Refrigeración por compresión mecánica de vapores	1
Refrigeración por absorción	3
Refrigeración por adsorción	6
Refrigeración termoelectrica	9
Criogenia	13
Ultrabajas temperaturas	18
2. <u>CICLO DE REFRIGERACION POR COMPRESION DE VAPOR</u>	21
CICLO TEORICO DE REFRIGERACION	21
Potencia teórica	24
Coeficiente de funcionamiento	25
Efecto de la temperatura de succión en la eficiencia del ciclo	25
Efecto de la temperatura condensante en la eficiencia del ciclo	27

CICLO REAL DE REFRIGERACION	28
Efecto del sobrecalentamiento en el vapor de succión	29
Sobrecalentamiento sin aprovechamiento del enfriamiento	30
Sobrecalentamiento con aprovechamiento del enfriamiento	31
Sobrecalentamiento en la tubería de succión fuera del espacio refrigerado	32
Sobrecalentamiento del vapor dentro del espacio refrigerado	32
Efecto del subenfriamiento del líquido	33
Cambiadores de calor succión-líquido	35
Efecto de las pérdidas de presión debidas a la fricción	38
3. <u>SELECCION DEL REFRIGERANTE</u>	41
Características importantes de los refrigerantes	41
Parámetros de selección del refrigerante	46
Identificación de refrigerantes por número	46
Seguridad de los refrigerantes	47

Refrigerantes empleados en equipos de ultrabajo temperatura de una etapa	48
Selección del refrigerante	51
Condiciones finales de diseño	54
<u>4. DISEÑO Y SELECCION DE LOS COMPONENTES DEL SISTEMA DE REFRIGERACION .</u>	<u>55</u>
a. Estimación de la carga de enfriamiento	56
b. Diseño y selección de la parte mecánica	61
c. Selección del elemento de control de flujo	74
d. Sistema eléctrico	80
e. Accesorios	86
CONCLUSIONES	89
APENDICE	91
Diagrama y tabla de R-12	92
Diagrama y tablas de R-22	94
Diagrama y tabla de R-502	99
Tabla de propiedades termofísicas	101
Simbología	103
Factores de conversión	105
BIBLIOGRAFIA	106

INTRODUCCION

Dentro del campo de investigaciones biomédicas los ultracongeladores son muy empleados para llevar a cabo algunos experimentos en los se requiere congelar muestras. Hoy en la actualidad, en México no se ha desarrollado una tecnología para la construcción de estos equipos y por tanto deben ser importados a un alto precio. El objetivo principal de este trabajo es presentar el desarrollo de un refrigerador de ultrabaja temperatura de una etapa de compresión mecánica, que trabaje a una temperatura de -50°C dentro de su espacio refrigerado.

Las aplicaciones de la refrigeración a sistemas biológicos pueden ser clasificadas como de investigación, preservación a temperaturas convencionales o ultrabajas, congelación seca y de aplicaciones clínicas.

Sangre, tejidos y virus son almacenados a temperaturas medias y bajas. Sin embargo, el almacenamiento de la sangre está regulado por los procedimientos de los Institutos Nacionales de Salud, los cuales permiten que la sangre sea almacenada sin congelarse a 4°C por un máximo de 21 días, manteniéndola en anticoagulante ACD (ácido-citrato-dextrosa) y por un período de 28 días con anticoagulante CPD (citrato-fosfato-dextrosa). El plasma sanguíneo debe mantenerse congelado a temperaturas alrededor de los -20°C durante un año aproximadamente. Los refrigeradores de los bancos de sangre deben de tener equipo de circulación forzada de aire, un seguro y sensible termostato, sistema de alarma, y un termómetro grabador.

En términos generales es recomendable la congelación rápida de algunos productos como tejidos y virus en el rango de temperaturas de -20 a -40°C , para evitar que las células de estos puedan descomponerse. Tipos especiales de refrigeración son necesarios para producir y mantener tales temperaturas. En tales casos debe incrementarse el espesor de aislante del sistema. Pueden emplearse equipos de una o dos etapas de refrigeración, empleando refrigerantes de halocarbón con el R-12 y el R-22 y en algunos casos es posible emplear el amoniaco.

Respecto a distribución de este trabajo, el escrito se encuentra dividido en cuatro capítulos.

En el primer capítulo llamado "Sistemas de Refrigeración" se describen en forma breve los sistemas de refrigeración comunmente empleados, como son la refrigeración por compresión mecánica de vapores, refrigeración por absorción y adsorción, la refrigeración termoeléctrica, la producción

de muy bajas temperaturas, los cuales reciben el nombre de criogénicos y por último las técnicas y aparatos empleados para realizar experimentos desde 10 K hasta casi el cero absoluto.

En el segundo capítulo de este trabajo se presenta el ciclo de refrigeración por compresión mecánica de vapores con más detalle, dividiéndolo para su estudio en dos partes: ciclo teórico y real de refrigeración. En el primero se describen los procesos que se llevan a cabo en el ciclo, los parámetros más importantes que se pueden obtener de dicho ciclo, así como algunos factores que modifican la eficiencia del ciclo. En la segunda parte se dan a conocer los efectos que diferencian al ciclo teórico del real, como el sobrecalentamiento del vapor de succión dentro y fuera del espacio refrigerado, el subenfriamiento del líquido saliendo del condensador, el empleo de intercambiadores de calor para mejorar la capacidad refrigerante de un sistema, las pérdidas de presión en el sistema, etc..

En el tercer capítulo llamado "Condiciones de Diseño" se dan conocer las características más importantes de los refrigerantes como la miscibilidad, potencia frigorífica, la densidad, toxicidad entre otros y se describen brevemente las características más importantes de los refrigerantes 12, 13, 22, 502 y 503. Al final de este capítulo se lleva a cabo la selección del refrigerante mediante los parámetros indicados, basados en la condiciones de operación de un ciclo teórico. Una vez seleccionado el refrigerante quedarán establecidas las condiciones finales del ciclo de refrigeración del sistema, considerando que dicho ciclo presenta sobrecalentamiento y subenfriamiento, pero no se consideran las caídas de presión dentro del sistema por ser estas muy pequeñas.

En el cuarto capítulo "Diseño y selección de los componentes del sistema de refrigeración se presenta el principal objetivo de esta tesis que es el diseño y selección de las partes del sistema de refrigeración del ultracongelador. Para esto primeramente se proponen las dimensiones y materiales de las paredes del espacio refrigerado y partiendo de esto se obtiene la carga de calor debida a la ganancia por las paredes, el calor de los productos a refrigerar y los envases que los contienen y el calor debido al volumen del aire contenido dentro del espacio refrigerado. Posteriormente se realiza la selección de la unidad de condensación, tomando en cuenta las condiciones de ciclo establecidas en el capítulo anterior y considerando las eficiencias que deben aplicarse cuando se trabaja con ultrabajas temperaturas. Una vez que se ha seleccionado el compresor y el condensador se diseña el evaporador y se selecciona el control de flujo de refrigerante del sistema.

CAPITULO 1

SISTEMAS DE REFRIGERACION

ANTECEDENTES

En este capítulo se describen brevemente los sistemas de refrigeración comúnmente empleados para trabajar con temperaturas altas, medias, bajas y ultrabajas.

Los sistemas de refrigeración a tratar son el de compresión mecánica de vapores, absorción, adsorción, refrigeración termoeléctrica, criogenia y sistemas de ultrabajas temperaturas.

REFRIGERACION POR COMPRESION MECANICA DE VAPORES

En la actualidad la refrigeración por compresión mecánica de vapores es el método más utilizado. Dicho método se caracteriza por:

- a) La energía se suministra en forma de trabajo mecánico mediante un compresor.
- b) Se aprovechan las propiedades de los cambios de fase líquido-vapor.

El ciclo de refrigeración por compresión mecánica de vapores está compuesto de cuatro procesos fundamentales que son:

- 1) Compresión
- 2) Condensación
- 3) Control de flujo y
- 4) Evaporación

Los equipos necesarios para llevar a cabo dicho ciclo son:

- 1) Compresor
- 2) Condensador
- 3) Válvula de expansión o tubo capilar y
- 4) Evaporador

Dichos equipos se encuentran interconectados mediante líneas de tuberías que comprenden:

- Línea de succión (conecta la salida del evaporador con la entrada al compresor).
- Línea de descarga (conecta la salida del compresor con la entrada del condensador).
- Línea de líquido (conecta la salida del condensador con el dispositivo de control de flujo).

A continuación se presenta un diagrama de flujo de un sistema de refrigeración por compresión y su correspondiente representación en un diagrama T-s.

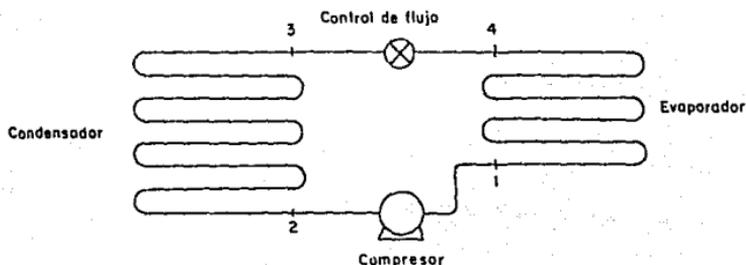


Fig.1-1 Diagrama de flujo de un sistema de refrigeración por compresión.

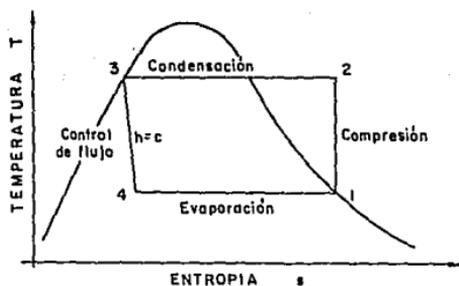


Fig.1-2 Representación en un diagrama T-s de un sistema de refrigeración por compresión.

Se puede observar en el diagrama T-s, que idealmente la refrigeración por compresión se compone de los siguientes procesos:

- 1-2 Compresión adiabática (entropía constante)
- 2-3 Disipación de calor a presión constante (condensación)
- 3-4 Estrangulación adiabática a entalpia constante (control de flujo de refrigerante)
- 4-1 Absorción de calor a presión constante (evaporación)

Para completar este 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 se llama "refrigerante".

REFRIGERACION POR ABSORCION

Un método diferente de mover calor (o refrigerar) se llama ciclo de refrigeración por absorción.

La operación del sistema de absorción depende de dos factores: un refrigerante (agua) que hierve o se evapora a una temperatura inferior a la del líquido que se enfría y un absorbente (bromuro de litio) que tiene gran afinidad con el refrigerante.

Todos los sistemas de absorción incorporan cuatro componentes básicos que son:

- 1) Evaporador
- 2) Absorbedor
- 3) Generador
- 4) Condensador

EVAPORADOR

La función del evaporador es enfriar un líquido para usarlo en un proceso de refrigeración o en un sistema de aire acondicionado.

ABSORBEDOR

El vapor refrigerante del evaporador pasa por los eliminadores, los cuales retiran cualquier líquido refrigerante arrastrado. El bromuro de litio puede absorber vapor de agua más fácilmente si su área superficial se incrementa.

El calor que se genera en el absorbedor se denomina calor de absorción, el cual es retirado por agua de condensación, que fluye a través de los tubos del absorbedor.

GENERADOR

La solución diluida en el fondo del absorbedor se bombea al generador localizado en la carcasa y fluye sobre el exterior de los tubos calientes del generador. El vapor o agua caliente en el generador sube la temperatura de la solución al punto de ebullición y evapora una parte del refrigerante y la solución concentrada de bromuro de litio retorna al absorbedor para ser reusada.

CONDENSADOR

En la carcasa superior se mantiene una presión, que es con la que se logra que el refrigerante se condense. Se utiliza agua de condensación la cual después de pasar por los tubos del absorbedor fluye al interior de los tubos del condensador. El refrigerante condensado fluye por la gravedad y presión diferencial por un orificio, al evaporador. Este refrigerante más el recirculado por la bomba de refrigerante se distribuye sobre los tubos del evaporador para completar el ciclo refrigerante.

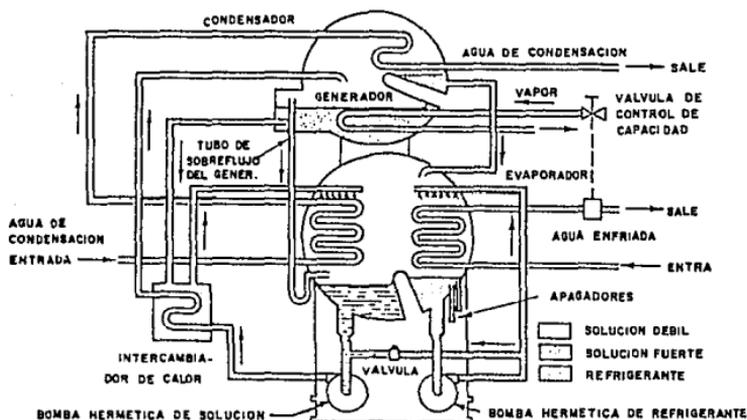


Fig.1-3 Ciclo de absorción de bromuro de litio
(Carrier compañía de aire acondicionado)

Existe otro sistema de refrigeración por absorción de vapor, este es el sistema de amoníaco y agua. En dicho sistema, el amoníaco es el refrigerante (R) y el agua es el portador (P). El vapor de amoníaco es absorbido por el agua en estado líquido. La figura siguiente muestra un sistema de refrigeración amoníaco-agua.

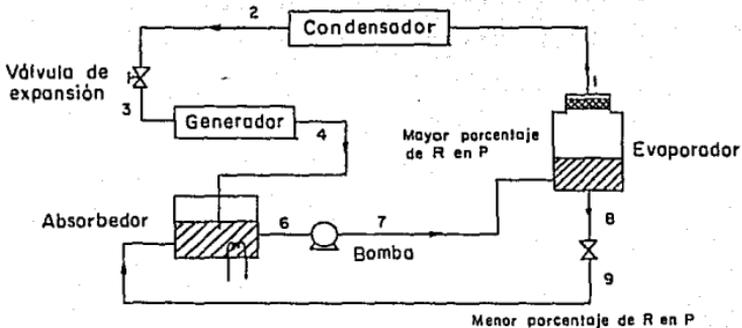


Fig. I-4 Sistema de refrigeración por absorción.

Dicho esquema no incluye otros elementos que se encuentran en un sistema real, como el rectificador y el cambiador de calor.

Se puede observar que la bomba sustituye al compresor para cambiar el nivel de presión en el sistema.

El proceso del sistema amoníaco-agua es el siguiente: el amoníaco sale del generador en el estado 1 en forma de vapor saturado y seco correspondiente a la presión mayor del ciclo. Después el amoníaco se licúa en el condensador y sale como líquido saturado, estado 2; luego pasa por una válvula de expansión (o estrangulamiento) donde la presión se reduce a la presión menor del ciclo y sale en el estado 3. El amoníaco pasa por el evaporador, absorbiendo calor de los alrededores, para salir en forma de vapor saturado en el estado 4. Este vapor frío entra luego en el absorbedor, donde se mezcla con una solución acuosa caliente y es condensado y absorbido. El calor de reacción es positivo en el caso del amoníaco, de modo que debemos colocar un cambiador de calor en el absorbedor con el fin de enfriar dicha solución caliente mejorando así su capacidad de absorción y retirando la entalpía de condensación y el calor de reacción. Esta solución acuosa (solución fuerte) con un alto porcentaje de amoníaco (R) en el agua (P), sale del absorbedor en el estado 6 y entra a la bomba, de donde sale a una presión mayor (estado 7). La mezcla fría de alta presión entra al generador, donde se agrega calor para extraer de la solución el amoníaco. Este último sale en forma de vapor saturado en el estado 1. Parte del líquido caliente, que ahora presenta un bajo porcentaje de amoníaco (solución débil), sale del generador en el estado 8, y reduce su presión pasando por la válvula, para salir en el

estado 9. La solución acuosa caliente entra después al absorbedor.

Un sistema de refrigeración por absorción de amoníaco que elimina el uso de bombas u otro tipo de partes móviles es el proceso de absorción Electrolux-Servel. La presión del gas es uniforme en todo el sistema sellado hermeticamente; la diferencia entre la presión de vapor del amoníaco en el condensador y en el evaporador es compensada por la presencia de hidrógeno; la suma de las presiones parciales del hidrógeno y del vapor de amoníaco en el evaporador es igual a la suma de las presiones parciales en el condensador.

El sistema de absorción más prominente, activado con calor, para acondicionamiento de aire incluye agua y bromuro de litio, un ciclo de agua-vapor con "compresión térmica" para temperaturas superiores a 0°C (32°F). Estos sistemas son semejantes a los de agua-vapor, en los cuales la elevación de la presión hacia el condensador se realiza por un dispositivo centrífugo de alto volumen o por un evector de vapor. Mientras que en los sistemas de amoníaco-agua, los vapores de amoníaco se disuelven o son liberados alternadamente de la solución acuosa de amoníaco, con el amoníaco posteriormente como refrigerante del ciclo; aquí el vapor de agua hace las funciones del amoníaco; se disuelve en la (absorbedor) o se libera de la (generador) solución de bromuro de litio, y el agua después es el refrigerante del ciclo.

REFRIGERACION POR ADSORCION

La adsorción es un proceso del cual se obtiene una concentración más elevada de cualquier componente en la superficie de una fase líquida o sólida que la que existe en el interior de la misma. Esta propiedad 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 sabor y olor desagradables del agua y fraccionamiento de mezclas de hidrocarburos aromáticos y parafínicos.

Como ejemplos de adsorbentes tenemos los siguientes:

- arcillas activadas
- alumina activada y alumina-gel
- bauxita
- carbón adsorbente de gases
- carbones decolorantes
- carbón de hueso
- carbón activado de malla molecular
- mallas moleculares
- polímeros sintéticos
- sílica gel
- tierras de Fuller

Tipos de adsorción

Existen dos categorías principales de adsorción que dependen si la asociación entre el gas y la superficie sólida es de carácter físico o químico, es decir si intervienen fuerzas de Van Der Waals (o de dispersión) o atracciones análogas de valencia.

La adsorción física 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 absorbida.

La segunda es la quimisorción o adsorción activada, la cual implica fuerzas de naturaleza química, lo cual queda demostrado frecuentemente por la irreversibilidad de la adsorción.

La siguiente figura muestra el ciclo de refrigeración por adsorción.

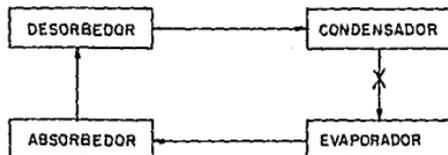


Fig. 1-5 Ciclo básico de refrigeración por adsorción

Como en el caso de adsorción líquido 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 de un sistema, el ciclo de refrigeración tiene por lo general un funcionamiento intermitente, es decir, que los procesos de desorción-condensación están separados en el tiempo.

En el proceso de desorción-condensación se desorbe el refrigerante del absorbente al suministrar la energía térmica necesaria; 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 es simultánea en el sólido.

Es posible obtener un ciclo continuo de refrigeración, cuando se dispone de dos recipientes en donde se desarrollan los procesos de desorción y adsorción simultáneamente en sus dos fases de inversión de funciones. En este caso se usa un condensador y un evaporador; un sistema automático de válvulas permite la inversión de funciones. El inconveniente del funcionamiento intermitente, es que solo se dispone de la potencia frigorífica durante el proceso evaporación-adsorción, requiriéndose un almacenamiento frigorífico para su uso en un período diferente.

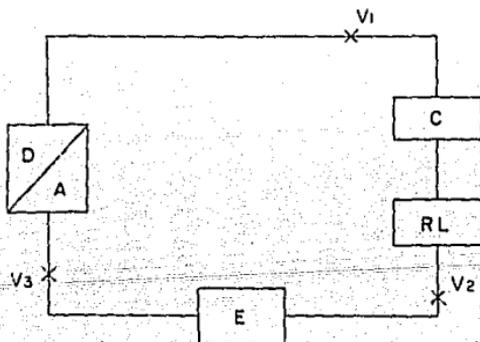


Fig. 1-6 Ciclo intermitente de refrigeración por adsorción

En la figura que arriba se presenta se ha empleado un solo recipiente que efectúa las dos funciones de desorbedor y

absorbedor y en donde se tiene un ciclo de refrigeración formado por un desorbedor-absorbedor (DA), un condensador (C), un recipiente de condensado (RC), un evaporador (E) y válvulas de control (V_1 , V_2 y V_3).

REFRIGERACION TERMOELECTRICA

En 1821 Thomas Seebeck fisico inglés, descubre que al calentar una junta de dos metales diferentes (termopar), se produce una fuerza electromotriz (F_{em}) o voltaje.

Jean Peltier, descubre en 1834 que al pasar una corriente eléctrica en la junta de dos metales diferentes, se produce un enfriamiento.

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.

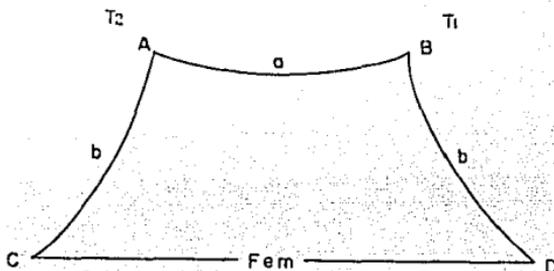


Fig. 1-7 Juntas termoeléctricas A, B de los metales a, b para el efecto Seebeck.

Efectos Termoeléctricos

Los efectos termoeléctricos están relacionados con las interacciones entre los flujos de calor y los flujos eléctricos en sólidos conductores y semiconductores. Referido a la figura 1-7, 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 diferencia de temperaturas 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 en los extremos C y D y la T producida en el efecto Peltier, fig. 1-8.

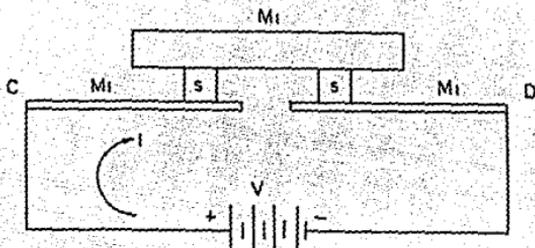


Fig. 1-8 Juntas metálicas M, S para producir el efecto Peltier.

La corriente I en el circuito Peltier, fig. 1-8, es proporcional al voltaje aplicado e inversamente proporcional a la resistencia del circuito (de la ley de Ohm $I=V/R$). Similarmente el flujo de calor va de la región más caliente T_2 a la región fría T_1 , y de donde el calor Q es proporcional a la temperatura ($Q=\alpha CAT$, $\Delta T=T_2-T_1$, donde $T_2>T_1$).

En el primer efecto termoeléctrico o sea el efecto SEEBECK un voltaje es generado por una ΔT , fig. 1-7. 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 por la siguiente ecuación:

$$\alpha_{a,b} = V/\Delta T$$

donde

- V = voltaje (volts)
- T = gradiente de temperatura ($^{\circ}\text{C}$)
- α = coeficiente Seebeck ($\text{V}/^{\circ}\text{C}$)

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 el coeficiente Seebeck es muy pequeño.

En el segundo efecto termoeléctrico o sea el efecto Peltier fig. 1-8, hay un flujo de calor proporcional a la corriente 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:

$$\pi_{a,b} = Q/I$$

donde

- Q = calor emitido o absorbido por unidad de tiempo (Watts)
- I = corriente eléctrica (A)
- π = coeficiente de Peltier relativo a los metales a,b

Lord Kelvin dió la relación que existe entre estos dos coeficientes en la siguiente ecuación:

$$\pi = \alpha T$$

donde

- α = coeficiente de Seebeck
- π = coeficiente de Peltier
- T = temperatura absoluta en K

Otro efecto termoelectrico es el efecto Thompson que es la absorción y emisión de calor en un solo material, fig. 1-9, 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 que conduce a una razón de calentamiento dependiente también de la posición dQ/dx de donde τ es igual a:

$$\tau = (dQ/dx)/I(dT/dx)$$

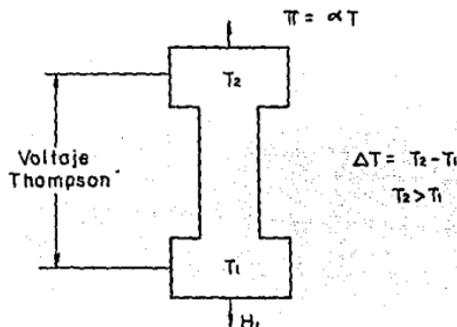


Fig. 1-9 Efecto Thompson efectuándose en un metal a una ΔT

Es de notar que el coeficiente τ del efecto Thompson está definido para un solo conductor y los coeficientes α , π se refieren a la junta de dos metales diferentes.

Investigaciones en física del estado sólido, muestran que la refrigeración termoelectrica es un bombeo 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 termoelectricos, materiales con diferentes niveles de energía para cargas eléctricas y que dan como resultado la emisión y absorción de calor. Hay dos fenómenos adicionales en un circuito termoelectrico que afecta su funcionamiento:

- 1) El calentamiento Joule que ocurre por efectos de resistencia (resistencia de contacto).
- 2) Conducción de calor, una condición inevitable debido a la diferencia de temperatura.

Aplicaciones

El coeficiente de funcionamiento COP de un módulo termoelectrico es más pequeño que el de un refrigerador convencional por compresión. Pero el COP de un refrigerador convencional decrece rápidamente conforme disminuye la capacidad de enfriamiento. Esto no sucede con el COP del módulo de refrigeración termoelectrica en el cual al bajar la capacidad de enfriamiento el COP permanece constante. De donde un refrigerador termoelectrico debe ser aplicado cuando la capacidad de enfriamiento sea baja, del orden de 30 Watts.

Algunas de las ventajas que presentan los módulos termoelectricos 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.

Aplicaciones en instrumentación

En instrumentación se usan principalmente en enfriamiento de dispositivos de estado sólido con sensores de infrarrojo aplicados en satélites para percepción remota, enfriamiento de transistores, diodos de circuitos integrados de aplicaciones especiales, etc.

Aplicaciones en medicina y biología en refrigeradores en campañas de vacunación, como estimuladores fríos de semen, antibióticos, vacunas anticrotólicas, antiarácidos, plasma sanguíneo, etc.

Los módulos de refrigeración termoelectrica, además de ser pequeños, de poco peso y no requieren líquidos de trabajo para su funcionamiento, pueden operar en cualquier posición y en condiciones de gravedad cero, característica que los hace útiles en aplicaciones espaciales, tanto para refrigeración y conservación de alimentos como clima acondicionado. En aplicaciones domésticas, los módulos de refrigeración termoelectrica se usan principalmente como

pequeños refrigeradores para campers, servibares, etc., para aires acondicionados de baja capacidad, para máquinas fabricadoras de hielos.

CRIOGENIA

Los procesos de refrigeración que tienen la producción de muy bajas temperaturas, reciben el nombre de criogénicos. El límite exacto a partir del cual se considera una temperatura como criogénica no se encuentra rigurosamente definido; sin embargo, se ha establecido que temperaturas abajo de 173 K pueden denominarse criogénicas. Para obtener tales temperaturas se emplean sistemas frigoríficos en cascada. En dicho sistema se emplean distintos refrigerantes en cada etapa, de manera que la temperatura del evaporador en el paso de temperatura más baja sea la adecuada al propósito deseado.

Un fenómeno termodinámico importante, el efecto Joule y Thompson, se emplea con frecuencia en operaciones criogénicas o de licuefacción de gases.

Un proceso de estrangulación no produce cambio en la entalpía, y por tanto, en el caso ideal, la temperatura permanece constante:

$$h = u + pV = CvT + rT$$

Sin embargo, el algunos gases reales el proceso de estrangulación produce un cambio de temperatura, ascendente o descendente. El coeficiente de Joule-Thompson, μ , se define como

$$\mu \equiv (\delta T / \delta x)_h$$

Un valor positivo de μ indica que la temperatura disminuye conforme desciende la presión, y de esta manera se observa un efecto de enfriamiento. Esto es válido para casi todos los gases a presiones y temperaturas ordinarias. Las excepciones las constituyen el hidrógeno, el helio y el neón, los cuales presentan un incremento de temperatura con una disminución de presión, por lo cual $\mu > 0$. Aún para estos gases existe una temperatura arriba de la cual el coeficiente de Joule-Thompson cambia de negativo a positivo. Tal valor se conoce como temperatura de inversión, y a esta se tiene que $\mu = 0$.

La utilización del coeficiente de Joule-Thompson en la licuefacción de gases fue perfeccionada por Linde y Hampson, en forma independiente. Si observamos la figura 1-10 advertiremos que si el gas se encontrara una temperatura suficientemente baja y a presión alta, el proceso de estrangulación llevaría al gas a la región de mezcla

saturada. En ella el vapor y el líquido podrían ser separados. Dicho sistema de Linde y Hampson se ilustra esquemáticamente en la figura 1-11 y su respectivo diagrama T-S en la figura 1-12.

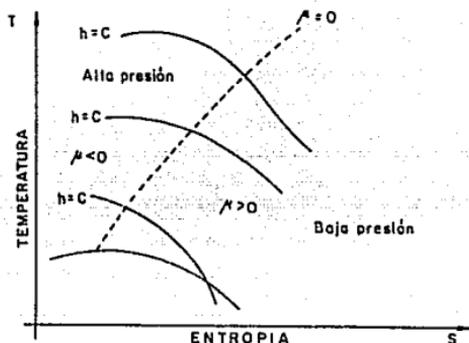


Fig. 1 10 Diagrama T S donde se indica el lugar geométrico de los puntos correspondientes a $A=0$

El gas se comprime de manera isotérmica en dos etapas, de baja presión (B.P.) y de alta presión (A.P.) (desde 7 hasta 1); luego se purifica y se enfría a presión constante en un eficaz intercambiador de calor a contracorriente (de 1 a 2); el gas es estrangulado en una válvula (de 2 a 3), y una parte del mismo se licúa debido al enfriamiento adicional, por efecto Joule-Thompson. El resto, un vapor saturado en el estado 4, pasa al cambiador de calor a contracorriente hasta el estado 5; en 6 se agrega gas de respuerto, y la mezcla entra al compresor de B.P. en el estado 7.

Licuefacción de gases

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 de gases es 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-Thompson y la expansión de un gas que entrega trabajo al exterior.

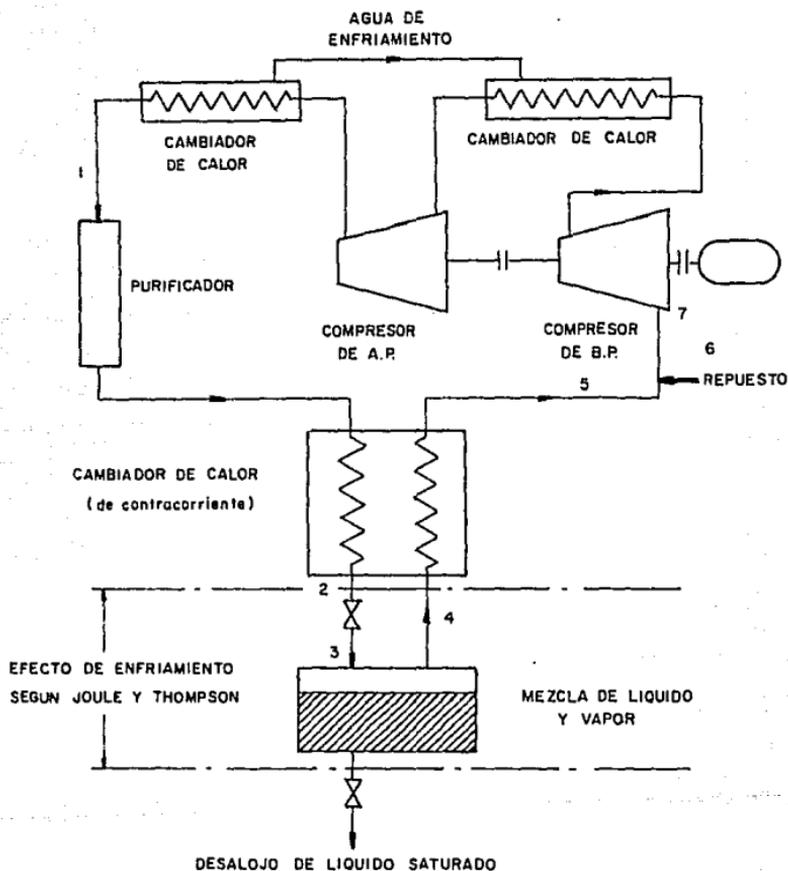


Fig. I-II Esquema que ilustra la licuefacción de un gas.

Usando este proceso en cascada uno podría licuar prácticamente todos los gases. Por ejemplo para licuar nitrógeno uno lo podría realizar licuando amoníaco primeramente, usar este líquido para preenfriar etileno y luego similarmente, metano y finalmente licuar nitrógeno. 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.

b) SISTEMAS DE JOULE-THOMPSON

Para alcanzar temperaturas tan bajas como las de ebullición del hidrógeno ($\approx 20 \text{ K}$) los licuefactores y refrigeradores invariablemente utilizan el efecto Joule-Thompson, donde se aprovechan las propiedades de un gas no ideal.

El efecto J-T consiste en hacer que un gas en estado de equilibrio a presión P_1 y a temperatura T_1 se expanda a través de un estrangulamiento a un medio poroso a un estado P_r , T_r ; se trata de que T_r sea menor que T_1 para lograr un enfriamiento.

El proceso de J-T es un proceso adiabático, o sea $Q=0$. De este modo $H_r=H_1$, donde H es la entalpía del gas.

De un análisis de estos estados de equilibrio

$$\mu = \left(\frac{\partial T}{\partial P} \right)_H = 1/C_p [T(\partial u/\partial T)_P - V]$$

donde μ es el coeficiente de J-T y es igual a la pendiente de una curva isoentálpica en un diagrama T-P.

c) EXPANSION DE UN GAS REALIZANDO TRABAJO EXTERNO

Para realizar una expansión J-T es conveniente preenfriar un gas. Una manera alternativa de preenfriar con otro líquido es el de realizar una cantidad de trabajo con un gas, dejándolo expandir adiabáticamente sobre un pistón; el gas realiza trabajo que puede o no usarse 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.

ULTRABAJAS TEMPERATURAS

Existen diversas técnicas y aparatos empleados para realizar experimentos desde unos 10 K hasta 5×10^{-4} K, casi, pero nunca el cero absoluto.

Para alcanzar temperaturas de 10 K se puede emplear una cámara dentro de un termo criogénico de He, la cual está separada por un espacio vacío de otra cámara que contiene la muestra a medir, contiene termómetros, transductores diversos y un calefactor eléctrico.

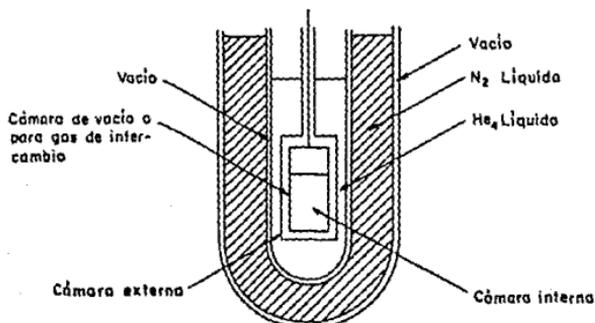


Fig.1-13 Termo criogénico con cámara para bombear sobre He₄

Sin embargo, actualmente, si bien son costosos, existen en el mercado lo que se denomina como refrigeradores de ciclo cerrado. La región de trabajo de estos aparatos abarca desde los 300 K hasta 10 K aproximadamente. El principio de operación es el siguiente: un pequeño compresor alimenta He a los regeneradores enfriando el gas y empujando la cámara de temperatura de manera que se prepare para una descompresión. En el ciclo siguiente se abre para dejar salir el gas realizándose la descompresión adiabática y por lo tanto enfriando las estaciones de temperatura y la cámara experimental. Un equipo sencillo y eficiente; tarda aproximadamente 40 min en bajar de 300 K a 10 K.

Para llegar a temperaturas de 0.25 K se puede emplear un refrigerador con He₃. Primero uno debe condensar el gas de He₃ utilizando un baño de He a temperaturas alrededor de 1 K. Por ejemplo, uno puede tener una camisa con gas de intercambio y esto en un baño de He₄. Una vez condensado el gas se bombea el gas de intercambio eliminando el contacto térmico y entonces se procede a bombear sobre el He₃ líquido. La presión del recipiente se baja hasta obtener la

temperatura deseada; de esta manera se pueden mantener largos períodos de tiempo temperaturas de 2 K a 0.25 K.

La capacidad de los refrigeradores a bajas temperaturas son generalmente muy pequeñas, pero se debe de estar consciente de que las cargas térmicas son también muy pequeñas

Utilizando el principio de dilución de He_3 y He_4 se puede lograr temperaturas inferiores a 1 K. Para tal efecto se emplea una "Cámara de mezcla", en la cual se encuentra una mezcla de He_3 y He_4 a bajas temperaturas, por debajo de 0.87 K. La mezcla se separa en dos fases que están en equilibrio. La fase diluida en átomos de He_3 (rica en He_4) en la parte superior de la cámara.

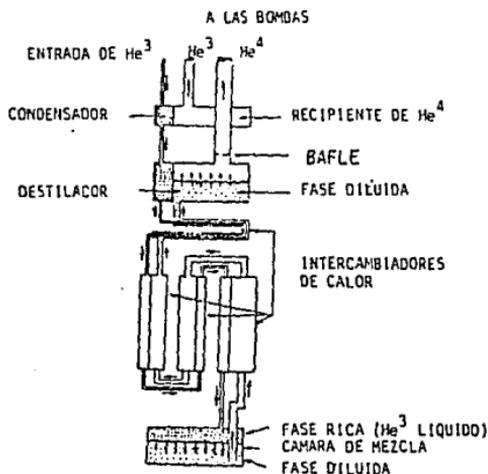


Fig.1-14 Diagrama de un refrigerador de dilución He_3 - He_4 .

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".

Mediante este principio se ha logrado bajar hasta 2 mK por un período corto de tiempo enfriando de la manera denominada "de un golpe", es decir diluyendo al final una vez sin reinyección del He_3 .

En el método de desmagnetización adiabática se supone que lo único que contribuye a la temperatura son los dipolos magnéticos de los iones. 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. El método 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 magnéticos más grandes.

En el laboratorio de Charendon, en Oxford en 1956 se realizó una desmagnetización adiabática de momentos magnéticos nucleares en una muestra de cobre y la última temperatura fue de 0.000,001 K. 20 años después se realizaron experimentos en los que la temperatura última del sistema magnético nuclear fue de 5×10^{-6} K (la temperatura más baja del mundo).

APLICACIONES

El desarrollo de las técnicas criogénicas ha permitido la comercialización de refrigeradores y licuefactores apropiados casi para cualquier propósito, ya sea industrial, a nivel de laboratorio o investigación.

A nivel industrial se requieren grandes cantidades de nitrógeno para usarse en procesos tan diversos como el tratado térmico de aceros, maquinado de plásticos, molienda de productos como hule natural y sintético, etc.

En las ciencias biológicas, la criogenia ha encontrado dos tipos de aplicaciones; la conservación de la vida y criocirugía.

En otro ámbito se encuentran aplicaciones del fenómeno de superconductividad que consiste en la total desaparición de la resistencia eléctrica que presentan algunos metales y aleaciones.

Las aplicaciones de la superconductividad en la electrónica se dirigen hacia el desarrollo de amplificadores de muy bajo ruido para usarse en combinación con una Maser (amplificador de microondas por la emisión estimulada de radiación utilizado en los telescopios astronómicos para detección de señales muy débiles).

CAPITULO 2

CICLO DE REFRIGERACION POR COMPRESION DE VAPOR

En este capítulo se describe detalladamente el ciclo de refrigeración por compresión de vapor, dividiéndolo en dos partes. En la primera parte se trata el ciclo de refrigeración teórico y se proporcionan las ecuaciones para el cálculo de algunos parámetros importantes en el sistema. En la segunda parte se trata el ciclo real de refrigeración.

CICLO TEORICO DE REFRIGERACION

Un ciclo de refrigeración saturado simple es un ciclo teórico en el que se supone que el vapor refrigerante que sale del evaporador y entra al compresor es vapor saturado a la temperatura y presión vaporizante y el líquido refrigerante que sale del condensador y llega al control de refrigerante es un líquido saturado a la temperatura y presión del condensante.

En el siguiente diagrama se presenta el trazo de un ciclo saturado simple en un diagrama ph.

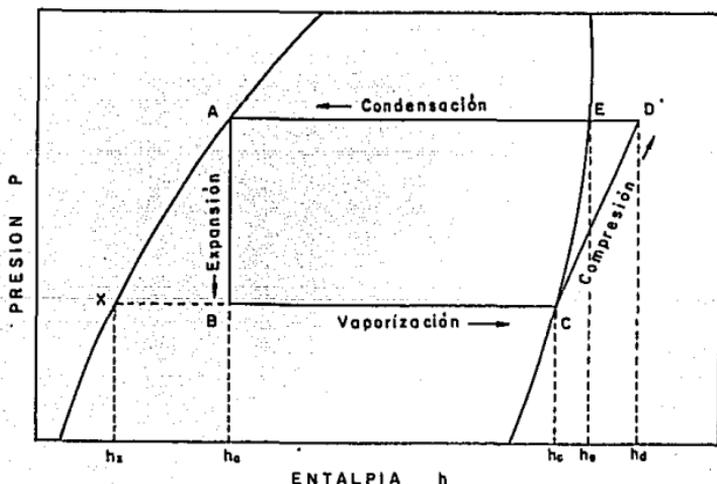


Fig. 2-1 Diagrama Ph de un ciclo saturado simple

Del diagrama puede observarse que se presentan cuatro procesos:

- 1) Expansión
- 2) Evaporación
- 3) Compresión y
- 4) Condensación

El proceso de expansión

El proceso A-B es una expansión adiabática irreversible durante el cual el refrigerante pasa a través de una serie de puntos estado en tal forma que no se tiene una distribución uniforme cualquiera de sus propiedades. Entonces no puede dibujarse una trayectoria del proceso que principia en el estado A y termina en el punto estado B.

El proceso vaporizante

El proceso B-C corresponde a la vaporización del refrigerante en el evaporador. Debido a que la vaporización se efectúa a temperatura y presión constantes, el proceso B-C es tanto isotérmico como isobárico. En el punto C el refrigerante está en su totalidad vaporizado y es un vapor saturado a la temperatura y presión vaporizante. La cantidad de calor absorbida por el refrigerante en el evaporador (efecto refrigerante) es la diferencia de valor entre la entalpía del refrigerante de los puntos B y C. Por lo tanto h_A , h_B , h_C , h_D , h_E y h_X representan las entalpias del refrigerante en los puntos A, B, C, D, E y X respectivamente, entonces

$$ER = h_C - h_B$$

donde ER = efecto refrigerante

La distancia X-C en el diagrama representa el calor latente total de vaporización, que está compuesto por el efecto refrigerante (B-C) y por la pérdida de efecto refrigerante (X-B).

El proceso de compresión

En el ciclo saturado simple, se supone que el refrigerante no cambia de condición mientras está fluyendo por la tubería de succión desde el evaporador hasta el compresor. El proceso C-D se efectúa en el compresor a medida que se incrementa la presión del vapor debido a la compresión desde

la presión vaporizante hasta la presión condensante. Se supone que en el ciclo saturado simple, el proceso de compresión C-D es isoentrópico. Una compresión isoentrópica es un tipo especial de proceso adiabático que ocurre sin fricción. Debido a que no presenta cambio de entropía en la compresión, el punto D puede localizarse en el diagrama ph siguiendo la línea de entropía constante desde el punto C hasta la intersección con la línea de presión de condensación.

Durante el proceso de compresión C-D se efectúa un trabajo sobre el vapor refrigerante y se incrementa la energía (entalpía) del vapor en una cantidad que es exactamente igual al trabajo mecánico efectuado sobre el vapor que a menudo se llama calor de compresión que se calcula de la siguiente manera:

$$q_w = h_d - h_c$$

Si W es el trabajo mecánico efectuado sobre el vapor por el pistón durante la compresión, entonces

$$W = (q_w)(J) = J (h_d - h_c)$$

donde J = equivalente mecánico de calor.

El proceso de condensación

Por lo general, tanto los procesos D-E como E-A se verifican en el condensador a medida que el gas caliente descargado del compresor es enfriado hasta la temperatura condensante y después condensado.

El proceso D-E toma lugar en la parte superior del condensador y en una parte de la longitud de la tubería del gas caliente. Esto representa el enfriamiento del vapor desde la temperatura de descarga hasta la temperatura condensante a medida que el vapor le deja su calor al medio condensante. El punto E se puede obtener del diagrama ph siguiendo la línea de presión constante que pasa por el punto D hasta donde se interseca con la curva de vapor saturado.

El proceso E-A es la condensación del vapor en el condensador realizado a presión constante. El calor total cedido por el refrigerante en el condensador es la diferencia entre las entalpías del vapor sobrecalentado en el punto D y el líquido en el punto A, entonces

$$q_c = h_d - h_a$$

donde q_c = calor eliminado en el condensador.

En un ciclo saturado simple, la energía del refrigerante se incrementa en solo dos puntos en el ciclo: (1) el calor absorbido del espacio refrigerado a medida que se vaporiza el refrigerante en el evaporador (ER) y, (2) la energía equivalente debido al trabajo mecánico en el compresor (q_w). Por lo tanto

$$q_c = q_m + q_w$$

m es la masa de la razón de flujo de refrigerante circulado para producir la capacidad de refrigeración requerida, Q_m , de una tonelada

$$m = Q_m / q_m$$

Q_c es la cantidad total de calor eliminado en el condensador por minuto y por tonelada

$$Q_c = m q_c$$

$$Q_c = m (h_d - h_m)$$

Q_w es la energía térmica equivalente al trabajo de compresión por minuto y por tonelada de capacidad de refrigeración,

$$Q_w = m q_w$$

$$Q_w = m (h_d - h_c)$$

Entonces, el trabajo de compresión por tonelada

$$W = J (Q_w)$$

$$W = J (m) (h_d - h_c)$$

Potencia Teórica

La potencia teórica (T_{hp}) en caballos de potencia necesaria para impulsar al compresor por tonelada de refrigeración de capacidad puede obtenerse con la siguiente ecuación

$$T_{hp} = W / 33,000$$

Coefficiente de Funcionamiento

El coeficiente de funcionamiento (COP) de un ciclo de refrigeración, es una expresión de la eficiencia del ciclo y queda definido como:

$$\text{COP} = \frac{\text{calor absorbido en el espacio refrigerado}}{\text{energía térmica equivalente a la energía suministrada al compresor}}$$

Para el ciclo teórico saturado simple, esto puede escribirse como

$$\text{COP} = \text{efecto refrigerante} / \text{calor de compresión}$$

Efecto de la temperatura de succión en la eficiencia del ciclo

La eficiencia del ciclo de refrigeración por compresión de vapor varía considerablemente tanto con la temperatura vaporizante como con la condensante, siendo la temperatura vaporizante la que produce mayor efecto.

Para mostrar tal efecto puede observarse la siguiente figura

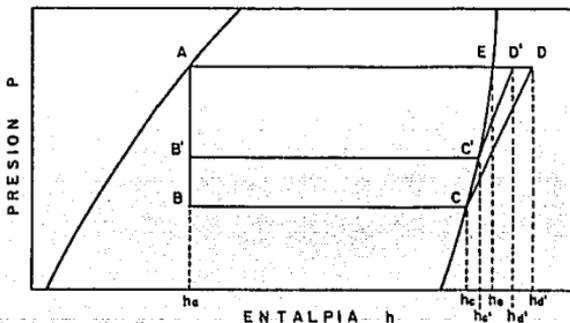


Fig. 2-2 Comparación entre dos ciclos saturados simples trabajando a diferentes temperaturas vaporizantes

Al comparar los dos ciclos se observa que el efecto refrigerante por unidad de masa refrigerante es mayor para el ciclo que tiene la mayor temperatura vaporizante. El hecho de tener un mayor efecto refrigerante por unidad de masa de refrigerante circulado es debido a que se tiene un diferencial menor de temperatura entre la temperatura vaporizante y la temperatura del líquido que llega a la

válvula de control de refrigerante. En consecuencia a mayor temperatura de succión, se vaporizará una fracción menor de refrigerante en la válvula de control y una mayor parte se vaporizará en el evaporador para producir el enfriamiento útil.

Debido a que el efecto refrigerante por unidad de masa es mayor, la razón de flujo de masa de refrigerante necesario para producir una capacidad de una tonelada de refrigeración es menor para una temperatura de succión mayor que para una temperatura de succión menor.

Debido a que la diferencia entre las presiones vaporizante y condensante es pequeña para ciclo de alta temperatura de succión, el trabajo de compresión por unidad de masa necesaria para comprimir el vapor desde la presión vaporizante hasta la presión condensante es menor para el ciclo de temperatura más alta que para el ciclo de menor temperatura, se deduce entonces que el calor de compresión por unidad de masa para el ciclo que tiene la temperatura vaporizante más alta es menor que para el ciclo que tiene la temperatura vaporizante menor.

Como el trabajo de compresión por masa unitaria y la razón de flujo de masa de refrigerante necesario por tonelada de capacidad son menores para el ciclo de temperatura de succión alta, la potencia teórica requerida por tonelada será menor en el ciclo de temperatura vaporizante mayor.

Debido a que el coeficiente de rendimiento es un índice de la potencia necesaria por unidad de capacidad de refrigeración y como tal, es una indicación de la eficiencia del ciclo, tanto el rendimiento como la eficiencia del ciclo se mejora en forma considerable al aumentar la temperatura vaporizante.

Es importante hacer notar que el volumen de vapor que el compresor debe manejar por minuto y por tonelada de refrigeración varía bastante con los cambios que se tengan en la temperatura vaporizante. Es probable que esto sea uno de los factores más importantes que influyen en la capacidad y eficiencia de un sistema de refrigeración vapor-compresión.

La cantidad de calor, absorbido en el condensador por minuto y por capacidad unitaria, es mucho menor para el ciclo que tiene la mayor temperatura vaporizante y esto es debido a (1) la menor razón de flujo de masa y (2) al menor calor de compresión por unidad de masa.

Efecto de la temperatura condensante en la eficiencia del ciclo

Se ha observado que la eficiencia del ciclo puede mejorarse trabajando con una temperatura vaporizante mayor, sin embargo deben tomarse en cuenta las variaciones de temperatura condensante y los efectos que esta produce en la eficiencia del ciclo. En general, si la temperatura vaporizante permanece constante, disminuirá la eficiencia del ciclo al aumentarse la temperatura condensante.

Para mostrar dicho efecto se han trazado en un diagrama ph los dos ciclos saturados trabajando con diferentes temperaturas condensantes.

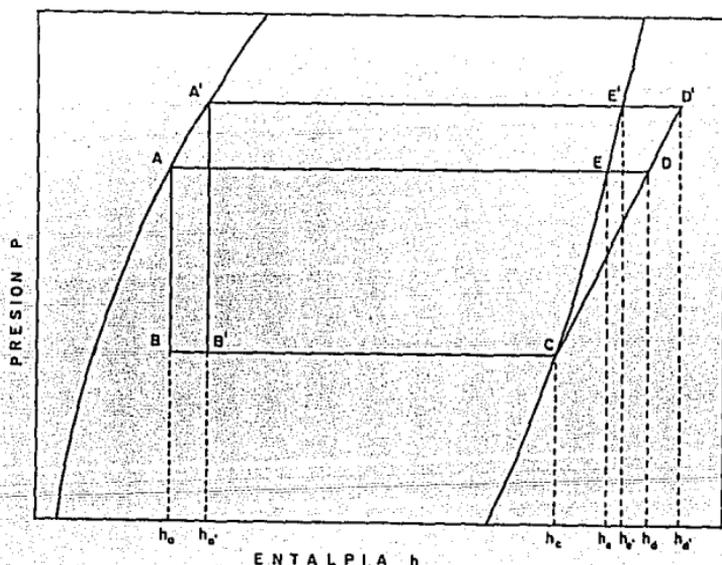


Fig.2-3 Comparación entre dos ciclos saturados simples trabajando con diferentes temperaturas de condensado

En un ciclo saturado simple, el líquido refrigerante llega al control de refrigerante (válvula o tubo capilar) a la temperatura condensante. Por lo tanto, a medida que la

temperatura condensante se ve incrementada, se aumenta también la temperatura con que llega al dispositivo de control de refrigerante y se reduce el efecto refrigerante por unidad de masa.

Debido a que el efecto refrigerante por unidad de masa es menor para el ciclo que tenga la temperatura condensante mayor, la razón de flujo de refrigerante por capacidad unitaria deberá ser mayor, entonces se deduce que el volumen de vapor comprimido por capacidad unitaria es también mayor. En un ciclo saturado simple, el volumen específico del vapor en la succión varía solo con la temperatura vaporizante.

Debido a que es grande la diferencia entre los valores de las presiones vaporizante y condensante, el trabajo de compresión por unidad de masa de refrigerante circulado será también mayor para el ciclo que tenga la mayor temperatura condensante.

Como resultado de tener mayor trabajo de compresión por unidad de masa y una mayor razón de flujo por capacidad unitaria, la potencia teórica requerida por unidad de capacidad refrigerante aumentará a medida que aumente la temperatura condensante.

Es obvio que el efecto que se tiene en la eficiencia de un ciclo al aumentar la temperatura condensante es justo al opuesto al que se tendría al aumentar la temperatura vaporizante.

Es interesante observar que la cantidad de calor sensible absorbido en el condensador aumenta bastante para temperaturas condensantes altas, mientras que se disminuye con ligereza la cantidad de calor absorbido. Esto indica que, para una temperatura condensante elevada, una gran parte de la superficie del condensador se le usa en forma simple para reducir la temperatura del vapor hasta la temperatura condensante.

CICLO REAL DE REFRIGERACION

Los ciclos reales de refrigeración divergen en algo del ciclo saturado simple ya que en este último no se toman en cuenta ciertas consideraciones como es la caída de presión que experimenta el fluido al paso por tuberías, evaporador, condensador, etc. Además, no se considera el subenfriamiento del líquido ni el sobrecalentamiento del vapor en la tubería de succión. Así mismo, se supone que la compresión es isoentrópica, lo que no sucede en un ciclo real. A continuación se tomarán en consideración estos efectos y se estudiará el ciclo real.

Efecto del sobrecalentamiento en el vapor de succión

En el ciclo teórico, se supone que el vapor de la succión llega a la entrada en el compresor como vapor saturado seco a la temperatura y presión vaporizante. Prácticamente esto ocurre muy raras veces. Después de que el líquido refrigerante ha sido por completo vaporizado en el evaporador, el vapor saturado frío, por lo general continúa absorbiendo calor volviéndose por lo tanto sobrecalentado cuando éste llega al compresor.

Sobre el diagrama ph de la fig. 2-4 se compara un ciclo saturado simple con otro en el cual el vapor de la succión está sobrecalentado.

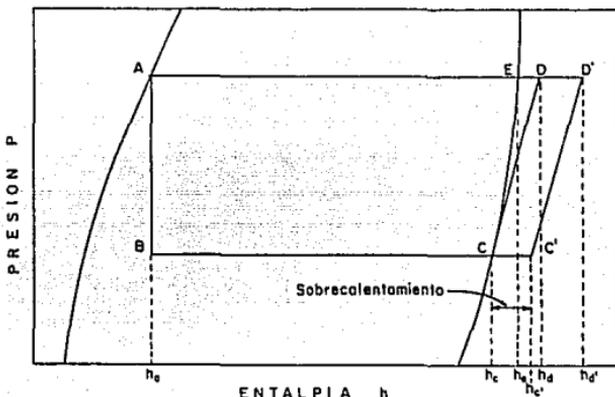


Fig. 2-4 Diagrama ph comparando al ciclo saturado simple con el sobrecalentado

Los puntos A, B, C, D y E marcan el ciclo saturado y los puntos A', B', C', D' y E indican el ciclo sobrecalentado.

Si se desprecia la pequeña caída de presión del vapor en la tubería de succión, podrá suponerse que la presión del vapor permanece constante durante el sobrecalentamiento. Haciendo esta suposición, puede localizarse al punto C' en el diagrama ph , siguiendo la línea de presión constante empezando en C hasta el punto donde la línea de presión constante interseca a la línea de temperatura constante de sobrecalentamiento. El punto D' se localiza siguiendo una línea de entropía constante desde el punto C' hasta la línea de presión constante correspondiente a la presión de condensación.

Al hacer comparaciones entre los dos ciclos, son interesantes las siguientes observaciones:

1. El calor de compresión por unidad de masa para el ciclo sobrecalentado es ligeramente mayor que para el ciclo saturado.

2. Para la misma temperatura y presión de condensación, la temperatura del vapor descargado a la salida del compresor es considerablemente mayor para el ciclo sobrecalentado.

3. La cantidad de calor por unidad de masa eliminado en el condensador es mayor para el ciclo sobrecalentado que para el ciclo saturado. Obsérvese que la cantidad de calor latente eliminado por unidad de masa es igual para ambos ciclos. Esto quiere decir que para el ciclo sobrecalentado una cantidad grande de calor sensible deberá ser cedida al medio condensante antes de empezar la condensación y que una gran parte del condensador deberá ser utilizado para el enfriamiento del vapor hasta su temperatura de saturación.

El efecto que el sobrecalentamiento del vapor de la succión tiene en la capacidad del sistema y en el coeficiente de funcionamiento depende por completo de donde y como ocurra el sobrecalentamiento del vapor y de que, si de un modo u otro el calor absorbido por el vapor para sobrecalentarse se traduzca en un aprovechamiento del enfriamiento.

Los compresores de refrigeración están diseñados para manejar gases únicamente. Por lo tanto, pueden ocurrir serios daños si el paso de líquido se permite a través del compresor. El bombeo de algún líquido, tanto al momento del arranque, como durante la operación continua, se le denomina comúnmente como "el ahogamiento de arranque ó como el "ahogamiento continuo".

Este ahogamiento viene siendo el bombeo intermitente de cargas fuertes de refrigerante en estado líquido. De aquí surge la importancia de considerar una cantidad de sobrecalentamiento en el vapor de succión de un sistema de refrigeración como una medida de protección.

Sobrecalentamiento sin aprovechamiento del enfriamiento

Primeramente suponiendo que el sobrecalentamiento del vapor de succión en la tubería de succión ocurre de tal manera que no se tenga un aprovechamiento de enfriamiento, de este modo, el refrigerante por unidad de masa circulada es el mismo para el ciclo teórico que para el ciclo sobrecalentado trabajando a las mismas temperaturas de condensación y vaporización y por lo tanto la razón de flujo de masa de refrigerante necesario por capacidad refrigerante, será la misma para ambos ciclos sobrecalentado y saturado.

En resumen, cuando el sobrecalentamiento del vapor ocurre sin aprovechar el enfriamiento, la razón de flujo de volumen de vapor por capacidad unitaria, la potencia requerida por capacidad unitaria son mayores para el ciclo sobrecalentado que para el ciclo saturado. Esto quiere decir que el compresor, el impulsor del compresor y el condensador deberán ser mayores para el ciclo sobrecalentado que para el ciclo saturado.

Sobrecalentamiento con aprovechamiento del enfriamiento

Ahora se supone que todo el calor tomado por el vapor de la succión es con aprovechamiento del enfriamiento. Cuando éste es el caso, el efecto refrigerante por unidad de masa se aumenta en una cantidad igual a la aumentada por el sobrecalentamiento, de esta forma la razón de flujo de masa de refrigerante por capacidad unitaria es menor para el ciclo sobrecalentado que para el ciclo saturado.

Aún cuando el volumen específico del vapor en la succión y el calor de compresión por unidad de masa ambos son mayores para el ciclo sobrecalentado que para el ciclo saturado, el volumen de vapor comprimido por capacidad unitaria y la potencia requerida por capacidad unitaria, ambas son mayores para el ciclo sobrecalentado que para el ciclo saturado.

En términos generales puede decirse que parte del calor tomado por el vapor al sobrecalentarse es absorbido del espacio refrigerado teniéndose aprovechamiento del enfriamiento, mientras que por otra parte es absorbida por el vapor al salir del espacio refrigerado no teniéndose por lo mismo aprovechamiento del enfriamiento.

Por lo general es deseable una cierta cantidad de sobrecalentamiento para evitar en lo posible, que pequeñas partículas de líquido no vaporizado se tengan entre el vapor (vapor húmedo) y éste pueda causar efectos adversos a la capacidad del compresor.

El sobrecalentamiento del vapor en la succión puede ocurrir en cualquiera o cualesquiera combinación de las siguientes formas:

1. Al final del evaporador.
2. En la tubería de succión instalada dentro del espacio refrigerado.
3. En la tubería de succión localizada fuera del espacio refrigerado.
4. En la succión-líquido del cambiador de calor.

Sobrecalentamiento en la tubería de succión fuera del espacio refrigerado

El vapor refrigerante frío que proviene del evaporador se vuelve sobrecalentado mientras fluye por la tubería de succión localizada fuera del espacio refrigerado, el calor tomado por el vapor es absorbido del aire de los alrededores y por lo mismo no se aprovecha su enfriamiento. Se tiene una reducción en la eficiencia del ciclo cuando se aprovecha el enfriamiento del vapor. De este modo deberá evitarse el sobrecalentamiento del vapor en la tubería de succión fuera del espacio refrigerado, cuando esto resulte práctico. Esto puede lograrse aislando la tubería de succión. Cuando se trabaja con temperaturas de succión relativamente altas, la cantidad de sobrecalentamiento resultará ser muy pequeña y podrá despreciarse su efecto en la eficiencia del ciclo. Pero cuando se trabaja con temperaturas de succión bajas, cada grado de sobrecalentamiento causará una mayor reducción en el porcentaje de la eficiencia del ciclo.

Además, el aislamiento de la tubería de succión es con frecuencia necesario para prevenir la formación de escarcha o sudamiento en la tubería.

Sobrecalentamiento del vapor dentro del espacio refrigerado

El sobrecalentamiento del vapor de succión dentro del espacio refrigerado puede verificarse al final del evaporador o en la tubería de succión localizada dentro del espacio refrigerado, o en ambas partes. Con frecuencia se instala dentro del espacio refrigerado para efecto de sobrecalentamiento del vapor, tubería adicional cuya función es la de secar (fig. 2-5).

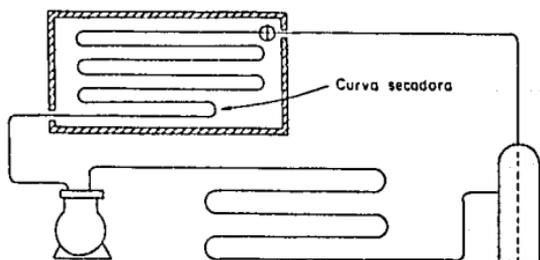


Fig. 2-5 Diagrama de flujo mostrando la curva secadora dentro del espacio refrigerado en el lado de succión de vapor sobrecalentado

Utilizando dicha tubería secadora permite tenerse una inundación más completa en el evaporador con líquido refrigerante sin que exista peligro de sobreflujo de líquido en la tubería de succión y de que llegue el líquido al compresor.

Efecto del subenfriamiento del líquido

El diagrama ph de la fig. 2-6 se muestra un ciclo saturado simple comparado con otro en el cual el líquido está subenfriado. Los puntos A, B, C, D y E componen el ciclo teórico y los puntos A', B', C', D y E describen el ciclo subenfriado.

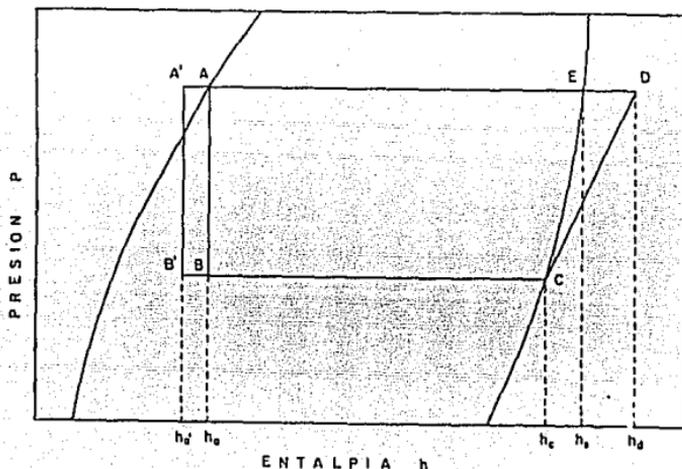


Fig. 2-6 Diagrama ph comparando el ciclo subenfriado con el ciclo saturado simple.

Puede observarse algunas ventajas de trabajar con un ciclo subenfriado, una de ellas es que se incrementa el efecto refrigerante por unidad de masa.

Se puede observar que la condición del refrigerante en la succión del compresor es la misma para ambos ciclos. Por esta razón el volumen específico del vapor que llega al compresor es el mismo para los dos ciclos y, dado que la

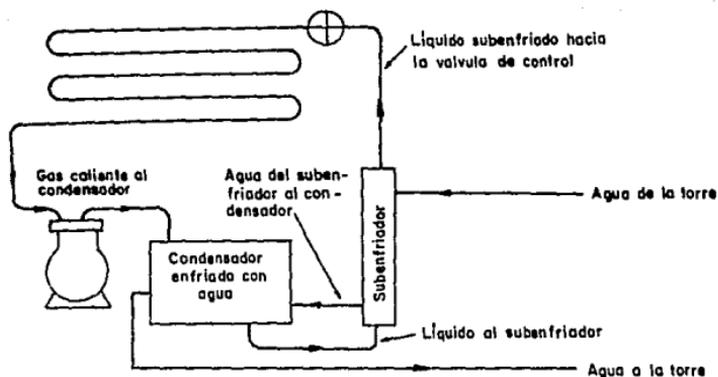


Fig. 2-7 Diagrama de flujo mostrando al subenfriador conectado en serie con el condensador.

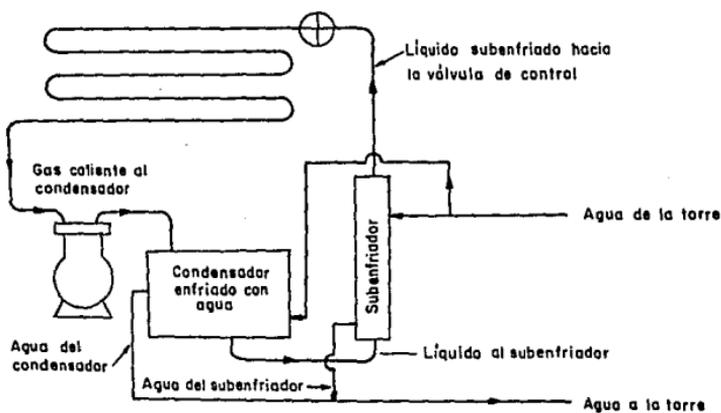


Fig. 2-8 Diagrama de flujo mostrando conectados en paralelo condensador y subenfriador.

razón de flujo de masa por capacidad unitaria es menor para el ciclo subenfriado que para el ciclo saturado, se deduce que el volumen de vapor manejado por el compresor por capacidad unitaria será menor para el ciclo subenfriado que para el ciclo saturado.

También se observa que el calor de compresión por unidad de masa es igual para ambos ciclos.

El subenfriamiento del líquido refrigerante puede efectuarse en varias partes y de diferentes maneras. En algunos casos se emplea un subenfriador para subenfriar el líquido. La ganancia en la capacidad del sistema y en la eficiencia resultante por el subenfriamiento del líquido es muchas más veces que suficiente para compensar el costo adicional del subenfriador, sobre todo para aplicaciones de temperaturas bajas.

Cuando se usa condensador enfriado por agua, el líquido subenfriado puede circularse en serie o en paralelo con el condensador. Cuando el subenfriador está conectado en serie con el condensador, el agua de enfriamiento pasa primero a través del subenfriador y después por el condensador, con lo que se consigue que el agua más fría esté en contacto con el líquido que está siendo subenfriado. Cuando el subenfriador está conectado en paralelo con el condensador, la temperatura del agua que llega al condensador no está afectada por el subenfriador. Sin embargo debe aumentarse la capacidad de la bomba de agua usada en el condensador cuando se instala un subenfriador ya sea en serie o en paralelo, de modo que se verá disminuida la cantidad de agua que circula a través del condensador.

Al utilizar subenfriadores de líquido con condensadores enfriados por aire, por lo general el subenfriador es una parte integral del condensador y el líquido es subenfriado por la cedencia del calor al aire que pasa sobre el condensador.

Cambiadores de calor succión-líquido

Otro método para subenfriar el líquido consiste en instalar un cambiador de calor entre el líquido y el vapor frío de la succión antes de la entrada del mismo al condensador. En un cambiador de calor succión-líquido, el vapor de succión frío es pasado a través de un cambiador de calor en contraflujo para que el líquido refrigerante caliente fluyendo a través de la tubería del líquido pase hasta el dispositivo de control de refrigerante.

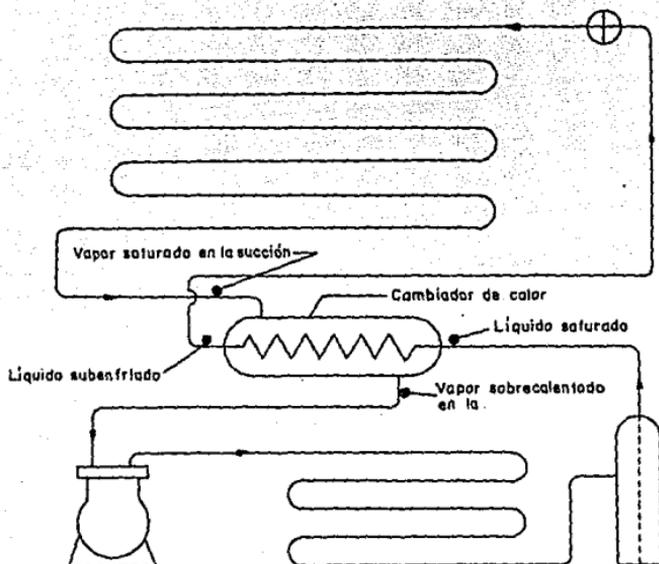


Fig. 2-9 Diagrama de flujo del ciclo de refrigeración mostrando el uso de un cambiador de calor en la succión-liquido

Cuando se usa un cambiador de calor succión-liquido, el calor cedido por el líquido para subenfriarse es absorbido por el vapor de succión y permanece en el sistema.

Sobre el diagrama ph de la fig. 2-9 se compara un ciclo saturado simple con otro que utiliza un cambiador de calor succión-liquido. Los puntos A, B, C, D, D' y E identifican al ciclo saturado simple y los puntos A', B', C', D' y E' identifican al ciclo que utiliza el cambiador de calor.

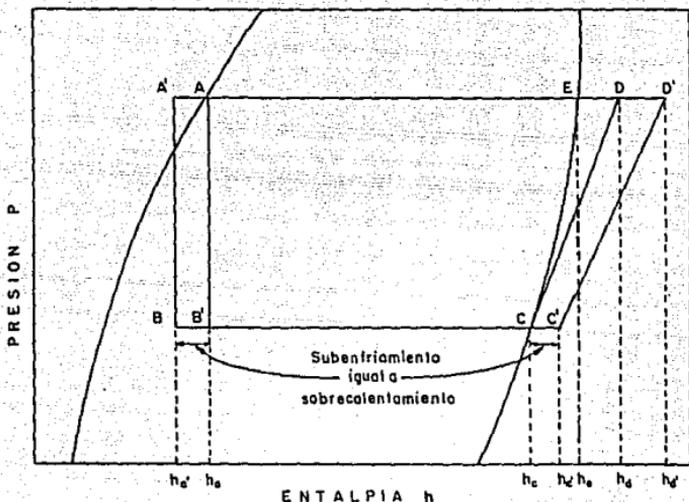


Fig.2-10 Diagramas ph compara al ciclo saturado simple con el ciclo que utiliza cambiador de calor en la succión. La cantidad de subenfriamiento es igual a la cantidad de sobrecalentamiento

Del diagrama puede observarse que $h_a - h_{a'}$ representa un aumento en el efecto refrigerante. La cantidad de calor máxima que podrá tenerse en un cambiador de calor entre el líquido y el vapor, depende de las temperaturas inicial del líquido y del vapor que se tienen a la entrada del cambiador y la duración de tiempo que estarán en contacto.

Efecto de las pérdidas de presión debidas a la fricción

El refrigerante experimenta una caída de presión para vencer la fricción, tanto interna (dentro del líquido) como externa (superficie), mientras fluye a través de tuberías, evaporador, condensador, depósito receptor y a través de válvulas y pasos en el compresor.

En la figura 2-12 se muestra un diagrama ph de un ciclo real, en el cual se muestran las pérdidas de presión que se tienen en las diferentes partes del sistema.

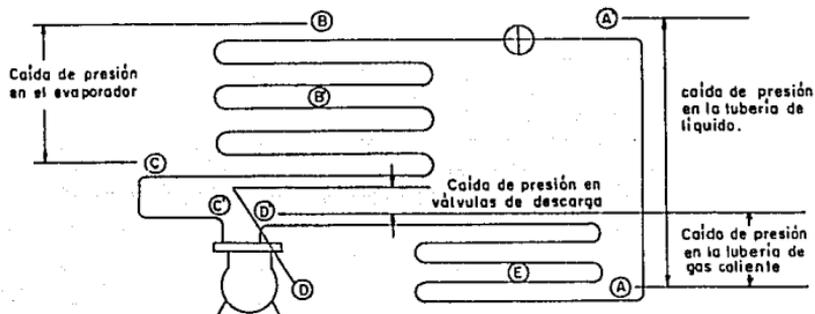


Fig. 2-11 Diagrama de flujo mostrando el efecto de las caídas de presión en varias partes del sistema

La línea B'-C' representa el proceso de vaporización en el evaporador durante el cual el refrigerante sufre una caída de presión. Como resultado de esta caída de presión en el evaporador, el vapor sale del evaporador a una presión y temperatura de saturación menor y con un volumen específico más grande que el se tendría al no ocurrir ninguna caída de presión.

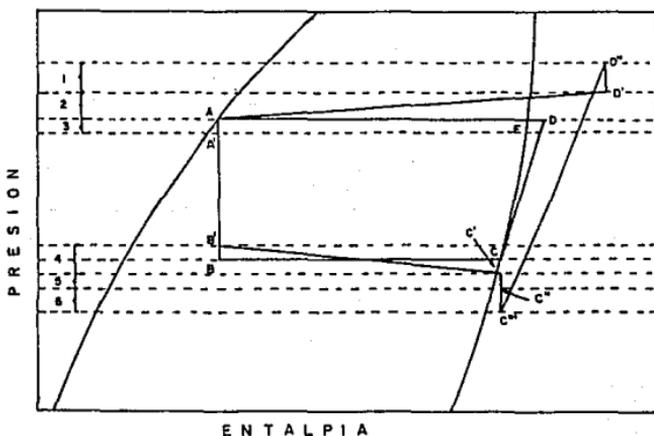
El efecto refrigerante por unidad de masa y la razón de flujo refrigerante requerido por capacidad unitaria son similares, pero debido al mayor volumen específico la razón de flujo de volumen manejado por el compresor por carga unitaria es mayor para el ciclo que experimenta la mayor caída de presión. De la misma manera la potencia requerida por capacidad unitaria también es mayor para el ciclo que está sujeto a caída de presión.

La línea C'-C'' representa la caída de presión que se tiene en el vapor de succión al fluir a través de la tubería de succión desde el evaporador hasta la entrada del compresor. Al igual, que la caída de presión en el evaporador, la caída de presión en la tubería de succión causa que el vapor de la

succión llegue al compresor en una condición de expansión tal que la razón de flujo de volumen por capacidad unitaria se ve incrementada.

La línea C''-C''' representa la caída de presión que el vapor de la succión experimenta al fluir a través de las válvulas de succión y en su paso hacia el cilindro del compresor.

La línea C'''-D'' representa el proceso de compresión para el ciclo que está sujeto a caídas de presión. Es de observarse que el vapor es comprimido en el cilindro hasta una presión considerablemente mayor que la presión promedio condensante.



CAIDA DE PRESION

1. Válvulas de descarga del compresor
2. Tubería de descarga y condensador
3. Tubería de líquido
4. Evaporador
5. Tubería de succión
6. Válvula de succión del compresor

Fig. 2-12 Diagrama ph de un ciclo de refrigeración ilustrando el efecto de las pérdidas de presión en varias partes del sistema. Para comparación se dibujó un ciclo saturado simple.

La línea D''-D' representa la caída de presión necesaria para forzar la apertura de las válvulas de descarga contra la acción de los resortes y forzar la salida del vapor por las válvulas del compresor hacia la tubería de descarga.

La línea D'-A representa la caída de presión resultante del flujo de refrigerante a través de la tubería de descarga y el condensador. Cualquier caída de presión que se tenga en el lado de la descarga del compresor tendrá el efecto de aumentar la presión en la descarga y por lo mismo aumentar la presión en la descarga y por lo mismo aumentar el trabajo de compresión y los caballos de potencia por tonelada.

La línea A-A' representa la caída de presión resultante del flujo del refrigerante a través del depósito receptor y la tubería de refrigerante líquido.

En la fig. 2-13 se muestra una diagrama ph de un ciclo de refrigeración típico, en el cual se muestran los efectos combinados de caída de presión, subenfriamiento y sobrecalentamiento y se le compara con el diagrama ph del ciclo saturado simple.

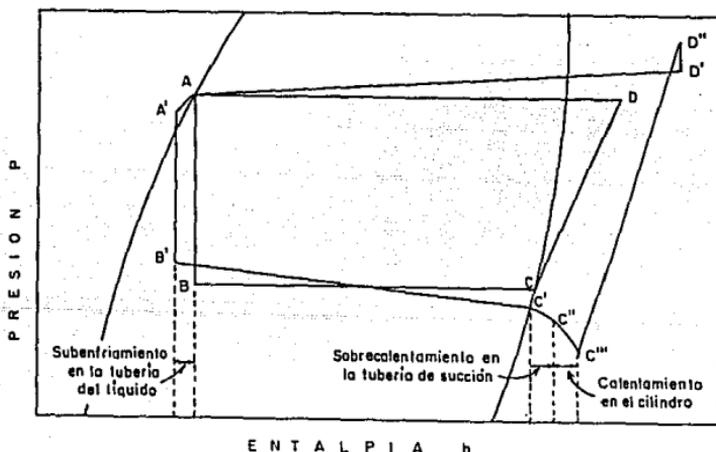


Fig. 2-13 Diagrama ph del ciclo real de refrigeración mostrando los efectos de subenfriamiento, sobrecalentamiento y pérdidas de presión. Para comparación se dibujó un ciclo saturado simple.

CAPITULO 3

SELECCION DEL REFRIGERANTE

En este capítulo se nombrarán y explicarán las características más importantes de los refrigerantes y se darán las propiedades de los refrigerantes más comunmente empleados en equipos de ultrabaja temperatura de una etapa. Posteriormente se darán los parámetros necesarios para seleccionar el refrigerante adecuado y una vez determinado éste se darán las condiciones de diseño, es decir quedará establecido el ciclo de refrigeración que empleará el sistema en un diagrama p-h.

CARACTERISTICAS IMPORTANTES DE LOS REFRIGERANTES

En términos generales un refrigerante es cualquier cuerpo o sustancia que actúa como agente de enfriamiento absorbiendo calor de otro cuerpo o sustancia. Con respecto al ciclo compresión-vapor, el refrigerante es el fluido de trabajo del ciclo del cual alternativamente se vaporiza y condensa absorbiendo y cediendo calor, respectivamente. Para que un refrigerante sea apropiado y se le pueda usar en el ciclo de compresión-vapor, debe poseer ciertas propiedades químicas, físicas y termodinámicas que lo hagan seguro y económico durante su uso.

Son características importantes de los refrigerantes las siguientes:

1. Toxicidad

La toxicidad es un término relativo el cual tiene significado sólo cuando se especifica el grado de concentración y el tiempo de exposición requeridos para producir efectos nocivos.

La National Fire Underwriters ha efectuado pruebas de toxicidad con los refrigerantes más comunmente empleados. Como resultado de ello los diferentes refrigerantes están clasificados en seis grupos de acuerdo a su grado de toxicidad, los grupos están dispuestos en orden descendiente (columna 2 de la fig. 3-2). Aquellos que están en el grupo 1 son altamente tóxicos y son capaces de causar la muerte o daños muy serios en concentraciones relativamente pequeñas y/o en períodos muy cortos de exposición. Por otra parte, aquellos que están clasificados en el grupo 6 son muy poco tóxicos, siendo capaces de causar efectos nocivos sólo en concentraciones muy grandes. Sin embargo, aunque algunos refrigerantes no sean tóxicos, cuando se mezclan con el aire en su estado normal, están sujetos a descomposición cuando están en contacto con una flama o con elemento eléctrico de calentamiento. Los productos de descomposición así formados, son al

tamente tóxicos y son capaces de causar efectos nocivos en pequeñas concentraciones y en corta exposición. Esto es cierto para todos los refrigerantes de halocarbón.

2. Inflamabilidad y explosividad

Casi todos los refrigerantes de uso común no son inflamables ni explosivos. Una notable excepción es el amoníaco y la serie de hidrocarburos. El amoníaco es ligeramente inflamable y explosivo cuando se mezcla en determinadas proporciones con el aire.

Por otra parte, la serie de los hidrocarburos son altamente inflamables y explosivos, y deben usarse como refrigerantes para algunas aplicaciones especiales y bajo la vigilancia de personal experimentado. Frecuentemente los hidrocarburos se emplean en aplicaciones de temperaturas muy bajas.

La "American Standard Safety Code for Mechanical Refrigeration" da detalles de las condiciones y circunstancias bajo las cuales pueden ser usados con seguridad varios de los refrigerantes. Muchos de los códigos locales y ordenanzas que regulan el equipo de refrigeración están basadas en este código, el cual está mancomunadamente patrocinado por la ASHRAE (American Society of Heating Refrigerating and Air Conditioning Engineers) y el UL (Underwriters Laboratories).

Actualmente, el amoníaco es el único refrigerante tóxico el cual es muy usado limitándose su uso a plantas paquete, fábricas de hielo y en almacenes fríos muy grandes los cuales son manejados por personal experimentado.

3. Miscibilidad

La miscibilidad de un refrigerante con el aceite del compresor favorece el retorno del aceite desde el evaporador hasta el cárter del compresor en aplicaciones de máquinas alternativas.

Algunos refrigerantes son altamente miscibles con el aceite del compresor. Los refrigerantes 12 y 500 y los aceites lubricantes son miscibles en cualquier proporción; el refrigerante 22 es menos miscible.

4. Potencia frigorífica

La potencia frigorífica teórica de la mayoría de los refrigerantes en los niveles de temperatura del acondicionamiento del aire es aproximadamente la misma.

5. Velocidad de fuga

La velocidad de fuga de un gas refrigerante aumenta directamente proporcional a la presión e inversamente proporcional al peso molecular. El peso molecular está relacionado directamente con el volumen específico del vapor; cuanto mayor es el peso molecular, mayor es el volumen específico.

6. Detección de fugas

La detección de fugas en equipos de refrigeración es el mayor problema que se les presenta a los fabricantes e ingenieros de servicio. La detección de fugas de refrigerante debe ser sencilla y eficaz por razones de mantenimiento, costo y seguridad. Varios métodos de detección de fugas son descritos a continuación.

DETECTOR ELECTRONICO

El detector electrónico es el método más ampliamente usado por los fabricantes de equipo de refrigeración. La operación del instrumento depende de la variación del flujo de corriente causada por la ionización de la descomposición del refrigerante entre dos electrodos de platino cargados opuestamente. Este instrumento puede detectar cualquier fuga de refrigerante halogenado a excepción del R-14. No es recomendado para uso en atmósferas que contienen vapores explosivos o inflamables. Otros vapores, como el alcohol y el monóxido de carbono, pueden interferir con la prueba. El detector electrónico es el más sensible de los métodos para la detección de fugas, es capaz de detectar fugas de R-12 de 300 mg por año. Se encuentra disponible este tipo de detectores para pruebas en campo. Otros modelos están disponibles con sistema de balanceo automático que corrigen para vapores refrigerantes que puedan presentarse en la atmósfera alrededor del área de prueba.

ANTORCHA HALIDA

La antorcha hálida es un método rápido y seguro para la detección de fugas de refrigerantes halogenados. El aire es retirado sobre un elemento de cobre calentado por alcohol metílico o por una flama hidrocarbónica. Si los vapores halogenados están presentes, se descompone la flama y el color de ésta cambia de azulado a verde. Aunque no es tan sensible como el detector electrónico, éste método es apropiado para muchos propósitos.

METODO DE LA BURBUJA

En este método la presión corresponde a las condiciones de operación generalmente usadas. El método consiste en sumergir en agua la zona del sistema donde se sospeche fuga y éstas podrán ser observadas por la formación de burbujas en el líquido. Agregando una cantidad de detergente en el agua se disminuye la tensión superficial de ésta, evitando el escape de gas de la zona de prueba originando la formación de pequeñas burbujas. El keroseno u otros líquidos orgánicos son empleados por la misma razón.

DETECCION DE FUGAS DE AMONIACO Y DIOXIDO DE SULFURO

El amoníaco puede ser detectado por la flama de una lámpara de sulfuro cerca de la zona donde se sospecha la fuga. Si se presenta vapor de amoníaco, se formará una nube blanca o humo de cloruro de amoníaco o sulfito de amoníaco. El amoníaco puede ser detectado también mediante papel que cambia de color (tornasol por ejemplo) en presencia de una base.

El dióxido de sulfuro puede ser detectado por la aparición de humo blanco cuando se coloca una solución acuosa de amoníaco cerca de la fuga.

Puede saberse si un sistema de refrigeración tiene fugas presurizándolo o al hacerle vacío y observando en determinados períodos de tiempo si se mantiene dicha presión. Este es un método efectivo para verificar la seguridad del sistema pero no localiza los puntos de fuga.

AGENTE DETECTOR DE FUGAS

La mezcla de refrigerante y un colorante constituye un medio efectivo para la detección de fugas en todo el sistema que utilice aceite o refrigerante líquido. Las fugas son claramente detectadas por medio de una mancha del colorante que aparece en la superficie del equipo. Esta mancha puede ser eliminada una vez reparado el equipo. Comercialmente se fabrica el DYTEL¹ que es un colorante rojo que se suministra ya mezclado con refrigerante FREON¹ 12, 22 o 502.

Ventajas del empleo de colorante

El empleo del colorante no necesita equipos especiales una vez que el sistema ha sido cargado. Sólo es necesario contar con iluminación suficiente y con paños de papel para limpiar aquellas superficies sucias que estén ocultas a la vista.

No es afectado por el viento ni por ventilación intensa.

¹ Manual General de Refrigerantes. Du Pont. USA. p. 50

Puede señalar en forma individual tanto una fuga menor que se encuentra cerca de una mayor, como la presencia de fugas menores múltiples.

Puede revelar la presencia de fugas que aparecen en forma intermitente.

No es necesario que el sistema esté funcionando.

No es afectado por otras fuentes de halógenos tales como fugas de cilindros etc.

Carga de refrigerante con colorante

Generalmente se emplean procedimientos normales de carga en fase líquida. Si el sistema no cuenta con una conexión de carga en el lado de alta, el líquido puede ser cargado por el lado de baja siempre que se utilice un regulador de carga. Se debe asegurar que el refrigerante se encuentre vaporizado antes de ingresar al compresor para evitar daños graves causados por el "golpeteo" del líquido.

Limitaciones del agente detector de fugas

1) El colorante no ofrece un método de detección rápido. La primera aparición de mancha puede demorar desde 20 minutos hasta 24 horas. Las fugas menores pueden demorar hasta una semana.

2) Para evitar que se acumule colorante en el evaporador, debe circular aceite por el sistema (por lo menos un 0.1% en peso de refrigerante líquido). Por lo tanto, el colorante no es efectivo para sistemas equipados con compresores con lubricación externa o con separadores de aceite.

3) No se recomienda su uso en equipos que funcionan a temperaturas muy bajas, por debajo de los -45°C .

4) Tampoco es efectivo en sistemas, o en partes de sistemas, que funcionan a presiones menores de la atmosférica.

7. Densidad

La densidad del vapor afecta la capacidad del compresor y al dimensionado de los tubos. Una alta densidad del vapor acompañada de un calor latente de vaporización relativamente elevado es conveniente. Un equipo de refrigeración provisto de compresor de pistón requiere un refrigerante cuya densidad de vapor sea relativamente alta para obtener el funcionamiento óptimo.

PARAMETROS DE SELECCION DEL REFRIGERANTE

La selección de un refrigerante para un sistema de compresión está limitada por:

1. Aplicación
2. Tipo y capacidad del equipo
3. Las consideraciones económicas

El fabricante de un compresor de refrigeración hace generalmente una selección previa de refrigerante para que los costos de empleo sean mínimos.

Para reducir el número de tamaños o capacidades de compresores de pistón, el fabricante construye cada tamaño para diversos refrigerantes de vapor relativamente denso, tales como R-12, R-22 y R-500.

La dependencia entre la temperatura y presión de un refrigerante es de considerable importancia en las aplicaciones de bajas temperaturas. Si la presión del evaporador es relativamente baja para la temperatura necesaria en el evaporador, el volumen de vapor con que tiene que trabajar el compresor es excesivo. Si la presión del evaporador es relativamente alta para la temperatura necesaria en el evaporador, las presiones en el sistema son altas.

IDENTIFICACION DE REFRIGERANTES POR NUMERO

El sistema de identificación de refrigerantes por número ha sido estandarizado por la ASHRAE (fig 3-7).

Refrigerante no.	nombre y fórmula química
R-11	Tricloromonofluorometano (CCl_3F)
R-12	Diclorodifluorometano (CCl_2F_2)
R-13	Clorotrifluorometano (CClF_3)
R-22	Clorodifluorometano (CHClF_2)
R-500	Mezcla azeotrópica 73.8% de R-12 y 26.6% de R-152a
R-502	Mezcla azeotrópica 48.8% de R-22 y 51.2% de R-115
R-503	Mezcla azeotrópica 40.1% de R-23 y 59.9% de R-13
R-717	Amoniaco (NH_3)

Fig. 3-1 Refrigerantes más comúnmente empleados

SEGURIDAD DE LOS REFRIGERANTES

Las características de toxicidad e inflamabilidad están resumidas en la tabla de la fig. 3-2. En la norma ANSI/ASHRAE 15-1978, los refrigerantes están clasificados de acuerdo al peligro que implica su uso. En el Grupo 1 están los refrigerantes de menor peligro y en el Grupo 3, los más peligrosos. El sistema de clasificación del "Underwriters Laboratories" está basado en pruebas de toxicidad realizadas con cerdos.

Refrigerante no.	ANSI/ASHRAE 15-1978 Grupo del código de seguridad	Underwriters Laboratories Clasificación de grupo
11	1 ^a	5
12	1	6
13	1	6
22	1	5a
500	1	5a
502	1	5a
717	2	2

* ANSI 29.1-1971 Grupo del código de Seguridad.

Fig. 3-2 Seguridad relativa de refrigerantes

COMPARACION DE DAÑOS VITALES DE GASES O VAPORES SEGUN LA UNDERWRITERS LABORATORIES CLASSIFICATION

Grupo 1

Gases o vapores en concentraciones de $\frac{1}{2}$ a 1 por ciento con tiempo de exposición alrededor de 5 minutos son letales o producen daños serios, por ejemplo el dióxido de azufre.

Grupo 2

Gases o vapores en concentraciones de $\frac{1}{2}$ a 1 por ciento con tiempo de exposición alrededor de $\frac{1}{2}$ hora son letales o producen daños serios, por ejemplo el amoníaco y el bromuro de metileno.

Grupo 3

Gases o vapores en concentraciones de 2 a 2 $\frac{1}{2}$ por ciento con tiempo de exposición alrededor de 1 hora son letales o producen daños serios, por ejemplo el tetracloruro de carbono y el cloroformo.

Grupo 4

Gases o vapores en concentraciones de 2 a 2½ por ciento con tiempos de exposición alrededor de 2 horas son letales o producen daños serios, por ejemplo el dicloroetileno, cloruro metílico y el bromuro etílico.

Grupo entra 4 y 5

Aparece clasificado como refrigerantes algo menos tóxicos que los del grupo 4, por ejemplo cloruro etílico y el cloruro de metileno.

Mucho menos tóxico que los del grupo 4 pero más tóxico que los del grupo 5, por ejemplo el refrigerante 113.

Grupo 5a

Gases o vapores mucho menos tóxicos que los del grupo 4 pero más tóxicos que los del grupo 6, por ejemplo el refrigerante 22 y el 500.

Grupo 5b

Gases o vapores, los cuales según los datos disponibles podrían ser clasificados en el grupo 5a o grupo 6, por ejemplo el etano, propano y el butano.

Grupo 6

Gases o vapores en concentraciones arriba del 20 por ciento en volumen con tiempos de exposición alrededor de 2 horas no producen daños, por ejemplo los refrigerantes 12, 13 y 13B1.

REFRIGERANTES EMPLEADOS EN EQUIPOS DE ULTRABAJA TEMPERATURA DE UNA ETAPA

R-12 Diclorodifluorometano (CCl_2F_2)

Probablemente el refrigerante 12 es actualmente el más ampliamente usado. Se caracteriza por ser incoloro, casi inodoro, no tóxico, no corrosivo, no irritante y no inflamable. Químicamente, es un compuesto altamente estable que es muy difícil que falle aun bajo condiciones extremas de operación. Sin embargo al estar en contacto con una flama abierta o con un elemento de calefacción eléctrica, el R-12 se descompone en productos que son altamente tóxicos.

El R-12 es muy apropiado para usarse en aplicaciones de alta, media y bajas temperaturas debido a que se condensa a presión moderada bajo condiciones atmosféricas normales y que tenga una temperatura de ebullición de $-29,8^\circ\text{C}$ a la presión atmosférica.

El hecho de que el R-12 sea miscible en aceite bajo todas las condiciones de operación, no solo simplifica el problema del retorno de aceite sino que también tiende a aumentar la eficiencia y capacidad del sistema, en tanto que la acción solvente del refrigerante mantenga al evaporador y al condensador relativamente libre de películas de aceite, aumentando la capacidad de transferencia de calor de esas dos unidades.

Aunque el efecto refrigerante del R-12 es relativamente pequeño comparado con otros refrigerantes, para sistemas pequeños, el hecho de hacer circular un peso grande de R-12 es una gran ventaja que permite llevar un control más preciso del líquido.

El desplazamiento del compresor requerido por tonelada de refrigeración no es mucho más grande que lo requerido por otros refrigerantes comunes debido a la alta densidad que se tiene en el evaporador. También la potencia requerida por tonelada de capacidad es comparablemente favorable que con la requerida por los otros refrigerantes comunes.

Las fugas de R-12 pueden detectarse por varios métodos:

1. Solución de jabón
2. Antorcha húmeda
3. Adición de aceites colorantes al sistema
4. Detector electrónico de fugas.

R-13 Clorotrifluorometano (CClF_3)

El R-13 se emplea en aplicaciones de temperatura ultrabaja, generalmente en el paso inferior de dos o tres pasos de un sistema en cascada.

La temperatura de ebullición del R-13 es -98°C a la presión atmosférica. La temperatura en el evaporador baja hasta -100°C , la temperatura crítica es de 28.9°C . Al R-13 se le puede usar con los tres tipos de compresores debido a que su presión de condensación y desplazamiento del compresor son de valor moderado.

El R-13 es un refrigerante seguro, no es miscible con el aceite, para detectar fugas puede emplearse una antorcha húmeda.

R-22 Clorodifluorometano (CHClF_2)

El R-22 tiene un punto de ebullición a la presión atmosférica de -40.8°C . Las temperaturas en el evaporador son tan bajas como -87°C . Actualmente se le usa sobre todo en acondicionadores de aire tipo paquete.

Debido a que la temperatura en la descarga con el R-22 es alta, la temperatura sobrecalentada en la succión debe conservarse en su valor mínimo, sobre todo cuando se usan unidades herméticas.

Aunque el R-22 es miscible con el aceite en la sección de condensación a menudo suele separarse del aceite en el evaporador. Los separadores de aceite deberán usarse siempre en aplicaciones de temperaturas bajas.

La principal desventaja del R-22 sobre el R-12 es que requiere un menor desplazamiento del compresor, siendo aproximadamente el 60% del requerido por el R-12. Por lo tanto, para un desplazamiento específico del compresor, la capacidad refrigerante será aproximadamente 60% con R-22 que con R-12. Además, los tamaños de las tuberías por lo general son menores para el R-22 que para el R-12.

El R-22 absorbe humedad en una cantidad considerablemente mayor que el R-12 y, por lo tanto, se tienen menos problemas de congelamiento en los sistemas que usan R-22. Esto puede considerarse como una ventaja sin embargo es indeseable tener cualquier cantidad de humedad en el sistema refrigerante.

Siendo un halocarbón, el R-22 es un refrigerante seguro. Las fugas de R-22 puede detectarse con una solución de jabón, una torcha halida o con un detector electrónico de fugas.

R-502

El R-502 es una mezcla azeotrópica con 48,8% de R-22 y 51,2% de R-115. Se caracteriza por ser no inflamable, no corrosivo, líquido prácticamente no tóxico. Es un refrigerante para obtener medias y bajas temperaturas que van desde -18°C a -51°C . Se emplea para cuartos congeladores de alimentos, almacenes de alimentos congelados y helados, etc. Solo puede emplearse con sistemas que usen compresores recíprocos.

Este refrigerante tiene una presión de condensación relativamente baja y su temperatura aumenta la vida del compresor, válvulas y otras partes. Una buena lubricación es posible debido al incremento de viscosidad del aceite a bajas temperaturas de condensación.

La ventaja particular del R-502 sobre el R-22 es la temperatura adiabática baja que se tiene en la descarga, de $37,2^{\circ}\text{C}$ comparada con la de $53,3^{\circ}\text{C}$. Sin embargo, tanto el desplazamiento del compresor como la capacidad por unidad de refrigeración son algo menores para el R-502, así como las presio

nes de operación, aunque estas últimas permanecen en un rango moderado.

La fugas de R-502 pueden detectarse mediante solución de jabón, antorcha hálida o con detector electrónico de fugas.

R-503

El refrigerante R-503 es una mezcla azeotrópica con 40,1% de R-23 y 59,9% de R-13. No es inflamable, no corrosivo, líquido prácticamente no tóxico.

El R-503 es un refrigerante que puede reemplazar al R-13 en el rango de temperaturas de $-73,3^{\circ}\text{C}$ a -101°C . Con una temperatura de condensación de $6,67^{\circ}\text{C}$ y $-84,4^{\circ}\text{C}$ en el evaporador, el desplazamiento requerido del compresor para el R-503 es aproximadamente el 64% del requerido por el R-13 para la misma capacidad refrigerante.

SELECCION DEL REFRIGERANTE

Para seleccionar el refrigerante adecuado se propondrán unas condiciones de operación considerando un ciclo teórico de refrigeración. Las condiciones son las siguientes:

Temperatura ambiente	25	$^{\circ}\text{C}$
Temperatura de condensación	35	$^{\circ}\text{C}$
Temperatura deseada	-50	$^{\circ}\text{C}$
Temperatura de evaporación	-55	$^{\circ}\text{C}$

Debido a la disponibilidad en el mercado se trabajará únicamente con tres refrigerantes que son R-12, R-22 y R-502. Los parámetros de comparación entre los tres refrigerantes serán la relación de compresión (RC), el efecto refrigerante (er) y la capacidad de enfriamiento teórica (CET), los cuales se calculan mediante las siguientes ecuaciones:

$$RC = \frac{\text{presión absoluta de descarga}}{\text{presión absoluta de succión del compresor}}$$

$$ER = h_c - h_e \quad (\text{según el diagrama que aparece abajo})$$

$$CET = er(\rho)V_p$$

donde V_p = volumen desplazado por el compresor

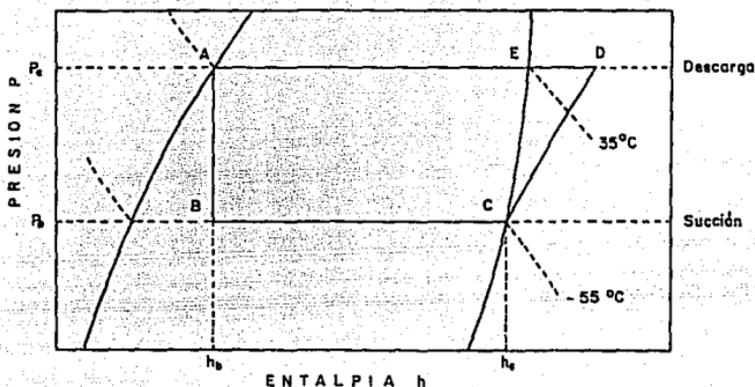


Fig.3-3 Diagrama ph de un ciclo saturado simple mostrando las condiciones de operación para la selección del refrigerante

PARA EL REFRIGERANTE 12

Presión de condensación	=	0.847	MPa
Presión de evaporación	=	0.030	MPa
h_b	=	69.540	KJ/Kg
h_e	=	162.600	KJ/Kg
ρ	=	2.029	Kg/m ³

RC	=	28.23	
ER	=	93.06	KJ/Kg
CET	=	188.85	Vp KW

PARA EL REFRIGERANTE 22

Presión de condensación	=	0.136	MPa
Presión de evaporación	=	0.049	MPa
h_b	=	91.420	KJ/Kg
h_e	=	226.160	KJ/Kg
ρ	=	2.421	Kg/m ³

RC	=	27.64	
ER	=	134.73	KJ/Kg
CET	=	326.33	Vp KW

PARA EL REFRIGERANTE 502

Presión de condensación = 0.149 MPa
 Presión de evaporación = 0.063 MPa
 h_u = 83.840 KJ/Kg
 h_e = 162.550 KJ/Kg
 ρ = 4.012 Kg/m³

RC = 23.50
 ER = 78.70 KJ/Kg
 CET = 325.84 Vp KW

RESUMEN DE VALORES

REFRIGERANTE PROPIEDAD	R-12	R-22	R-502
Ps (MPa)	0.300	0.049	0.063
Pc (MPa)	0.847	0.136	0.149
ρ (Kg/m ³)	2.029	2.421	4.012
ER (KJ/Kg)	93.060	134.730	78.700
CET (KW)	188.850 Vp	326.330 Vp	325.840 Vp

Se pretende tener un refrigerante que tenga una presión de succión alta, una presión de condensación moderada, una densidad baja, una relación de compresión baja, un efecto refrigerante alto así como la capacidad de enfriamiento. Además de estas consideraciones debe tomarse en cuenta el aspecto económico; a continuación se presenta los precios en \$/kg de los refrigerantes analizados para mayo de 1987

R-12 4,173.00
 R-22 6,525.00
 R-502 21,288.00

Dado que el sistema se carga con 200 gr de refrigerante aproximadamente, el aspecto económico no es el principal factor a considerar para la selección del refrigerante.

Una vez hechas estas consideraciones el refrigerante que cumple con la mayoría de las condiciones propuestas es el R-22.

CONDICIONES FINALES DE DISEÑO

Para establecer las condiciones de diseño finales, se considerará un ciclo de refrigeración con sobrecalentamiento y subenfriamiento. No se considerarán caídas de presión del evaporador, condensador y líneas complementarias, por ser estas muy pequeñas.

Dichas condiciones finales de diseño son:

Temperatura ambiente	25 °C
Temperatura de condensación	35 °C
Temperatura deseada	-50 °C
Temperatura de evaporación	-55 °C
Temperatura de sobrecalentamiento	-45 °C
Temperatura de subenfriamiento	25 °C

Estas condiciones están basadas en datos aproximados propuestos por fabricantes de equipos similares como lo son KELITATOR y REVCO.

CAPITULO 4

DISEÑO Y SELECCION DE LOS COMPONENTES DEL SISTEMA DE REFRIGERACION

En base a las condiciones de operación expuestas al final del capítulo anterior, se presenta el diseño y selección de las partes que componen el sistema de refrigeración en estudio. Para tal efecto el capítulo comprenderá de cuatro partes que además contienen una descripción de los diversos componentes que pueden usarse o se usan en el ultracongelador.

a. ESTIMACION DE LA CARGA DE ENFRIAMIENTO

Se llevarán a cabo los cálculos de ganancias de calor por las paredes proponiendo los materiales de construcción del aislante, paredes interior y exterior del mueble, etc. Además se calculará la carga de calor a retirar en el evaporador debida a los productos a refrigerar, los envases que los contienen, así como la carga de calor del volumen de aire del espacio refrigerado.

b. DISEÑO Y SELECCION DE LA PARTE MECANICA

Una vez que se tenga calculada la carga de enfriamiento se procederá a la selección de la unidad de condensación necesaria para el sistema de refrigeración y al diseño del evaporador.

c. SELECCION DEL ELEMENTO DE CONTROL DE FLUJO

En esta parte del capítulo se describirán todos aquellos elementos que controlan el flujo de refrigerante de un sistema de ultrabaja temperatura y se llevará a cabo la selección del más adecuado para el sistema.

d. SISTEMA ELECTRICO

Serán descritas las principales partes eléctricas que componen el sistema de refrigeración bajo estudio como son el relevador, capacitores de arranque, etc. Así mismo se presentará un diagrama del sistema eléctrico del compresor del ultracongelador.

e. ACCESORIOS

Se describirán brevemente los elementos adicionales que lleva un ultracongelador como son el acumulador y el deshidratador.

a. ESTIMACION DE LA CARGA DE ENFRIAMIENTO

GANANCIA DE CALOR POR LAS PAREDES

Auxiliándose de tablas de líquido y vapor saturados, así como de vapor sobrecalentado de R-22, se enlistan las propiedades de cada estado en la tabla de la figura 4-2. Así mismo el ciclo del sistema de refrigeración puede observarse en el diagrama de la figura 4-1.

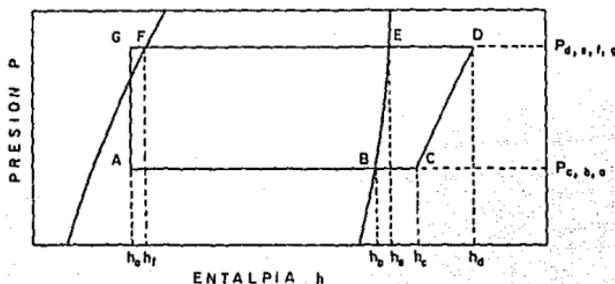


Fig. 4-1 Diagrama p-h del ciclo del sistema de refrigeración en estudio

Estado	P (MPa)	T (°C)	h (KJ/Kg)	ρ (KG/m ³)
A	0.0496	-55	75.562	903.600
B	0.0496	-55	226.083	2.421
C	0.0496	-45.5	231.267	2.311
D	1.3669	112.7	322.268	40.924
E	1.3669	35	262.469	50.029
F	1.3669	35	91.395	1154.817
G	1.3669	25	70.563	1212.882

Fig. 4-2 Tabla de propiedades de estados del ciclo

A fin de realizar el cálculo de ganancia de calor por las paredes es necesario proponer tanto los materiales de construcción del espacio refrigerado como las dimensiones del mismo (fig. 4-3).

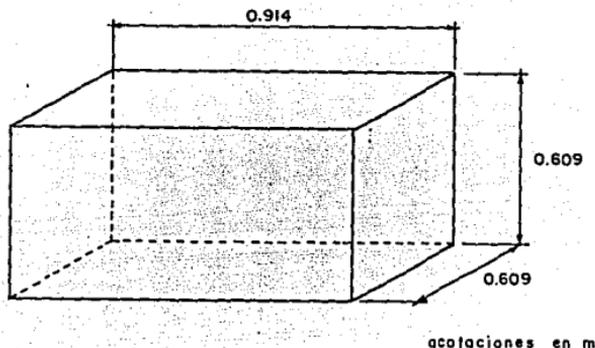


Fig. 4-3 Dimensiones del espacio refrigerado

Se propone que el material aislante sea espuma de poliuretano expandido, el cual tiene las siguientes propiedades¹:

Densidad	80	Kg/m ³
Conductividad térmica	0.0328	W/mK
Espesor	0.1016	m
Temperatura máxima	-73	°C

El material de la pared exterior e interior es de lámina de acero 1010 cold rolled de calibre 18 con las siguientes propiedades²:

Conductividad térmica	46.39	W/mK
Espesor	9.39×10^{-4}	m

¹ Marks, Manual del Ingeniero Mecánico, Mc Graw Hill, México, p 4-64

² Perry & Chilton, Chemical Engineers Handbook, Mc Graw Hill, USA, p 3-220

Las paredes llevan tres capas de pintura de aceite de un solo lado cada una, teniéndose los siguientes datos³:

Conductividad térmica	1.088	W/mK
Espesores:	1a. mano	7.406×10^{-3} m
	2a. mano	6.896×10^{-3} m
	3a. mano	6.896×10^{-3} m
	TOTAL	2.119×10^{-2} m

Ahora bien, la ganancia de calor en las paredes está dada por

$$Q = U A \Delta T \quad (1)$$

donde:

- Q = ganancia de calor en Watts
 U = coef. global de transferencia de calor en W/m^2K
 A = área de transferencia de calor en m^2
 T = diferencia de temperatura en K

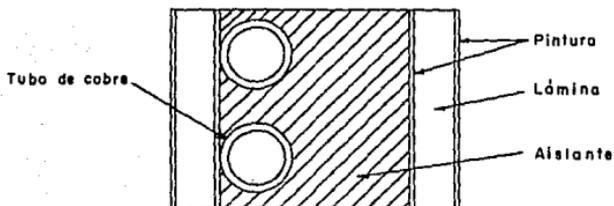


Fig. 4-4 Materiales de las paredes del espacio refrigerado.

El coeficiente global de transferencia de calor (U) está dado por la siguiente ecuación:

$$1/U = 1/h_i + \sum (x_i/k_i) + 1/h_o \quad (2)$$

donde

- h_i = coeficiente convectivo interior = $9.37 W/m^2K$ \leftarrow
 h_o = coeficiente convectivo exterior = $9.37 W/m^2K$ \leftarrow
 k_i = conductividad térmica en W/mK
 x_i = espesor en m

Los coeficientes convectivos interior y exterior se obtuvieron de tablas considerando aire tranquilo adentro y afuera del ultracongelador.

³ Vielhaber, L., Tecnología de los Esmales. Reverte, México, = 74

⁴ Dossat, R., Principios de Refrigeración. CECOA, México, = 196

Sustituyendo valores en la ecuación (2)

$$1/U = 2(1/9.37) + (0.1016/0.0328) + 2(9.39 \times 10^{-4}/46.39) + (2.119 \times 10^{-4}/1.088)$$

de donde $U = 0.302 \text{ W/mK}$

El área de las paredes es

$$A = 0.914 \times 0.609 = 0.556 \text{ m}^2 \text{ (para cada pared rectangular)}$$

$$A = 0.609 \times 0.609 = 0.370 \text{ m}^2 \text{ (para cada pared cuadrada)}$$

$$\text{Area total} = 4(0.556) + 2(0.370) = 2.964 \text{ m}^2$$

La diferencia de temperaturas entre el interior y el exterior es

$$T = T_{\text{desada}} - T_{\text{ambiente}} = -75 \text{ }^\circ\text{C}$$

Sustituyendo los valores de U, A y T en la ecuación (1) la ganancia de calor por las paredes es

$$Q = (0.302)(2.964)(-75)$$

$$Q = -67.138 \text{ W}$$

el signo negativo solo indica que el calor obtenido debe retirarse en el espacio refrigerado.

GANANCIA DE CALOR DEBIDA AL PRODUCTO

Para calcular la ganancia de calor debido a los productos a refrigerar es necesario considerar la carga de los recipientes que contienen a dichos productos, así como el volumen de aire que se encuentra en el espacio refrigerado.

Dentro de los diversos productos que pueden congelarse en estos equipos, serán tomados en cuenta solo dos de ellos. Estos productos se enlistan a continuación con algunas de sus características.

PRODUCTO	CALOR ESPECIFICO (KJ/KgK)	TEMPERATURA DE ALMACENAMIENTO (°C)
Dextrosa	0.913	-50
Lactosa	1.202	-50

La cantidad de calor puede calcularse mediante la siguiente fórmula

$$Q = M C \Delta T / t \quad (3)$$

donde

- Q = ganancia de calor en Watts
 M = masa del producto en Kg
 C = calor especifico en KJ/KgK
 ΔT = diferencia entre temperatura de almacenamiento y ambiente ($^{\circ}C$)
 t = tiempo requerido para bajar de la temperatura ambiente a la temperatura de almacenamiento (seg)

si se desea almacenar 1.5 Kg de cada producto y se propone que el tiempo de para bajar la temperatura ambiente a la de almacenamiento sea de 7200 seg (2 hr), el calor de los productos es

Dextrosa	14.250	W
Lactosa	18.765	W
TOTAL	33.015	Watts

En lo que respecta a los recipientes de almacenamiento de los productos, pueden emplearse vasos de vidrio con las siguientes características:

- M = 0.085 Kg
 C = 0.502 KJ/KgK
 ΔT = 75 K
 t = 7200 seg

Aplicando la ecuación (3) el calor debido a cada recipiente es 0.444 W.

Si consideramos 20 recipientes, la ganancia de calor de los envases será

$$Q = 20 \times 0.444 = 9.888 \text{ W}$$

Otra carga de calor a considerar es la debida al volumen de aire, que para las dimensiones propuestas para el espacio refrigerado es de 0.338 m^3 , de este modo para = 1.293 Kg/ m^3

- M = 0.438 Kg
 C = 1.0 KJ/KgK
 ΔT = 75 K
 t = 7200 seg

Con la ecuación (3), la ganancia de calor debida al aire es

$$Q = 4.562 \text{ W}$$

La cantidad total de calor a retirar es la suma de las ganancias obtenidas, o sea

$$Q_{\text{tot}} = \Sigma Q = 67.138 + 33.015 + 8.888 + 4.562 \\ = 113.603 \text{ W}$$

Un valor común de tiempo de operación de sistemas de refrigeración aplicable es 16 h por día, de este modo, la capacidad real del evaporador es

$$Q_{\text{tot}} = 113.603 \times (24/16) \\ = 170.404 \text{ Watts}$$

b. DISENO Y SELECCION DE LA PARTE MECANICA

1) SELECCION DE LA UNIDAD DE CONDENSACION

Una unidad de condensación está compuesta por un compresor seguido de un condensador. A continuación se describen algunas características de ambas partes.

COMPRESOR

De hecho no existen catálogos de compresores empleados en equipos de ultrabaja temperatura, sin embargo es posible emplear otro tipo de compresores para las condiciones del ciclo de refrigeración anteriormente establecido. Además deben tomarse en cuenta algunas consideraciones para la selección del compresor, que son:

- Debido a que se manejan bajas potencias es recomendable emplear compresores herméticos.
- El flujo volumétrico de refrigerante que desplaza el compresor debe ser lo suficientemente grande como para retirar la cantidad de calor en el evaporador.

EL ACEITE PARA COMPRESORES

Al igual que todo equipo mecánico, un compresor de refrigeración requiere lubricación. El aceite es necesario para lubricar los cojinetes y los pistones en compresores recíprocos.

Los requerimientos especiales que presentan los aceites para sistemas de refrigeración se deben al hecho de que el aceite está en contacto con el refrigerante en la gran mayoría de los casos. Así mismo, en mayor o en menor medida, el refrigerante circula junto con el aceite.

Los aceites para refrigeración modernos son productos altamente refinados en los que se ha eliminado elementos indeseables tales como compuestos de azufre y ceras. Deben contener muy bajo nivel de humedad y se deben tomar las precauciones necesarias para evitar su contaminación.

Las propiedades esenciales de un aceite para sistemas de refrigeración son:

- lubricación adecuada.
 - estabilidad.
 - solubilidad en el refrigerante.
- (entre otras propiedades se pueden mencionar: fuerza dieléctrica y punto de enturbamiento bajo).

La mayoría de los aceites para refrigeración son de origen natural, siendo clasificados como aceites minerales. Son el producto de la mezcla de diferentes tipos de moléculas en proporciones que varían según el fabricante, e incluso según su partida de producción. Ninguna de estas moléculas logra una combinación perfecta de las tres propiedades mencionadas, si bien la molécula nafténica es la que más se aproxima. Por lo tanto, los mejores aceites minerales son aquellos que contienen una alta proporción, alrededor del 50%, de moléculas nafténicas. Generalmente se denominan aceites "nafténicos".

La química moderna ha posibilitado la confección de moléculas que reúnen propiedades ausentes en los aceites minerales.

Los aceites sintéticos disponibles en la actualidad combinan propiedades excelentes de solubilidad, estabilidad y lubricación, comparables a los aceites minerales nafténicos.

Viscosidad del aceite

Es necesario hacer una distinción entre la viscosidad normal de un aceite, empleada como medio de identificación, y la viscosidad real del mismo en un sistema de refrigeración.

Viscosidad normal

La medición de la viscosidad normal se realiza a 40°C y se expresa en centistokes (cSt). Los valores de viscosidad para aceites varían entre los 15 y 170 cSt. La mayoría de los aceites para refrigeración tienen un valor de viscosidad de 32 a 68 cSt. Las viscosidades mayores, como son 100 cSt, se utilizan en los compresores grandes particularmente del tipo centrífugo o de tornillo.

Los fabricantes de compresores especifican el tipo de aceite adecuado para el equipo en base al valor de viscosidad. En general, el compresor ya es cargado en la fábrica con aceite de una marca determinada. Sin embargo, en la mayoría de los casos los manuales técnicos del fabricante especifican diferentes tipos de aceites que son técnicamente aceptables como suplemento. Estas listas se basan en la experiencia del fabricante.

En los EE.UU., la medición de la viscosidad para aceites se realiza a 37.8°C (100°F) y se expresa en SUS. Las dos escalas no tienen una correspondencia precisa; a continuación se da una equivalencia aproximada para los valores de viscosidad más frecuentes:

150 SUS:	32 cSt
300 SUS:	68 cSt
450 SUS:	100 cSt

La viscosidad en los sistemas de refrigeración

El aceite de un sistema de refrigeración está expuesto a variaciones de temperatura considerables. Por ejemplo la temperatura de descarga del compresor de un sistema con R-22, con evaporación a -40°C, alcanza los 177°C. Por lo tanto, el aceite en circulación experimenta un cambio de temperatura de más de 200°C en un período de pocos minutos.

Además del efecto que ejerce la temperatura sobre la viscosidad, ésta se ve afectada también por el refrigerante. El refrigerante disuelve el aceite, siendo la viscosidad de la mezcla aceite/refrigerante menor que la del aceite mismo. La cantidad de refrigerante disuelto en el aceite en un punto determinado del circuito es función de los siguientes factores:

Refrigerante: el R-12 es completamente miscible con el aceite, siendo el R-22 más soluble que el R-502. Esto también representa el orden de solubilidad del aceite en refrigerante líquido.

Aceite: por ejemplo, un buen aceite sintético disuelve más cantidad de refrigerante que un aceite mineral típico. También hay variaciones entre los diferentes tipos de aceites minerales.

Temperatura: cuanto menor sea la temperatura mayor cantidad de refrigerante se disolverá en el aceite. A medida que aumenta la temperatura, el refrigerante comienza a destilar de la solución.

Presión: un aumento de presión contrarresta el efecto del aumento de temperatura al mantener el refrigerante en solución.

Dadas las condiciones de operación a las que está expuestas el compresor de nuestro ultracongelador y a las características del refrigerante que se emplea lo indicado es emplear un aceite de viscosidad de 150 SUS.

CONDENSADOR

Un condensador es una superficie de transferencia de calor donde se remueve el calor absorbido por el refrigerante en el evaporador y el calor equivalente a la energía de entrada para comprimir el refrigerante. El refrigerante es así convertido a la fase líquida a la presión condensante y queda dispuesto para reexpandirse dentro del evaporador.

Los condensadores pueden clasificarse de acuerdo al medio de enfriamiento como: 1. Enfriados por agua; 2. Enfriados por aire; y 3. Evaporativos (enfriados por agua y aire).

Condensadores enfriados por aire

La circulación de aire sobre un condensador enfriado por aire puede ser por convección natural o por la acción de un ventilador o soplador. Cuando la circulación del aire es por convección natural, la cantidad de aire que circula sobre el condensador es baja y relativamente se necesita una superficie condensante grande.

Los condensadores de convección natural empleados en refrigeradores domésticos generalmente son de superficie de placa o con tubería aleteada.

Los condensadores de convección forzada, emplean ventiladores o sopladores para tener circulación forzada de aire.

Condensadores enfriados con agua

Los condensadores enfriados con agua básicamente son de tres tipos: (1) de doble tubo, (2) de casco y serpentín y (3) acorazados.

El condensador de doble tubo consiste de dos tubos dispuestos de tal manera que uno queda dentro del otro (Fig. 4-5). El agua pasa a través del tubo interno, mientras que el refrigerante fluye en dirección opuesta entre el espacio anular de los dos tubos. Con este arreglo se puede proporcionar al refrigerante algo de enfriamiento con aire además del enfriamiento con agua.

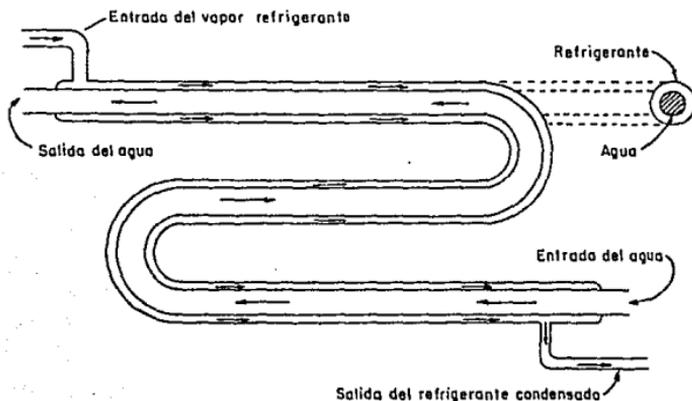


Fig.4-5 Condensador de doble tubo

Los condensadores de casco y serpentín son construidos de uno o más tubos descubiertos o de serpentín de tubos aleteados encerrado en un cilindro de acero soldado (Figura 4-6). El agua condensante circula a través del serpentín mientras que el refrigerante está contenido en el depósito circular rodeando los serpentines.

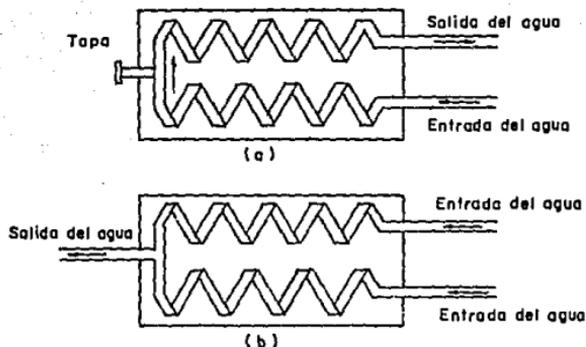


Fig. 4-6 (a) Circuito de agua conectado para flujo en serie. (b) Circuito de agua conectado para flujo en paralelo.

Los condensadores acorazados consisten de un depósito cilíndrico de acero en el cual se tiene determinado número de tubos colocados paralelamente y unidos en los extremos a un cabezal de tubos. El agua condensante circula a través de los tubos, los cuales pueden ser de acero, de cobre, descubierto o de superficie alargada. El refrigerante está contenido en el cilindro de acero entre los cabezales de tubo. El agua circula por los espacios anulares entre el cabezal de tubos y las placas extremas, las placas de los extremos tienen desviadores que actúan como distribuidores para guiar la corriente de agua que atraviesa los tubos.

Condensadores Evaporativos

Esencialmente un condensador evaporativo es una unidad empleada para conservar el agua y, en efecto, es una combinación de condensador y torre de enfriamiento. En la figura 4-7 se muestra un diagrama típico de un condensador evaporativo.

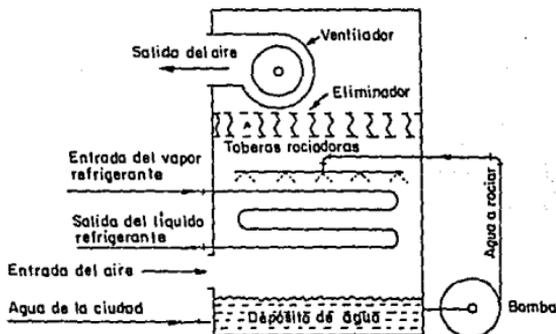


Fig. 4-7 Diagrama esquemático de un condensador evaporativo

Como ya se dijo, en un condensador evaporativo se emplean tanto aire como agua. El agua es bombeada desde el depósito inferior de la unidad hasta el cabezal de atomización, la cual se efectúa hacia abajo pasando sobre los serpentines refrigerantes hasta el depósito inferior de la unidad. El aire es tomado del exterior por la parte inferior del condensador utilizando un soplador, el aire descargado al exterior es por la parte superior del condensador.

Generalmente, la capacidad de los condensadores evaporativos se aumenta al aumentar la cantidad de aire en circulación a través del condensador.

La cantidad de agua que circule sobre el condensador deberá ser la necesaria para conservar lo bastante humedecida la superficie de los tubos a fin de obtener la eficiencia máxima de la superficie del tubo y tener el mínimo de incrustaciones. Sin embargo, una razón de flujo de agua en exceso del aumento necesario para tener la superficie de los tubos suficientemente humedecida, traerá como consecuencia un aumento en el suministro de potencia de la bomba sin que se aumentase materialmente la capacidad del condensador.

SELECCION DE LA UNIDAD DE CONDENSACION

Una vez que se conoce la carga de enfriamiento del ultracongelador, se procede a seleccionar la unidad de condensación.

Para llevar a cabo dicha selección es necesario conocer dos parámetros importantes que son el desplazamiento volumétrico del compresor y capacidad de enfriamiento de la unidad.

De la figura 4-1, el efecto refrigerante (ER) del sistema está dado por

$$ER = h_c - h_a \quad (3)$$

auxiliándose de la tabla de la figura 4-2

$$ER = 231.267 - 75.562 = 155.705 \text{ KJ/Kg}$$

El flujo de refrigerante en Kg/s se obtiene por

$$m = Q_e/ER = 170.404/(155.705 \times 10^3)$$

$$m = 1.094 \times 10^{-3} \text{ Kg/s}$$

Ahora

$$v_c = 1/\rho_c = 0.432 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

El volumen que debe desplazar el compresor es

$$V_T = m v_c = 1.094 \times 10^{-3} \times 0.432$$

$$V_T = 4.727 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

Sin embargo este volumen es teórico. Para conocer el volumen real desplazado debemos calcular la eficiencia volumétrica y aplicando un factor de seguridad que involucre todas las pérdidas que no son cuantificables analíticamente.

La eficiencia volumétrica total involucra las pérdidas debidas a los siguientes factores:

- 1) Caídas de presión dentro del compresor
- 2) Ganancia de calor al refrigerante por
 - a. Motor hermético
 - b. Fricción
 - c. Calor de compresión
- 3) Ineficiencia de los flappers (válvulas)
- 4) Fugas internas de gas
- 5) Circulación de aceite.

Sin embargo es muy difícil predecir todas estas pérdidas matemáticamente, de modo que el valor de la eficiencia volumétrica se obtendrá auxiliándose de la gráfica de la figura 4-8. Dicha gráfica se obtuvo con información de catálogos de compresores herméticos aplicando la siguiente fórmula

$$\eta_v = \frac{\text{capacidad del compresor}}{ER \times V_m \times \rho}$$

donde

η_v = eficiencia volumétrica del compresor

ER = efecto refrigerante

V_m = volumen desplazado por el compresor

ρ = densidad del refrigerante

La capacidad del compresor es la capacidad que aparece en el catálogo. Las propiedades que se emplean para calcular la eficiencia volumétrica se obtienen de tablas de refrigerante con las condiciones de operación expuestas en el catálogo, es decir con las temperaturas de evaporación y condensación de la unidad, así como el desplazamiento volumétrico del compresor.

De la fig. 4-8 para una temperatura de evaporación de -55°C (218 K) se tiene una eficiencia volumétrica del 52%. Sin embargo, para fines de diseño es conveniente considerar un factor de seguridad, que por costumbre suele ser del 10%, de modo que la eficiencia volumétrica total es

$$\eta_v = 52 \times 90\%$$

$$\eta_v = 46.8\%$$

Entonces el desplazamiento volumétrico real que debe desplazar el compresor es

$$V = V_r / \eta_v = 4.703 \times 10^{-4} / 0.468$$

$$V = 1.005 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

Con este valor obtenido se puede hacer una selección preliminar de la unidad de condensación y calcular la capacidad de enfriamiento que tendrá dicha unidad y compararla con la carga de enfriamiento calculada.

Del catálogo de compresores herméticos de Gilvert Copeland se tienen los siguientes datos

Modelo	JFP1-0050
Potencia	373 Watts ($\frac{1}{2}$ hp)
Desplazamiento volumétrico	4.87 m^3/s (172 pies^3/h)

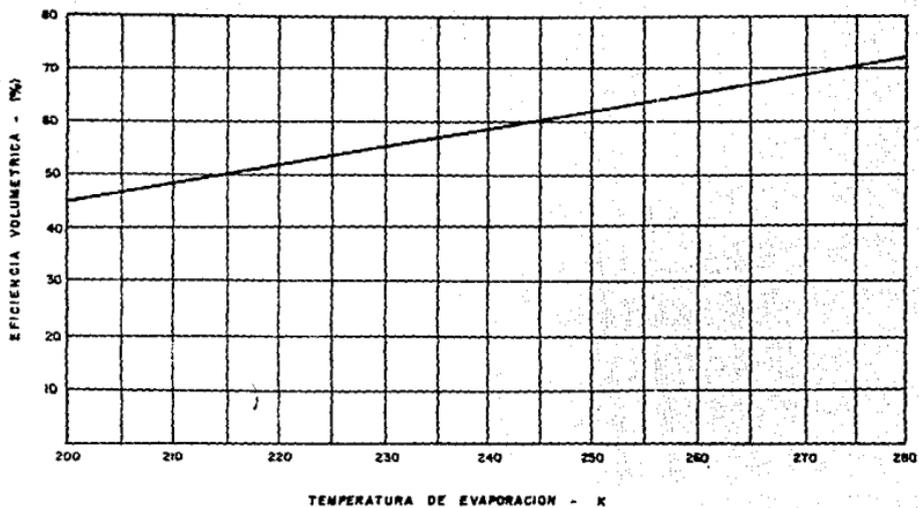


Fig. 4-8 Gráfico de eficiência volumétrica contra Temperatura de Evaporação

La capacidad de esta unidad está dada por

$$\begin{aligned} Q &= V_m \times \rho \times (h_c - h_a) \times \eta_v \\ &= 4.87 \times 2.311 \times 155.705 \times 0.468 \times (10^3/3600) \\ &= 227.82 \text{ Watts} \end{aligned}$$

Puede observarse que este valor es mayor que la carga de enfriamiento obtenida, lo que puede considerarse como un factor de seguridad. Por lo tanto la unidad seleccionada puede emplearse en el ultracongelador bajo estudio.

La unidad de condensación seleccionada cuenta con un compresor hermético, un ventilador y un condensador con las siguientes características:

Tubería

- material: cobre
- diámetro: 3/8"
- longitud: 10.50 m (34.4 pies)

Aletas

- material: aluminio
- espesor: 0.25 mm
- # aletas: 8 aletas/pulg.

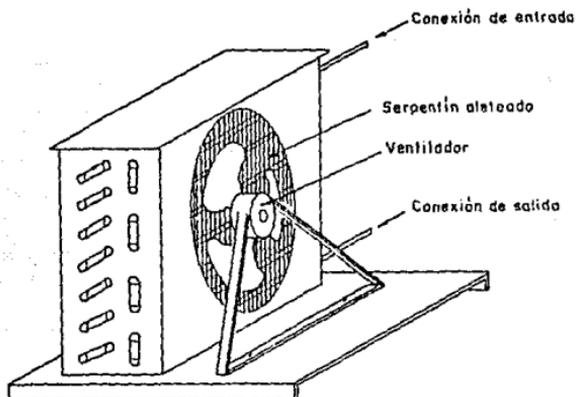


Fig. 4-9 Esquema del serpentín y ventilador, parte de la unidad de condensación del ultracongelador

DISEÑO DEL EVAPORADOR

Antecedentes

Un evaporador es cualquier superficie de transferencia de calor en el cual se vaporiza un líquido volátil para eliminar el calor de un espacio o producto refrigerado.

Existe una gran variedad de tipos, tamaños, diseños para muy diversas aplicaciones. De acuerdo al tipo de construcción pueden distinguirse tres tipos principales que son (1) de tubo descubierto, (2) de superficie de placa y (3) aleteados.

Los evaporadores de tubo descubierto por lo general se construyen de tubo de acero o de tubo de cobre. El tubo de cobre se emplea para la fabricación de evaporadores pequeños y se les usa con refrigerante que sea amoníaco.

Los evaporadores de superficie de placa pueden ser contruidos con dos placas planas de metal realizadas y soldadas una con otra de tal modo que pueda el refrigerante circular entre las dos placas. Existe otro tipo de evaporador de placa que consiste en tubería doblada instalada entre las dos placas metálicas las cuales se encuentran soldadas en sus orillas. Los evaporadores de superficie de placa son muy empleados en refrigeradores de tipo comercial.

Los evaporadores aleteados son serpentines de tubo descubierto sobre los cuales se colocan placas metálicas o aletas. Las aletas, sirven como superficies secundarias absorbedoras de calor y tienen el efecto de aumentar el área superficial externa del evaporador, mejorándose por lo tanto la capacidad de enfriamiento. Un aleteado excesivo no necesariamente aumentará la capacidad del evaporador. En algunos casos, podrá reducirse la capacidad del evaporador porque se restringiría la circulación del aire a través del serpentín.

CALCULOS Y SELECCION DEL EVAPORADOR

Por similitud con ultracongeladores ya contruidos se empleará un evaporador de expansión directa de tubo descubierto tipo "canastilla", como el que se muestra en la figura 4-12. Dicho evaporador rodea todo el volumen del espacio refrigerado con objeto de lograr en él una distribución uniforme de temperatura.

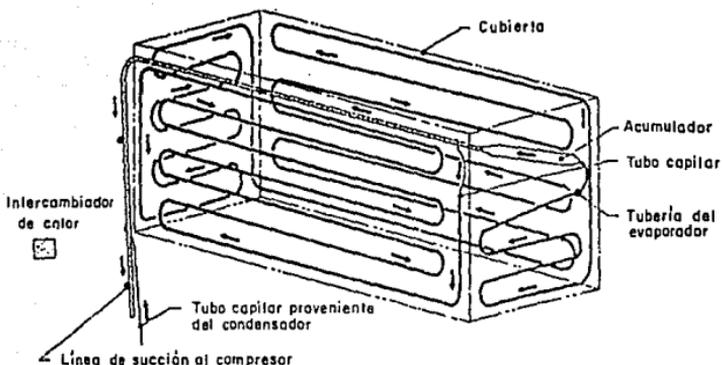


Fig. 4-10 Evaporador tipo canastilla

A partir de los datos del condensador de la unidad de condensación seleccionada, la superficie de transferencia de calor es

$$Ac = \pi D L \quad (5)$$

donde

Ac = área de transferencia de calor del condensador en m^2

D = diámetro exterior de la tubería = 9.5 mm (3/8")

L = longitud de la tubería = 10.50 m

sustituyendo valor en la ecuación (5)

$$\begin{aligned} Ac &= 3.1416 (10.50)(9.5 \times 10^{-3}) \\ &= 0.313 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Por otro la carga de calor a rechazar en el condensador es

$$\begin{aligned} Q_c &= M (h_D - h_a) / \eta_v \\ &= 1.094 \times 10^{-3} \times (322.268 - 70.563) \times 10^{-3} / 0.468 \\ &= 588.38 \text{ Watts} \end{aligned}$$

Para fines de cálculo del evaporador y basándose en un procedimiento que concuerda con el empleado por fabricantes de equipo de refrigeración, la superficie del evaporador puede obtenerse mediante la siguiente ecuación:

$$(Q_e / Q_c) = (A_e / A_c) \quad (6)$$

donde

Q_e = capacidad de enfriamiento

Q_c = calor rechazado en el condensador

A_c = superficie de condensación

despejando A_e y sustituyendo valores se tiene que

$$A_e = 0.121 \text{ m}^2$$

Para conocer la longitud del evaporador, primeramente es necesario saber que diámetro de tubería se va emplear. Lo más común es emplear tubería de cobre de $\frac{1}{4}$ " o $\frac{3}{16}$ " de diámetro.

La longitud del evaporador se determina por

$$L_e = A_e / (D_e \pi)$$

si se emplea un diámetro de 6.35 mm ($\frac{1}{4}$ "

$$L_e = 6.10 \text{ m}$$

c. SELECCION DEL ELEMENTO DE CONTROL DE FLUJO

El control de flujo de refrigerante es una característica esencial de cualquier sistema de refrigeración. La función de cualquier control de flujo de refrigerante es doble: (1) medir el refrigerante líquido en la tubería del líquido que va hacia el evaporador con una rapidez que sea proporcional a la cual está ocurriendo la vaporización en esta última unidad y (2) mantener un diferencial de presión entre los lados de alta y baja presión del sistema a fin de permitir vaporizar el refrigerante bajo las condiciones de baja presión deseadas en el evaporador y al mismo tiempo efectuar la condensación a la presión alta que se tiene en el condensador.

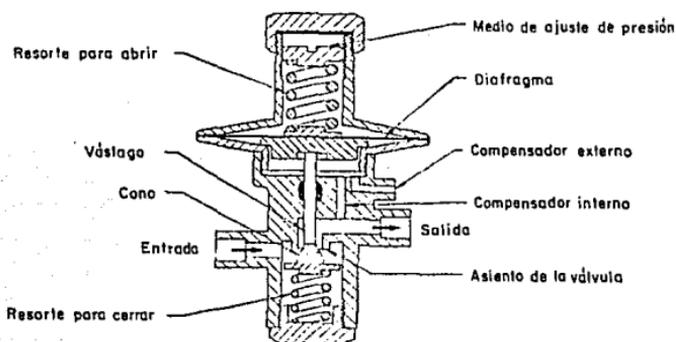
Existen seis tipos básicos de controlar el flujo de refrigerante: (1) la válvula de expansión manual, (2) la válvula de expansión automática, (3) la válvula de expansión termostática, (4) el tubo capilar, (5) la válvula de flotador de presión baja y (6) la válvula de flotador de presión alta.

VALVULA DE EXPANSION MANUAL

De los diversos métodos de controlar el flujo de refrigerante, la válvula de expansión manual es el más simple. Se usa únicamente en instalaciones controladas manualmente. Esta válvula se emplea para ajustes finos de flujo de refrigerante. Sin embargo cuando el compresor del sistema se detiene la válvula debe ser cerrada a fin de aislar la línea de líquido

VALVULA DE EXPANSION AUTOMATICA

La válvula de expansión automática o de presión constante, como la mostrada en la figura 4-11, mantiene una presión constante en el evaporador mientras que el compresor está en operación. En esta válvula de expansión automática, con diafragma, la presión en el evaporador efectúa el movimiento del diafragma, al cual está sujeto el conjunto de la aguja.



^a La válvula es usada con compensador interno o externo, pero no con ambos

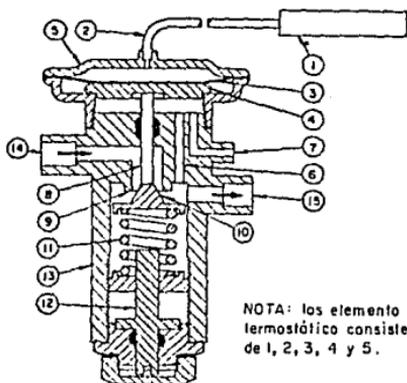
Fig.4-11 Válvula de expansión automática ^a

Como la válvula manual, se limita a condiciones de cargas más o menos constantes en el evaporador, situación que se aplica a la válvula de expansión automática también. En una u otra válvula hay un tornillo, que aplica presión al resorte encima del diafragma. Cuando el tornillo se ajusta en sentido horario, causa más presión sobre el diafragma, forzando la válvula al abrir más, admitiendo refrigerante adicional en el evaporador y resultando una presión de operación mayor. Si se desea una presión de operación menor en el evaporador, el tornillo se gira en sentido antihorario, liberando presión sobre el resorte y por consiguiente en el diafragma o muelle. Esto permite a la válvula cerrar y mermar el flujo de refrigerante. Después de cualquier ajuste, debe permitirse un tiempo amplio al aparato de control para asentarse, antes de hacer otro cambio. Para una carga dada en el evaporador, alimentado por el refrigerante, hay únicamente una posición correcta en la válvula de expansión automática: cuando el serpentín está completamente congelado. Si la presión se baja, habrá una

disminución de refrigerante y la capacidad de absorción de calor del evaporador se disminuirá. Si la presión se sube, habrá un incremento en el flujo de refrigerante con la posibilidad de inundar con refrigerante líquido la línea de succión, con lo cual puede dañarse el compresor.

VALVULA DE EXPANSION TERMOSTATICA

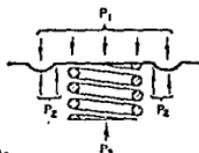
A causa de que todas las cargas de refrigeración, no permanecen constantes y no se puede estar siempre en toda la instalación para hacer los ajustes de compensación, se desarrolló otro tipo de válvula; la válvula de expansión termostática. Como la válvula de expansión automática, la válvula de expansión termostática puede ser del tipo muelle o del tipo diafragma, como la mostrada en el figura 4-12. Ambas está equipadas con un tubo capilar y un bulbo sensor, los cuales transmiten a la válvula la relación de presión de la temperatura del vapor en la sección donde el sensor se localiza a la salida del evaporador.



NOTA: los elemento termostático consiste de 1, 2, 3, 4 y 5.

1. Bulbo
2. Tubo capilar
3. Diafragma
4. Placa
5. Cabeza termostática
6. Compensador interno
7. Compensador externo
8. Vástago
9. Asiento de la válvula
10. Cono de la válvula
11. Resorte de sobrecalentamiento
12. Ajuste
13. Cuerpo de la válvula
14. Conexión de entrada
15. Conexión de salida

- P_1 - Elementos termostáticos de la presión del vapor
 P_2 - Presión del evaporador
 P_3 - Presión equivalente a la fuerza del resorte de sobrecalentamiento



La válvula es usada con compensador interno o externo, pero no con ambos.

Fig. 4-12 Válvula de expansión termostática

El propósito básico de la válvula de expansión termostática, es mantener un amplio suministro de refrigerante en el evaporador, sin permitir que el líquido refrigerante pase a la línea de succión y al compresor. Cuando el aparato de medición es una válvula de expansión termostática, su operación dependerá del vapor sobrecalentado al salir del evaporador, ya que una porción del evaporador se usa para

sobrecalentar el vapor de 5° a 10°F, sobre la temperatura correspondiente a la presión de evaporación.

VALVULA DE FLOTADOR

Otro tipo de aparato de control de flujo de refrigerante es la válvula de flotador, el cual también mide el flujo de refrigerante en el evaporador. El flotador en sí mismo se hace de un metal que no reaccione con el refrigerante empleado en el sistema. Se construye en la forma de una bola o de una olla cerrada, la cual subirá o bajará dentro de la cámara del flotador. Con el nivel de refrigerante. Se conecta con un brazo y acople a la válvula de aguja, la cual abre o cierra contra un asiento, premitiendo o disminuyendo el flujo de refrigerante a la cámara.

Un flotador en el lado de alta puede localizarse cerca, bien sea del condensador o del evaporador. Su diseño es tal que cuando la cámara del flotador se llena de refrigerante, la subida del flotador eleva la válvula de su asiento. Esto permite que el refrigerante fluya al lado de baja del sistema y del evaporador.

Un aparato de medición del flotador en el lado de baja, es aquel en el cual el flotador se localiza en el evaporador o en la cámara adyacente al serpentín de enfriamiento que está inundado, manteniendo un nivel de líquido definido dentro del evaporador. Se construye en forma similar al de alta, con la excepción de que cuando el flotador sube, cierra el flujo de refrigerante. El líquido a alta presión está a la entrada de la cámara del flotador y el conjunto del flotador en sí mismo está en el líquido a baja presión, manteniendo un nivel definido dentro de la cámara del flotador. Cuando la carga en el evaporador se incrementa, se evapora líquido y el nivel del mismo en el evaporador y en la cámara del flotador cae. Cuando el flotador baja, la aguja es retirada de su asiento, permitiendo que el refrigerante adicional entre hasta que se alcance el nivel deseado.

Si la carga en el evaporador decrece, tendrá lugar menos evaporación y el nivel de líquido se mantendrá haciendo que el flotador sostenga la aguja contra su asiento. En esta forma, el conjunto de flotador de baja presión puede mantener el flujo correcto de refrigerante que se requiera, para una condición de carga fluctuante.

TUBO CAPILAR

Todas las unidades de refrigeración requieren un dispositivo de reducción de presión, el cual lleva el refrigerante al lado de succión de acuerdo con lo requerido por el sistema.

Con la aparición de los compresores herméticos y los refrigerantes de halocarbón, el tubo capilar viene a ser el elemento más práctico y de más rápida adquisición, especialmente con unidades herméticas pequeñas como refrigeradores domésticos y congeladores, deshumidificadores y aires acondicionados de cuartos. Más recientemente, el tubo capilar se ha extendido a unidades más grandes como unidades de aire acondicionado en tamaños arriba de 10 toneladas de capacidad.

El tubo capilar opera bajo el principio de que el líquido circula a través de él más fácilmente que el gas. Consiste de una línea de diámetro pequeño, la cual se emplea como control de flujo de refrigerante, conectando la salida del condensador con la entrada al evaporador. A veces va soldado a la superficie exterior de la línea de succión funcionando como intercambiador de calor.

Cuando se emplea receptor de líquido en el lado de alta presión no se usa tubo capilar.

Como compensador de presión, el tubo capilar es práctico para emplearse con compresores que tengan bajos torques de arranque. La simplicidad del tubo capilar entre muchas ventajas tiene la abate grandemente los costos.

En sistemas desbalanceados la entrada de gas (gas incondensable) al tubo capilar tiende a reducir considerablemente el flujo de refrigerante con pequeños o medianos cambios de presión en el sistema.

Para condiciones comunes de flujo se presenta líquido subenfriado a la entrada del tubo capilar. Bolstad² (referencia al pie de pág) demuestra que el flujo a lo largo del tubo, con mediciones de presión y temperatura se comporta de la siguiente manera:

Con líquido subenfriado a la entrada del tubo capilar, la distribución de presión es similar a la mostrada en la gráfica (ver fig 4-13). En la entrada del tubo, sección 1-0 hay una pequeña caída de presión, ilegible con un manómetro. En la porción de tubo 0-1-2, el refrigerante está completamente en estado líquido, y en el punto 2, se forma la primera burbuja de vapor. Del punto 2 al final del tubo la caída de presión no es lineal. Para esta porción del tubo, está presente refrigerante en fase de líquido y vapor saturados, el porcentaje y el volumen de vapor se incrementan en dirección del flujo.

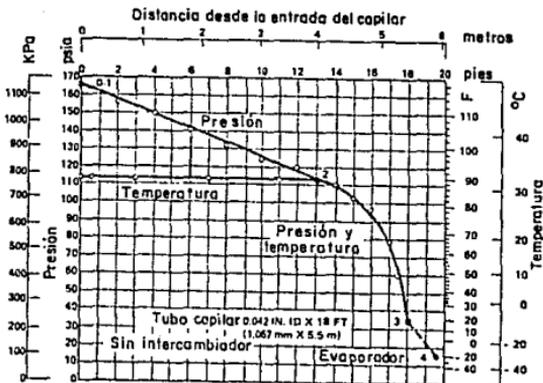


Fig. 4-13 Distribución de presión y temperatura a lo largo de un tubo capilar típico.

La caída de presión significativa se presenta al final del tubo capilar y a la entrada al evaporador. La temperatura es constante para la primera porción del tubo 0-1-2. En el punto 2, la presión ha caído hasta la correspondiente a la temperatura de saturación. Más adelante del punto 2 la presión sigue correspondiendo a la temperatura de saturación. De ahí en adelante la presión y temperatura coinciden en una sola línea hasta el final del tubo.

Selección del control de refrigerante

Debido a que el sistema de refrigeración empleará un compresor hermético y un refrigerante de halocarbón, como lo es el R-22, es conveniente el empleo de un tubo capilar como elemento de control de flujo de refrigerante.

Otras de las razones de empleo de este dispositivo es que es adecuado para compresores con bajos torques de arranque. También es necesario para el sistema de refrigeración una caída de presión constante a través del control del control ya que la carga de refrigeración se pretende que no varíe mucho y que el equipo se mantenga cerrado el mayor tiempo posible.

**ESTA TESIS NO DEBE
SALIR DE LA BIBLIOTECA**

Dadas las condiciones de operación del ciclo del Ultracongelador, una selección preliminar del tubo capilar del evaporador al condensador puede llevarse a cabo refiriéndose a la figura 4-14.

Se tiene como dato de entrada la capacidad del compresor que es de 227.82 Watts. Localizando este valor en el eje de las ordenadas se observa que pueden emplearse dos tubos capilares distintos. Uno de ellos con diámetro interior de 0.031 pulgadas y 38 pulgadas de longitud y el otro con diámetro de 0.036 pulgadas y longitud de 85 pulgadas. Para evitar que llegue a taparse el capilar lo más recomendable es seleccionar el tubo capilar de 0.036 pulgadas de diámetro interior y 85 pulgadas de longitud.

d. SISTEMA ELECTRICO

ACCESORIOS DEL COMPRESOR

PROTECTOR TERMICO

Fuiste que los motores herméticos en ocasiones tienen que soportar grandes variaciones en la carga durante períodos prolongados, deberá establecerse una protección de tolerancia pequeña para proteger el motor en caso de producirse una sobrecarga. Las bobinas térmicas arrancadoras estándar no se disparan con la rapidez suficiente para proteger el motor en condiciones de rotor bloqueado. Aunque se desarrollaron bobinas térmicas de disparo más rápido con el fin de obtener una respuesta mejor, su variación debido a los cambios de temperatura ambiente las hace inseguras en condiciones de funcionamiento. Por consiguiente se han desarrollado tipos especiales de protección para los motores del compresor de refrigeración.

En el caso de que el compresor no arranque y un protector interno o termostato se dispare desconectando al motor, el protector volverá a conectar con gran rapidez después del disparo inicial. Si se producen diversos disparos del protector en forma consecutiva (especialmente cuando el motor se encuentre muy caliente debido al funcionamiento en condiciones de grandes cargas) el motor se calentará a un punto que exceda la temperatura del protector, parándose el motor compresor durante un período que puede oscilar entre 20 minutos y una hora, con el fin de que el motor se enfrie lo suficiente para que el protector pueda volverse a conectar.

La protección del motor puede ser del tipo interruptor de línea o circuito piloto. Un protector interruptor de línea comprende contactos que abren la línea directamente cuando se dispara el protector. Un protector de circuito piloto desconecta el motor de línea indirectamente abriendo el

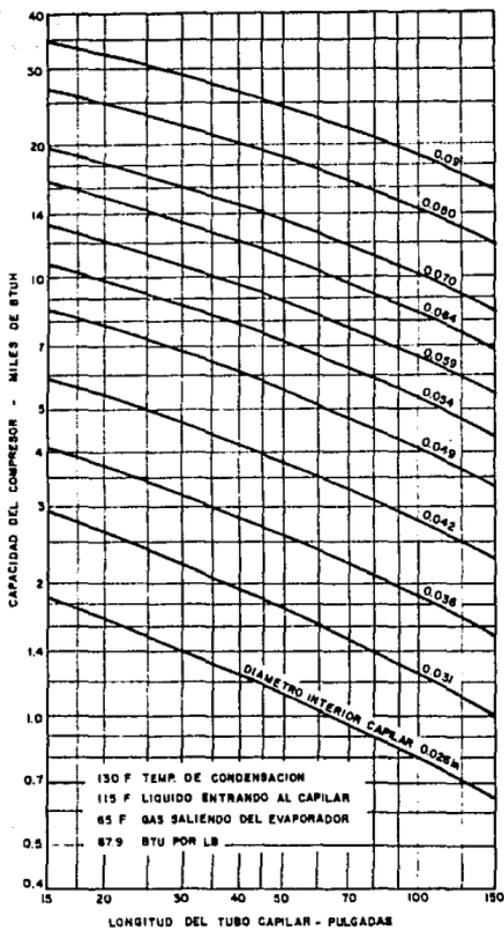


Fig. 4-14 Carta de selección preliminar de tubo capilar de Condensador - Evaporador para Refrigerante 22.

circuito de la bobina de retención del contactor, pero la protección del compresor que todavía dependiente de alguna falla del contactor, puesto que el compresor podría dañarse en caso de que los contactos de un contactor o arrancador se hayan soldado o pegado.

Los protectores térmicos externos normalmente están constituidos por contactos montados en un disco bimetálico, el cual es sensible a la corriente que pasa a través del protector así como al calor generado por los devanados del motor. Estos conducen e interrumpen la corriente total de la línea.

CAPACITORES DE ARRANQUE

Los capacitores de arranque están diseñados para funcionar únicamente de modo intermitente y tienen una elevada capacidad en MFD. Su construcción es del tipo electrolítico con el fin de obtener una elevada capacidad.

Algunos condensadores de arranque se suministran con resistencia de descarga firmemente conectada y soldada a sus terminales. El empleo de condensadores sin estas resistencias puede provocar que se peguen los contactos del relevador y/o un erróneo funcionamiento de éste, especialmente cuando es posible que ocurran ciclos cortos. Esto debido a la descarga del condensador de arranque a través de los contactos del relevador cuando estos se cierran, siguiendo un ciclo de funcionamiento muy corto la resistencia permitirá que la carga del condensador se disipe a través de ella rápidamente, evitando que se produzcan arcos entre los contactos y que se caliente el relevador.

Se recomienda el empleo de condensadores de arranque con resistencia, sin embargo, en caso de emergencia, deberá soldarse una resistencia de 2 Watts, y 15,000 a 18,000 ohms entre las terminales del capacitor de arranque. Deberá tenerse cuidado en evitar un corto circuito con el gabinete exterior o con otros objetos metálicos próximos.

En caso de que se encuentren pegados los contactos en cualquier relevador de arranque, el primer elemento que debe comprobarse es la resistencia del capacitor de arranque. En caso de que no exista, o esté dañada, deberá instalarse una nueva resistencia y limpiar los contactos, del relevador o sustituir al relevador.

RELEVADORES

Un relevador de un motocompresor hermético es un dispositivo de contacto automático diseñado para desconectar el embobinado de arranque después de que el motor ha alcanzado su velocidad de operación.

Existen dos tipos de relevadores empleados en refrigeración y aire acondicionado: el relevador de corriente y el relevador de voltaje o potencial.

Relevador de corriente

El relevador de corriente es generalmente usado con compresores pequeños de refrigeración hasta de 3/4 de hp. Cuando se aplica la energía al relevador, la bobina del solenoide atrae a la armadura del relevador hacia arriba. Esto causa que los contactos móviles y estacionarios se toquen, fig. 4-15. Esto energiza a la bobina de arranque. Cuando el compresor alcanza la velocidad de operación, la corriente de la bobina de operación desenergiza la bobina del solenoide del relevador. De este modo se mantienen abiertos los contactos de la bobina de arranque quedando únicamente trabajando la bobina de operación del compresor.

El relevador debe ser montado en posición vertical de modo que la armadura y el contacto móvil caigan libremente cuando la bobina del solenoide del relevador esté desenergizada.

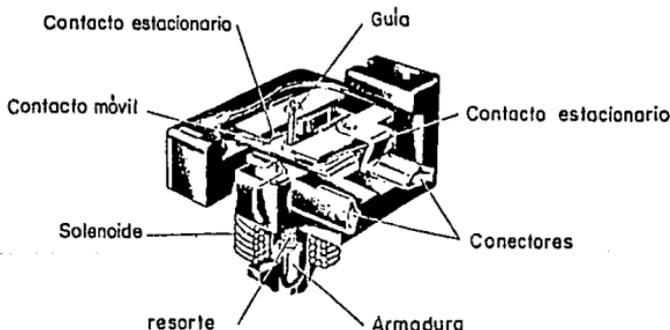


Fig. 4-15 Esquema de un relevador de corriente

Relevador de voltaje

Este tipo de relevador es generalmente empleado en compresores cuyos motores sean de más de 5 hp de potencia. Los contactos de estos relevadores están normalmente cerrados. La bobina del relevador está alambrada a través del embobinado de arranque. El voltaje en la bobina de arranque se incrementa con la velocidad del motor. El voltaje se incrementa hasta un cierto valor, en el que la armadura jala los contactos, abriéndolos y desenergizando el embobinado de arranque. Hay una cantidad suficiente de voltaje inducido en el embobinado de arranque como para mantener la bobina del relevador energizada y los contactos de arranque abiertos. Cuando se desenergiza el motor, el voltaje cae hasta cero reestableciéndose los contactos de arranque.

Muchos de estos relevadores se encuentran en posición extremadamente sensitiva. Cuando se cambia el relevador debe tenerse cuidado de instalarlo en la misma posición así como no cambiarlo por un relevador de potencia distinta. Para esto uno debe basarse en el manual del fabricante del equipo.

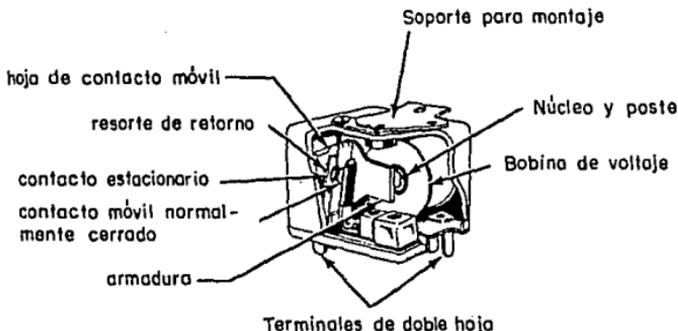


Fig.4-16 Esquema de un relevador de voltaje

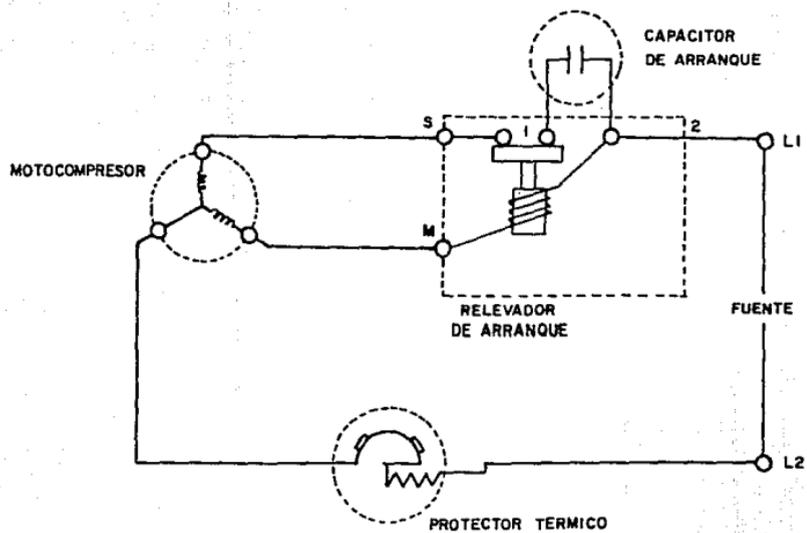


Fig.4-17 Diagrama eléctrico del compresor del sistema

e. ACCESORIOS

FILTROS DESHIDRATANTES

El filtro deshidratante cumple tres funciones principales:

- 1) Absorbe la humedad que pudiera haber quedado en el circuito o que pudiera estar presente en el refrigerante o en el aceite. Este contenido de agua formará hielo en el dispositivo de control y contribuirá a la formación de ácidos que afectan las partes eléctricas y mecánicas del compresor.
- 2) Neutraliza ácidos que deterioran los motores eléctricos de los compresores y semiherméticos, y puede causar otros problemas en todos los tipos de compresores.
- 3) Retiene partículas sólidas, fragmentos de metal, óxidos formados en la soldadura, etc. Es por esta razón que los filtros deshidratantes cuentan generalmente con una malla metálica filtrante.

Agentes deshidratantes

En general, se utilizan cuatro tipos de agentes en los filtros deshidratantes. La mayoría de los filtros deshidratantes actuales utilizan más de uno de los siguientes agentes.

SILICA GEL

Efectivo y de rápida acción en equipos que contengan un exceso de humedad; indicado para temperaturas bajas. Puede ser regenerado por circulación de aire seco y caliente. Baja capacidad de adsorción de ácidos.

ZEOLITAS SINTETICAS ("Molecular Sieves")

Excelente capacidad de adsorción de humedad en todo rango de temperaturas y buena capacidad de adsorción de ácidos. Se recomiendan para equipos en donde no se sospecha un exceso de humedad, siendo de acción más lenta que la sílica gel. Estos deshidratantes son los de menor efecto decolorante sobre el agente detector de fugas DYTEL.

ALUMINA ACTIVADA (óxido de aluminio)

Capacidad de adsorción de agua similar a la sílica gel, no siendo tampoco indicada para temperaturas altas. Mejor capacidad de adsorción de ácidos que la sílica gel y las

zeolitas sintéticas. Se utiliza en los filtros de "limpieza" empleados luego de que se ha quemado el motor del equipo.

CARBON ACTIVADO (carbón de leña)

Se utiliza principalmente en filtros de "limpieza" en equipos donde se ha quemado el motor. En algunos casos, se coloca en los nuevos sistemas multi-compresores para eliminar la cera y evitar, cuando se ha quemado el motor, que los productos del quemado se propaguen por el circuito. Buena capacidad de adsorción de ácidos. Decolora rápidamente al agente DYTEL.

Instalación de deshidratadores para la línea de líquido

- Siempre que sea posible debe montarse verticalmente con la entrada por la parte superior, para permitir que pueda aprovecharse totalmente la superficie activa del medio deshidratante.

-Debe ser posible quitar el filtro deshidratante para cambiar el o los contenidos del mismo. Este cambio se facilita cuando la línea incluye una desviación (by-pass) con las válvulas necesarias para desviar el flujo de refrigerante y aislar el filtro. Sin embargo, las válvulas aumentan el costo y la complejidad del sistema, siendo a su vez una causa potencial de fugas.

En general, es suficiente con bombear el equipo hasta que la presión en la línea de líquido supere ligeramente la presión ambiental. Es posible quitar y reemplazar el filtro deshidratante impidiendo la entrada de aire al sistema y sin perder una cantidad de refrigerante significativa.

- Al cambiar el filtro se debe tener cuidado de no dañar el núcleo del mismo, especialmente cuando esta parte sea reemplazable. Las partículas del agente secante pueden causar graves daños si llegasen al compresor.

ACUMULADORES DE SUCCION

Si se permite que el refrigerante líquido inunde el sistema y que vuelva al compresor antes de ser evaporado, puede causar el deterioro del compresor debido al golpeteo de los pistones al tratar de comprimir el refrigerante líquido, la pérdida de aceite del carter o el gasto excesivo de los cojinetes. Para proteger contra esta condición a los equipos de enfriamiento utilizados como bombas de calor, refrigeración en camiones, o en cualquier instalación en donde pueda regresar el refrigerante en forma líquida al

compresor, se utiliza frecuentemente un acumulador de succión.

La figura 4-18 ilustra un acumulador vertical con una conexión de succión de tubo en "U".

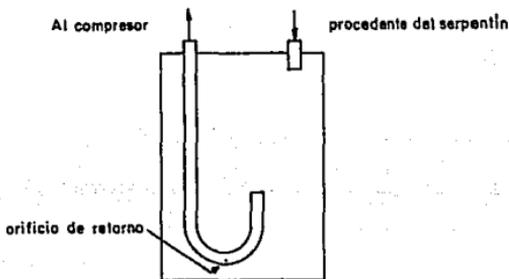


Fig.4-18 Acumulador de succión

La función del acumulador consiste en interceptar el refrigerante líquido antes de que pueda alcanzar el cárter del compresor. Este debe colocarse en la tubería de succión, entre el evaporador y el compresor; debe tener una capacidad lo suficientemente grande para alojar la máxima cantidad de líquido que pudiera producir la inundación. Debe estar equipado o bien con una fuente de calor para evaporar el refrigerante líquido o de un aditamento para regresar el líquido al compresor poco a poco (orificio de retorno). Así mismo debe establecerse un regreso efectivo del aceite para que éste no quede atrapado en el acumulador.

SISTEMA DE ALARMA DE TEMPERATURA

En algunas instalaciones, como congeladores de alimentos, un sistema eléctrico de alarma será accionado si la temperatura dentro del gabinete refrigerado se eleva y sobrepasa el límite de seguridad. En algunas ocasiones estos sistemas operan a partir del circuito eléctrico del compresor. Otros están provistos de un arreglo de pilas secas. Si las pilas secas están en buenas condiciones, la alarma trabajará aún cuando se encuentre interrumpida la energía.

CONCLUSIONES

Para concluir el trabajo presentado, a continuación se presenta una lista de las partes del sistema de refrigeración del Ultracongelador.

Unidad de condensación Gilvert Copeland

- Compresor modelo JFP1-0050, de potencia $\frac{1}{2}$ hp y desplazamiento volumétrico de 172 pies³/h.
- Condensador enfriado con aire con tubería de cobre de 9.5 mm (3/8") de diámetro y 10.50 m de longitud, aletas de aluminio de 0.25 mm de espesor y densidad de 8 aletas por pulgada.

Evaporador de convección libre de tubería de cobre de 6.35 mm ($\frac{1}{4}$ ") y 6.10 m de longitud.

Control de flujo de refrigerante a base de tubo capilar de 0.036 pulgadas de diámetro interior y 85 pulgadas de longitud.

Pero debe quedar entendido que el diseño presentado en este trabajo está sujeto a pruebas al momento de llevar a cabo la construcción, debido a que no se conocen algunos parámetros del sistema del ultracongelador. Por esta misma razón se ha omitido la inclusión de algunos accesorios del equipo como termómetros grabadores, acumuladores de succión y otros dejándolos para el momento de concluir la construcción del Ultracongelador.

De cualquier manera este diseño no es definitivo, sino por el contrario es susceptible de sufrir cambios para perfeccionarlo ya que existen muchas técnicas de selección y cálculo de las partes del sistema que están basadas en pruebas que no aparecen publicadas. Por ejemplo los ultracongeladores de una etapa de compresión que produce REVCO emplean como refrigerante una mezcla de dos halocarbonos y mediante pruebas obtienen parámetros de mucha utilidad para conocer la capacidad de enfriamiento del equipo entre otras. Dichas mezclas de refrigerantes de halocarbón pueden considerarse como azeotrópicas, ya que las propiedades del refrigerante que resulta son independientes de los otros dos.

Por otro lado, dentro del proceso de diseño empleado no fue posible apegarse totalmente a los conceptos teóricos de transferencia de calor, ya que debido a las temperaturas que se manejan no es posible conseguir todos los datos para calcular el coeficiente convectivo de transferencia de calor en el diseño y selección del condensador y evaporador.

En un principio se pretendía realizar el diseño desde el punto de vista teórico para compararlo con el práctico, sin embargo el obtener fórmulas para el diseño de algunas partes

de estos equipos ha sido tema de investigación por mucho tiempo para las empresas que actualmente se dedican a la construcción de ultracongeladores.

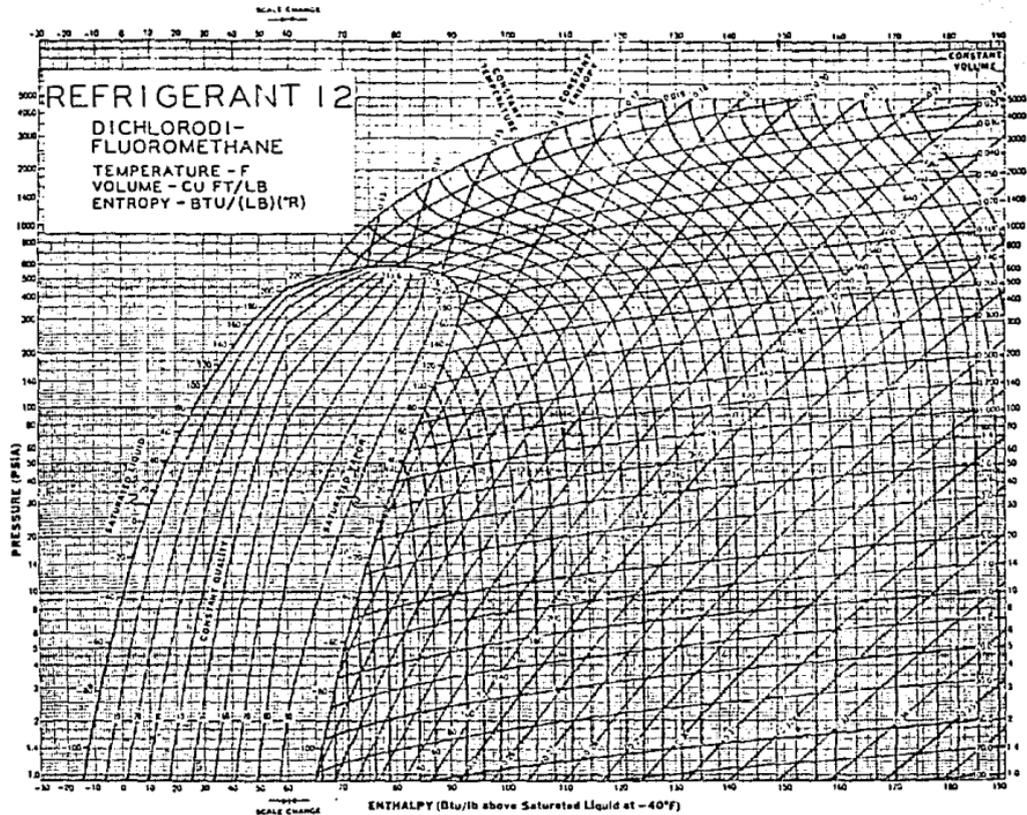
En lo que respecta a la selección de los materiales empleados se buscó emplear aquellos que tuvieran en lo posible las mejores propiedades térmicas y de resistencia apegándose a lo existente comercialmente.

Además existen materiales que no se contemplaron dentro del diseño dejándolos hasta el momento que se realicen pruebas al equipo si llegara a construirse, como pueden ser el material aislante de la tubería de succión, un ventilador dentro del espacio refrigerado para lograr una temperatura homogénea ahí adentro, entre otros.

Lo que es bastante importante es que se estableció un proceso de diseño no solo para ultracongeladores de una etapa de compresión sino para sistemas de refrigeración similares.

Así mismo considero que en México existe la capacidad para fabricar estos equipos y establecer un programa de mantenimiento preventivo y correctivo, ayudando de esta manera tanto a la sustitución de importaciones como al desarrollo tecnológico del país.

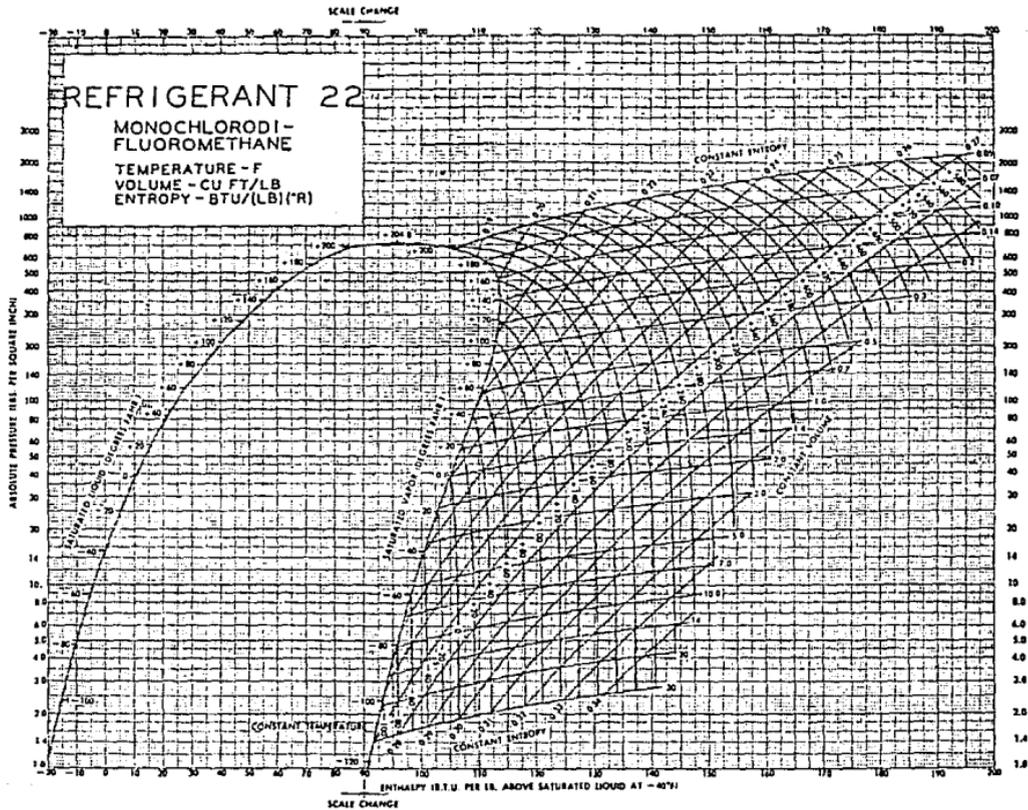
A P E N D I C E



© 1955 and 1956, E. I. du Pont de Nemours & Co., Inc. Used by permission.

Table 3.... Refrigerant 12 (Dichlorodifluoromethane) Properties of Liquid and Saturated Vapor*

Temp F	Volume cu ft/lb		Density lb/cu ft		Enthalpy** Btu/lb		Entropy** Btu/(lb) (°F)		Temp F	Pressure		Volume cu ft/lb		Density lb/cu ft		Enthalpy** Btu/lb		Entropy** Btu/(lb) (°F)		
	psi		liq		liq		liq			psi		liq		liq		liq		liq		
	sat	liq	vapor	liq	vapor	liq	vapor	liq		vapor	sat	liq	vapor	liq	vapor	liq	vapor	liq	vapor	liq
-130	0.1123	29.0114 ^b	76.230	102.31	-18.608	82.964	-0.09978 ^b	0.19789	23	27.310	21.811	1.0318	87.951	13.354	79.901	0.60572 ^b	0.16121	13.354	79.901	0.60572 ^b
-120	0.11070	29.4420 ^b	76.021	101.97	-18.563	81.013	-0.10271 ^b	0.18156	24	26.956	22.360	1.0312	87.829	13.374	80.012	0.61121	0.16278	13.374	80.012	0.61121
-110	0.10911	29.8726 ^b	75.813	101.67	-18.518	81.118	-0.10564 ^b	0.16527	25	26.602	22.854	1.0306	87.707	13.394	80.123	0.61670	0.16433	13.394	80.123	0.61670
-100	0.10752	30.3032 ^b	75.605	101.37	-18.473	81.223	-0.10851 ^b	0.14898	26	26.248	23.348	1.0300	87.585	13.414	80.234	0.62219	0.16588	13.414	80.234	0.62219
-90	0.10593	30.7338 ^b	75.397	101.07	-18.428	81.328	-0.11138 ^b	0.13270	27	25.894	23.842	1.0294	87.463	13.434	80.345	0.62768	0.16743	13.434	80.345	0.62768
-80	0.10434	31.1644 ^b	75.189	100.77	-18.383	81.433	-0.11425 ^b	0.11642	28	25.540	24.336	1.0288	87.341	13.454	80.456	0.63317	0.16898	13.454	80.456	0.63317
-70	0.10275	31.5950 ^b	74.981	100.47	-18.338	81.538	-0.11712 ^b	0.09999	29	25.186	24.830	1.0282	87.219	13.474	80.567	0.63866	0.17053	13.474	80.567	0.63866
-60	0.10116	32.0256 ^b	74.773	100.17	-18.293	81.643	-0.12000 ^b	0.08360	30	24.832	25.324	1.0276	87.097	13.494	80.678	0.64415	0.17208	13.494	80.678	0.64415
-50	0.09957	32.4562 ^b	74.565	99.87	-18.248	81.748	-0.12287 ^b	0.06721	31	24.478	25.818	1.0270	86.975	13.514	80.789	0.64964	0.17363	13.514	80.789	0.64964
-40	0.09798	32.8868 ^b	74.357	99.57	-18.203	81.853	-0.12574 ^b	0.05082	32	24.124	26.312	1.0264	86.853	13.534	80.900	0.65513	0.17518	13.534	80.900	0.65513
-30	0.09639	33.3174 ^b	74.149	99.27	-18.158	81.958	-0.12861 ^b	0.03443	33	23.770	26.806	1.0258	86.731	13.554	81.011	0.66062	0.17673	13.554	81.011	0.66062
-20	0.09480	33.7480 ^b	73.941	98.97	-18.113	82.063	-0.13148 ^b	0.01804	34	23.416	27.300	1.0252	86.609	13.574	81.122	0.66611	0.17828	13.574	81.122	0.66611
-10	0.09321	34.1786 ^b	73.733	98.67	-18.068	82.168	-0.13435 ^b	0.00165	35	23.062	27.794	1.0246	86.487	13.594	81.233	0.67160	0.17983	13.594	81.233	0.67160
0	0.09162	34.6092 ^b	73.525	98.37	-18.023	82.273	-0.13722 ^b	0.00000	36	22.708	28.288	1.0240	86.365	13.614	81.344	0.67709	0.18138	13.614	81.344	0.67709
10	0.09003	35.0398 ^b	73.317	98.07	-17.978	82.378	-0.14009 ^b	0.00000	37	22.354	28.782	1.0234	86.243	13.634	81.455	0.68258	0.18293	13.634	81.455	0.68258
20	0.08844	35.4704 ^b	73.109	97.77	-17.933	82.483	-0.14296 ^b	0.00000	38	22.000	29.276	1.0228	86.121	13.654	81.566	0.68807	0.18448	13.654	81.566	0.68807
30	0.08685	35.9010 ^b	72.901	97.47	-17.888	82.588	-0.14583 ^b	0.00000	39	21.646	29.770	1.0222	86.000	13.674	81.677	0.69356	0.18603	13.674	81.677	0.69356
40	0.08526	36.3316 ^b	72.693	97.17	-17.843	82.693	-0.14870 ^b	0.00000	40	21.292	30.264	1.0216	85.878	13.694	81.788	0.69905	0.18758	13.694	81.788	0.69905
50	0.08367	36.7622 ^b	72.485	96.87	-17.798	82.798	-0.15157 ^b	0.00000	41	20.938	30.758	1.0210	85.756	13.714	81.899	0.70454	0.18913	13.714	81.899	0.70454
60	0.08208	37.1928 ^b	72.277	96.57	-17.753	82.903	-0.15444 ^b	0.00000	42	20.584	31.252	1.0204	85.634	13.734	82.010	0.71003	0.19068	13.734	82.010	0.71003
70	0.08049	37.6234 ^b	72.069	96.27	-17.708	83.008	-0.15731 ^b	0.00000	43	20.230	31.746	1.0198	85.512	13.754	82.121	0.71552	0.19223	13.754	82.121	0.71552
80	0.07890	38.0540 ^b	71.861	95.97	-17.663	83.113	-0.16018 ^b	0.00000	44	19.876	32.240	1.0192	85.390	13.774	82.232	0.72101	0.19378	13.774	82.232	0.72101
90	0.07731	38.4846 ^b	71.653	95.67	-17.618	83.218	-0.16305 ^b	0.00000	45	19.522	32.734	1.0186	85.268	13.794	82.343	0.72650	0.19533	13.794	82.343	0.72650
100	0.07572	38.9152 ^b	71.445	95.37	-17.573	83.323	-0.16592 ^b	0.00000	46	19.168	33.228	1.0180	85.146	13.814	82.454	0.73199	0.19688	13.814	82.454	0.73199
110	0.07413	39.3458 ^b	71.237	95.07	-17.528	83.428	-0.16879 ^b	0.00000	47	18.814	33.722	1.0174	85.024	13.834	82.565	0.73748	0.19843	13.834	82.565	0.73748
120	0.07254	39.7764 ^b	71.029	94.77	-17.483	83.533	-0.17166 ^b	0.00000	48	18.460	34.216	1.0168	84.902	13.854	82.676	0.74297	0.20000	13.854	82.676	0.74297
130	0.07095	40.2070 ^b	70.821	94.47	-17.438	83.638	-0.17453 ^b	0.00000	49	18.106	34.710	1.0162	84.780	13.874	82.787	0.74846	0.20155	13.874	82.787	0.74846
140	0.06936	40.6376 ^b	70.613	94.17	-17.393	83.743	-0.17740 ^b	0.00000	50	17.752	35.204	1.0156	84.658	13.894	82.898	0.75395	0.20310	13.894	82.898	0.75395
150	0.06777	41.0682 ^b	70.405	93.87	-17.348	83.848	-0.18027 ^b	0.00000	51	17.398	35.698	1.0150	84.536	13.914	83.009	0.75944	0.20465	13.914	83.009	0.75944
160	0.06618	41.4988 ^b	70.197	93.57	-17.303	83.953	-0.18314 ^b	0.00000	52	17.044	36.192	1.0144	84.414	13.934	83.120	0.76493	0.20620	13.934	83.120	0.76493
170	0.06459	41.9294 ^b	69.989	93.27	-17.258	84.058	-0.18601 ^b	0.00000	53	16.690	36.686	1.0138	84.292	13.954	83.231	0.77042	0.20775	13.954	83.231	0.77042
180	0.06300	42.3600 ^b	69.781	92.97	-17.213	84.163	-0.18888 ^b	0.00000	54	16.336	37.180	1.0132	84.170	13.974	83.342	0.77591	0.20930	13.974	83.342	0.77591
190	0.06141	42.7906 ^b	69.573	92.67	-17.168	84.268	-0.19175 ^b	0.00000	55	15.982	37.674	1.0126	84.048	13.994	83.453	0.78140	0.21085	13.994	83.453	0.78140
200	0.05982	43.2212 ^b	69.365	92.37	-17.123	84.373	-0.19462 ^b	0.00000	56	15.628	38.168	1.0120	83.926	14.014	83.564	0.78689	0.21240	14.014	83.564	0.78689
210	0.05823	43.6518 ^b	69.157	92.07	-17.078	84.478	-0.19749 ^b	0.00000	57	15.274	38.662	1.0114	83.804	14.034	83.675	0.79238	0.21395	14.034	83.675	0.79238
220	0.05664	44.0824 ^b	68.949	91.77	-17.033	84.583	-0.20036 ^b	0.00000	58	14.920	39.156	1.0108	83.682	14.054	83.786	0.79787	0.21550	14.054	83.786	0.79787
230	0.05505	44.5130 ^b	68.741	91.47	-16.988	84.688	-0.20323 ^b	0.00000	59	14.566	39.650	1.0102	83.560	14.074	83.897	0.80336	0.21705	14.074	83.897	0.80336
240	0.05346	44.9436 ^b	68.533	91.17	-16.943	84.793	-0.20610 ^b	0.00000	60	14.212	40.144	1.0096	83.438	14.094	84.008	0.80885	0.21860	14.094	84.008	0.80885
250	0.05187	45.3742 ^b	68.325	90.87	-16.898	84.898	-0.20897 ^b	0.00000	61	13.858	40.638	1.0090	83.316	14.114	84.119	0.81434	0.22015	14.114	84.119	0.81434
260	0.05028	45.8048 ^b	68.117	90.57	-16.853	85.003	-0.21184 ^b	0.00000	62	13.504	41.132	1.0084	83.194	14.134	84.230	0.81983	0.22170	14.134	84.230	0.81983
270	0.04869	46.2354 ^b	67.909	90.27	-16.808	85.108	-0.21471 ^b	0.00000	63	13.150	41.626	1.0078	83.072	14.154	84.341	0.82532	0.22325	14.154	84.341	0.82532
280	0.04710	46.6660 ^b	67.701	89.97	-16.763	85.213	-0.21758 ^b	0.00000	64	12.796	42.120	1.0072	82.950	14.174	84.452	0.83081	0.22480	14.174	84.452	0.83081
290	0.04551	47.0966 ^b	67.493	89.67	-16.718	85.318	-0.22045 ^b	0.00000	65	12.442	42.614	1.0066	82.828	14.194	84.563	0.83630	0.22635	14.194	84.563	0.83630
300	0.04392	47.5272 ^b	67.285	89.37	-16.673	85.423	-0.22332 ^b	0.00000	66	12.088	43.108	1.0060	82.706	14.214	84.674	0.84179	0.22790	14.214	84.674	0.84179
310	0.04233	47.9578 ^b	67.077	89.07	-16.628	85.528	-0.22619 ^b	0.00000	67	11.734	43.602	1.0054	82.584	14.234	84.785	0.84728	0.22945	14.234	84.785	0.84728
320	0.04074	48.3884 ^b	66.869	88.77	-16.583	85.633	-0.22906 ^b	0.00000	68	11.380	44.096	1.0048	82.462	14.254	84.896	0.85277	0.23100	14.254	84.896	0.85277
330	0.03915	48.8190 ^b	66.661	88.47	-16.538	85.738	-0.23193 ^b	0.00000	69	11.026	44.590	1.0042	82.340	14.274	85.007	0.85826	0.23255	14.274	85.007	0.85826
340	0.03756	49.2496 ^b	66.453	88.17	-16.493	85.843	-0.23480 ^b	0.00000	70	10.672	45.084	1.0036	82.218	14.294	85.118	0.86375	0.23410	14.294	85.118	0.86375
350	0.03597	49.6802 ^b																		



© 1945, E. I. du Pont de Nemours & Co., Inc. Used by permission.

Table 9 . . . Refrigerant 22 (Monochlorodifluoromethane) Properties of Liquid and Saturated Vapor*

Temp T	Pressure						Volume ft ³ /lb	Density lb/cu ft	Enthalpy**			Entropy**			Temp T	Pressure													
	psia		psig		Vapor t _g	Liquid t _l			Liquid t _l	Vapor t _g	Vapor t _g	Vapor t _g	Volume ft ³ /lb	Density lb/cu ft		Enthalpy**			Temp T	psia		psig		Vapor t _g	Liquid t _l	Liquid t _l	Vapor t _g	Liquid t _l	Vapor t _g
	psia	psig	psia	psig												Btu/lb	Btu/lb	Btu/lb (°F)		Btu/lb (°F)	Btu/lb (°F)	psia	psig						
-155	0.19901	23.21*	188.1	17.67	-77.07	80.78	0.0080	1.2970	29	37.08	43.28	14.61	81.63	15.68	107.13	185.2	0.2253	29	37.08	43.28	14.61	81.63	15.68	107.13	185.2	0.2253			
-150	0.2603	23.70*	148.1	17.31	-77.76	87.78	0.0167	1.2652	27	38.27	44.58	14.62	81.79	16.22	107.33	184.1	0.2246	27	38.27	44.58	14.62	81.79	16.22	107.33	184.1	0.2246			
-145	0.3375	24.21*	114.3	16.91	-78.52	97.16	0.027	1.2112	25	40.14	46.21	14.63	82.04	17.01	107.79	182.9	0.2232	25	40.14	46.21	14.63	82.04	17.01	107.79	182.9	0.2232			
-140	0.4312	24.74*	81.81	16.47	-79.35	108.51	0.0394	1.1474	23	42.70	48.20	14.64	82.39	18.17	108.40	181.6	0.2219	23	42.70	48.20	14.64	82.39	18.17	108.40	181.6	0.2219			
-135	0.5411	25.29*	52.33	16.00	-80.25	121.97	0.0537	1.0750	21	45.98	50.57	14.65	82.84	19.63	109.24	180.2	0.2207	21	45.98	50.57	14.65	82.84	19.63	109.24	180.2	0.2207			
-130	0.6695	25.85*	28.21	15.51	-81.22	137.76	0.0709	1.0003	19	50.00	53.24	14.66	83.49	21.40	110.33	178.7	0.2196	19	50.00	53.24	14.66	83.49	21.40	110.33	178.7	0.2196			
-125	0.8167	26.43*	10.23	15.00	-82.27	156.25	0.0918	0.9240	17	54.90	56.29	14.67	84.34	23.49	111.68	177.1	0.2186	17	54.90	56.29	14.67	84.34	23.49	111.68	177.1	0.2186			
-120	1.079	27.02*	28.60	14.47	-83.40	177.80	0.1167	0.8470	15	60.70	58.72	14.68	85.49	25.90	113.31	175.4	0.2177	15	60.70	58.72	14.68	85.49	25.90	113.31	175.4	0.2177			
-115	1.325	27.61*	31.77	13.94	-84.68	202.87	0.1457	0.7710	13	67.50	61.53	14.69	86.94	28.73	115.14	173.5	0.2169	13	67.50	61.53	14.69	86.94	28.73	115.14	173.5	0.2169			
-110	1.624	28.21*	28.33	13.41	-86.13	231.73	0.1793	0.7000	11	75.40	64.74	14.70	88.69	32.00	117.18	171.8	0.2162	11	75.40	64.74	14.70	88.69	32.00	117.18	171.8	0.2162			
-105	1.976	28.81*	21.96	12.87	-87.75	264.87	0.2178	0.6350	9	84.50	68.35	14.71	90.74	35.75	119.45	170.3	0.2156	9	84.50	68.35	14.71	90.74	35.75	119.45	170.3	0.2156			
-100	2.356	29.42*	15.43	12.31	-89.55	302.67	0.2607	0.5760	7	94.90	72.46	14.72	93.10	40.00	121.96	168.9	0.2151	7	94.90	72.46	14.72	93.10	40.00	121.96	168.9	0.2151			
-95	2.763	30.04*	13.21	11.74	-91.58	345.51	0.3084	0.5230	5	106.70	77.05	14.73	95.77	44.75	124.74	167.6	0.2146	5	106.70	77.05	14.73	95.77	44.75	124.74	167.6	0.2146			
-90	3.211	30.67*	11.26	11.16	-93.88	393.80	0.3613	0.4750	3	119.90	82.14	14.74	98.76	50.00	127.88	166.4	0.2142	3	119.90	82.14	14.74	98.76	50.00	127.88	166.4	0.2142			
-85	3.707	31.31*	9.450	10.57	-96.45	447.93	0.4200	0.4310	1	134.60	87.73	14.75	102.18	55.90	131.38	165.3	0.2138	1	134.60	87.73	14.75	102.18	55.90	131.38	165.3	0.2138			
-80	4.249	31.95*	8.001	9.97	-99.30	508.20	0.4853	0.3910	0	150.90	93.82	14.76	106.05	62.40	135.25	164.3	0.2135	0	150.90	93.82	14.76	106.05	62.40	135.25	164.3	0.2135			
-75	4.837	32.60*	6.822	9.36	-102.45	575.00	0.5580	0.3540	0	168.80	100.31	14.77	110.40	69.60	139.50	163.4	0.2132	0	168.80	100.31	14.77	110.40	69.60	139.50	163.4	0.2132			
-70	5.472	33.25*	5.891	8.74	-105.93	648.80	0.6390	0.3200	0	188.40	107.20	14.78	115.25	77.50	144.15	162.6	0.2129	0	188.40	107.20	14.78	115.25	77.50	144.15	162.6	0.2129			
-65	6.154	33.91*	5.183	8.11	-109.78	730.00	0.7280	0.2880	0	209.80	114.50	14.79	120.65	86.20	149.20	161.9	0.2126	0	209.80	114.50	14.79	120.65	86.20	149.20	161.9	0.2126			
-60	6.883	34.57*	4.673	7.47	-114.03	819.00	0.8250	0.2580	0	234.00	122.20	14.80	126.65	95.70	154.60	161.3	0.2123	0	234.00	122.20	14.80	126.65	95.70	154.60	161.3	0.2123			
-55	7.660	35.24*	4.319	6.83	-118.70	916.00	0.9310	0.2300	0	261.00	130.30	14.81	133.30	106.00	160.30	160.8	0.2120	0	261.00	130.30	14.81	133.30	106.00	160.30	160.8	0.2120			
-50	8.486	35.91*	4.099	6.19	-123.83	1021.00	1.0460	0.2040	0	291.00	138.80	14.82	140.60	117.20	165.30	160.4	0.2117	0	291.00	138.80	14.82	140.60	117.20	165.30	160.4	0.2117			
-45	9.361	36.58*	3.988	5.54	-129.46	1134.00	1.1710	0.1800	0	324.00	147.70	14.83	148.60	128.70	170.80	160.5	0.2114	0	324.00	147.70	14.83	148.60	128.70	170.80	160.5	0.2114			
-40	10.285	37.25*	3.963	4.89	-135.63	1255.00	1.3070	0.1570	0	360.00	157.00	14.84	157.20	140.90	176.70	160.6	0.2111	0	360.00	157.00	14.84	157.20	140.90	176.70	160.6	0.2111			
-35	11.258	37.92*	4.011	4.24	-142.38	1394.00	1.4540	0.1360	0	400.00	166.70	14.85	166.50	153.80	182.90	160.7	0.2108	0	400.00	166.70	14.85	166.50	153.80	182.90	160.7	0.2108			
-30	12.280	38.59*	4.120	3.59	-149.75	1551.00	1.6130	0.1170	0	445.00	176.80	14.86	176.60	167.40	189.50	160.8	0.2105	0	445.00	176.80	14.86	176.60	167.40	189.50	160.8	0.2105			
-25	13.352	39.26*	4.287	2.94	-157.78	1726.00	1.7850	0.1000	0	495.00	187.30	14.87	187.10	179.50	196.60	160.9	0.2102	0	495.00	187.30	14.87	187.10	179.50	196.60	160.9	0.2102			
-20	14.474	39.93*	4.511	2.29	-166.50	1920.00	1.9710	0.0850	0	550.00	198.30	14.88	197.80	192.10	204.20	161.0	0.2100	0	550.00	198.30	14.88	197.80	192.10	204.20	161.0	0.2100			
-15	15.646	40.60*	4.793	1.64	-175.95	2134.00	2.1720	0.0720	0	610.00	209.80	14.89	208.40	205.30	212.30	161.1	0.2097	0	610.00	209.80	14.89	208.40	205.30	212.30	161.1	0.2097			
-10	16.868	41.27*	5.133	1.00	-186.18	2369.00	2.3890	0.0610	0	675.00	221.80	14.90	219.90	218.90	220.90	161.2	0.2095	0	675.00	221.80	14.90	219.90	218.90	220.90	161.2	0.2095			
-5	18.140	41.94*	5.533	0.35	-197.25	2736.00	2.6230	0.0510	0	745.00	234.30	14.91	232.40	228.90	230.40	161.3	0.2093	0	745.00	234.30	14.91	232.40	228.90	230.40	161.3	0.2093			
0	19.462	42.61*	5.993	0.00	-209.20	3246.00	2.8750	0.0420	0	820.00	247.30	14.92	246.90	240.40	232.40	161.4	0.2091	0	820.00	247.30	14.92	246.90	240.40	232.40	161.4	0.2091			
5	20.834	43.28*	6.523	0.00	-223.00	3909.00	3.1460	0.0340	0	900.00	260.80	14.93	251.40	253.40	236.90	161.5	0.2089	0	900.00	260.80	14.93	251.40	253.40	236.90	161.5	0.2089			
10	22.256	43.95*	7.123	0.00	-238.70	4746.00	3.4370	0.0270	0	985.00	274.80	14.94	256.90	267.40	243.90	161.6	0.2087	0	985.00	274.80	14.94	256.90	267.40	243.90	161.6	0.2087			
15	23.728	44.62*	7.793	0.00	-256.20	5880.00	3.7490	0.0210	0	1075.00	289.30	14.95	262.40	281.90	252.40	161.7	0.2085	0	1075.00	289.30	14.95	262.40	281.90	252.40	161.7	0.2085			
20	25.250	45.29*	8.533	0.00	-275.50	7342.00	4.0830	0.0160	0	1170.00	304.30	14.96	267.90	296.40	262.90	161.8	0.2083	0	1170.00	304.30	14.96	267.90	296.40	262.90	161.8	0.2083			
25	26.822	45.96*	9.343	0.00	-297.60	9156.00	4.4390	0.0120	0	1270.00	319.80	14.97	273.40	311.40	274.40	161.9	0.2081	0	1270.00	319.80	14.97	273.40	311.40	274.40	161.9	0.2081			
30	28.444	46.63*	10.223	0.00	-322.50	11362.00	4.8170	0.0090	0	1375.00	335.80	14.98	278.90	326.90	284.90	162.0	0.2079	0	1375.00	335.80	14.98	278.90	326.90	284.90	1				

Table 10 . . . Refrigerant 22 (Monochlorodifluoromethane) Properties of Superheated Vapor*

Temp F	Abs Pressure 0.25 psi Gage Press. 29.21 in. Vac (Sat Temp -130.9 F)				Abs Pressure 0.30 psi Gage Press. 29.21 in. Vac (Sat Temp -147.4 F)				Abs Pressure 0.35 psi Gage Press. 29.21 in. Vac (Sat Temp -144.3 F)				Abs Pressure 0.40 psi Gage Press. 29.21 in. Vac (Sat Temp -141.7 F)				Abs Pressure 0.45 psi Gage Press. 29.00 in. Vac (Sat Temp -139.3 F)						
	v	t	s	v	t	s	v	t	v	t	s	v	t	s	v	t	v	t	s	v	t	s	v
(Sat)	118.1	187.20	0.2560	(127.9)	(87.60)	10.2932	(110.7)	(88.07)	(0.2907)	(77.8)	(88.33)	(0.2887)	(97.42)	(88.81)	(0.2868)			
-100	152.14	87.34	0.2664				
-110	157.12	86.51	0.2699	130.51	85.53	0.2758	112.19	85.53	0.2823	108.15	86.58	0.2892				
-120	162.01	85.71	0.2706	135.01	85.72	0.2768	118.71	85.72	0.2859	114.33	87.71	0.2921	105.07	89.71	0.2992	101.07	91.71	0.3063	97.07	93.71	0.3134		
-130	166.90	84.91	0.2712	139.52	85.92	0.2778	124.23	86.92	0.2870	120.31	88.72	0.2943	110.31	90.72	0.3016	106.31	92.72	0.3087	102.31	94.72	0.3158		
-140	171.80	84.11	0.2717	144.03	86.13	0.2788	130.16	87.93	0.2881	126.40	89.73	0.2976	116.40	92.73	0.3069	112.40	94.73	0.3139	108.40	96.73	0.3210		
-150	176.71	83.31	0.2722	148.54	86.35	0.2799	136.31	88.93	0.2894	132.63	90.73	0.2989	118.63	94.73	0.3124	114.63	96.73	0.3194	110.63	98.73	0.3264		
-160	181.62	82.51	0.2727	153.05	86.57	0.2810	142.62	89.93	0.2907	139.06	91.73	0.2994	120.86	96.73	0.3159	116.86	98.73	0.3229	112.86	100.73	0.3294		
-170	186.53	81.71	0.2732	157.56	86.79	0.2821	148.91	90.93	0.2914	145.49	92.73	0.3001	123.09	98.73	0.3174	119.09	100.73	0.3254	115.09	102.73	0.3319		
-180	191.44	80.91	0.2737	162.07	87.01	0.2832	155.20	91.93	0.2921	151.97	93.73	0.3008	125.32	100.73	0.3199	121.32	102.73	0.3279	117.32	104.73	0.3344		
-190	196.35	80.11	0.2742	166.58	87.23	0.2843	161.49	92.93	0.2928	158.54	94.73	0.3015	127.55	102.73	0.3220	123.55	104.73	0.3300	119.55	106.73	0.3369		
-200	201.26	79.31	0.2747	171.09	87.45	0.2854	167.78	93.93	0.2935	165.11	95.73	0.3022	129.78	104.73	0.3241	125.78	106.73	0.3321	121.78	108.73	0.3390		
-210	206.17	78.51	0.2752	175.60	87.67	0.2865	174.07	94.93	0.2946	171.68	96.73	0.3029	132.01	106.73	0.3262	128.01	108.73	0.3342	124.01	110.73	0.3411		
-220	211.08	77.71	0.2757	180.11	87.89	0.2876	180.36	95.93	0.2957	178.29	97.73	0.3036	134.24	108.73	0.3283	130.24	110.73	0.3363	126.24	112.73	0.3432		
-230	215.99	76.91	0.2762	184.62	88.11	0.2887	186.65	96.93	0.2968	184.90	98.73	0.3043	136.47	110.73	0.3304	132.47	112.73	0.3384	128.47	114.73	0.3453		
-240	220.90	76.11	0.2767	189.13	88.33	0.2898	192.94	97.93	0.2979	191.45	99.73	0.3050	138.70	112.73	0.3325	134.70	114.73	0.3405	130.70	116.73	0.3474		
-250	225.81	75.31	0.2772	193.64	88.55	0.2909	199.23	98.93	0.2990	198.06	100.73	0.3057	140.93	114.73	0.3346	136.93	116.73	0.3426	132.93	118.73	0.3495		
-260	230.72	74.51	0.2777	198.15	88.77	0.2920	205.52	99.93	0.3001	204.67	101.73	0.3064	143.16	116.73	0.3367	139.16	118.73	0.3447	135.16	120.73	0.3516		
-270	235.63	73.71	0.2782	202.66	88.99	0.2931	211.81	100.93	0.3012	210.82	102.73	0.3071	145.39	118.73	0.3388	141.39	120.73	0.3468	137.39	122.73	0.3537		
-280	240.54	72.91	0.2787	207.17	89.21	0.2942	218.10	101.93	0.3023	217.07	103.73	0.3078	147.62	120.73	0.3409	143.62	122.73	0.3489	139.62	124.73	0.3558		
-290	245.45	72.11	0.2792	211.68	89.43	0.2953	224.39	102.93	0.3034	223.38	104.73	0.3085	149.85	122.73	0.3430	145.85	124.73	0.3510	141.85	126.73	0.3579		
-300	250.36	71.31	0.2797	216.19	89.65	0.2964	230.68	103.93	0.3045	229.67	105.73	0.3092	152.08	124.73	0.3451	148.08	126.73	0.3531	144.08	128.73	0.3599		
-310	255.27	70.51	0.2802	220.70	89.87	0.2975	236.97	104.93	0.3056	235.96	106.73	0.3103	154.31	126.73	0.3472	150.31	128.73	0.3552	146.31	130.73	0.3619		
-320	260.18	69.71	0.2807	225.21	90.09	0.2986	243.26	105.93	0.3067	242.15	107.73	0.3110	156.54	128.73	0.3493	152.54	130.73	0.3573	148.54	132.73	0.3639		
-330	265.09	68.91	0.2812	229.72	90.31	0.2997	249.55	106.93	0.3078	248.44	108.73	0.3117	158.77	130.73	0.3514	154.77	132.73	0.3594	150.77	134.73	0.3659		
-340	269.99	68.11	0.2817	234.23	90.53	0.3008	255.84	107.93	0.3089	254.73	109.73	0.3124	161.00	132.73	0.3535	157.00	134.73	0.3615	153.00	136.73	0.3679		
-350	274.90	67.31	0.2822	238.74	90.75	0.3019	262.13	108.93	0.3100	261.02	110.73	0.3131	163.23	134.73	0.3556	159.23	136.73	0.3636	155.23	138.73	0.3699		
-360	279.81	66.51	0.2827	243.25	90.97	0.3030	268.42	109.93	0.3111	267.31	111.73	0.3138	165.46	136.73	0.3577	161.46	138.73	0.3657	157.46	140.73	0.3719		
-370	284.72	65.71	0.2832	247.76	91.19	0.3041	274.71	110.93	0.3122	273.60	112.73	0.3145	167.69	138.73	0.3598	163.69	140.73	0.3678	159.69	142.73	0.3740		
-380	289.63	64.91	0.2837	252.27	91.41	0.3052	281.00	111.93	0.3133	280.00	113.73	0.3152	169.92	140.73	0.3619	165.92	142.73	0.3699	161.92	144.73	0.3761		
-390	294.54	64.11	0.2842	256.78	91.63	0.3063	287.29	112.93	0.3144	286.29	114.73	0.3161	172.15	142.73	0.3640	168.15	144.73	0.3720	164.15	146.73	0.3782		
-400	299.45	63.31	0.2847	261.29	91.85	0.3074	293.58	113.93	0.3155	292.58	115.73	0.3170	174.38	144.73	0.3661	170.38	146.73	0.3741	166.38	148.73	0.3803		
-410	304.36	62.51	0.2852	265.80	92.07	0.3085	299.87	114.93	0.3166	298.87	116.73	0.3179	176.61	146.73	0.3682	172.61	148.73	0.3762	168.61	150.73	0.3824		
-420	309.27	61.71	0.2857	270.31	92.29	0.3096	306.16	115.93	0.3177	305.16	117.73	0.3188	178.84	148.73	0.3703	174.84	150.73	0.3783	170.84	152.73	0.3845		
-430	314.18	60.91	0.2862	274.82	92.51	0.3107	312.45	116.93	0.3188	311.45	118.73	0.3199	181.07	150.73	0.3724	177.07	152.73	0.3804	173.07	154.73	0.3866		
-440	319.09	60.11	0.2867	279.33	92.73	0.3118	318.74	117.93	0.3199	317.74	119.73	0.3210	183.30	152.73	0.3745	179.30	154.73	0.3825	175.30	156.73	0.3887		
-450	324.00	59.31	0.2872	283.84	92.95	0.3129	325.03	118.93	0.3210	324.03	120.73	0.3221	185.53	154.73	0.3766	181.53	156.73	0.3846	177.53	158.73	0.3908		
-460	328.91	58.51	0.2877	288.35	93.17	0.3140	331.32	119.93	0.3221	330.32	121.73	0.3232	187.76	156.73	0.3787	183.76	158.73	0.3867	179.76	160.73	0.3929		
-470	333.82	57.71	0.2882	292.86	93.39	0.3151	337.61	120.93	0.3232	336.61	122.73	0.3243	190.00	158.73	0.3808	186.00	160.73	0.3888	182.00	162.73	0.3950		
-480	338.73	56.91	0.2887	297.37	93.61	0.3162	343.90	121.93	0.3243	342.90	123.73	0.3254	192.23	160.73	0.3829	188.23	162.73	0.3909	184.23	164.73	0.3971		
-490	343.64	56.11	0.2892	301.88	93.83	0.3173	350.19	122.93	0.3254	349.19	124.73	0.3265	194.46	162.73	0.3850	190.46	164.73	0.3930	186.46	166.73	0.4032		
-500	348.55	55.31	0.2897	306.39	94.05	0.3184	356.48	123.93	0.3265	355.48	125.73	0.3276	196.69	164.73	0.3871	192.69	166.73	0.3951	188.69	168.73	0.4053		
-510	353.46	54.51	0.2902	310.90	94.27	0.3195	362.77	124.93	0.3276	361.77	126.73	0.3287	198.92	166.73	0.3892	194.92	168.73	0.3972	190.92	170.73	0.4074		
-520	358.37	53.71	0.2907	315.41	94.49	0.3206	369.06	125.93	0.3287	368.06	127.73	0.3298	201.15	168.73	0.3913	197.15	170.73	0.3993	193.15	172.73	0.4095		
-530	363.28	52.91	0.2912	319.92	94.71	0.3217	375.35	126.93	0.3298	374.35	128.73	0.3309	203.38	170.73	0.3934	199.38	172.73	0.4014	195.38	174.73	0.4116		
-540	368.19	52.11	0.2917	324.43	94.93	0.3228	381.64	127.93	0.3309	380.64	129.73	0.3320	205.61	172.73	0.3955	201.61	174.73	0.4035	197.61	176.73	0.4137		
-550	373.10	51.31	0.2922	328.94	95.15	0.3239	387.93	128.93	0.3320	386.93	130.73	0.3331	207.84	174.73	0.3976	203.84	176.73	0.4056	199.84	178.73	0.4158		
-560	378.01	50.51	0.2927	333.45	95.37	0.3250	394.22	129.93	0.3331	393.22	131.73	0.3342	210.07	176.73	0.3997	206.07	178.73	0.4077	202.07	180.73	0.4179		
-570	382.92</																						

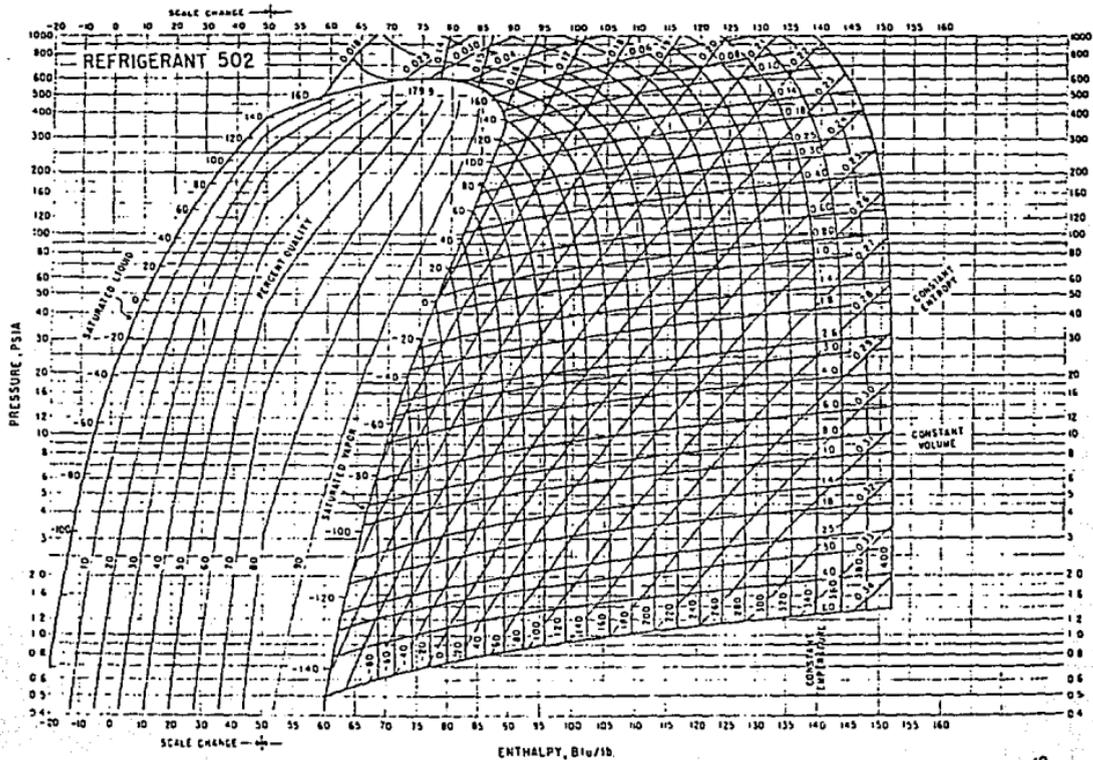
Table 10 Refrigerant 22 (Monochlorodifluoromethane) Properties of Superheated Vapor* (Continued)

Temp F	Abs Pressure 1.50 psi Gage Press. 26.87 in. Vac (Sat Temp = -112.1 F)				Abs Pressure 1.75 psi Gage Press. 26.36 in. Vac (Sat Temp = -108.2 F)				Abs Pressure 2.0 psi Gage Press. 25.85 in. Vac (Sat Temp = -104.7 F)				Abs Pressure 2.5 psi Gage Press. 24.83 in. Vac (Sat Temp = -98.8 F)				Abs Pressure 3.0 psi Gage Press. 23.81 in. Vac (Sat Temp = -93.8 F)			
	v	h	s	t	v	h	s	t	v	h	s	t	v	h	s	t	v	h	s	t
(At Sat)	129.581	(91.82)	(0.26912)	(2.58)	(92.28)	(0.26210)	(2.713)	(0.25651)	(92.723)	(0.25177)	(2.864)	(0.25211)	(93.411)	(0.25211)	(14.802)	(94.021)	(0.25211)	(14.802)	(94.021)	(0.25211)
-100	29.48	51.31	0.27354	25.10	51.30	0.27098	22.90	51.29	0.26917	18.68	51.28	0.26747	14.46	51.27	0.26586	10.25	51.26	0.26434	6.04	51.25
-90	29.20	50.97	0.27307	25.07	51.53	0.27122	22.82	51.51	0.26937	18.61	51.50	0.26766	14.44	51.49	0.26605	10.23	51.48	0.26453	6.02	51.47
-80	29.12	50.83	0.27311	25.06	51.83	0.27165	22.74	51.81	0.26951	18.57	51.80	0.26780	14.42	51.79	0.26619	10.21	51.78	0.26467	6.00	51.77
-70	31.85	52.51	0.2812	27.58	52.19	0.2799	23.17	52.16	0.27814	19.07	52.14	0.27643	14.80	52.13	0.27482	10.59	52.12	0.27330	6.38	52.11
-60	32.57	56.40	0.2967	29.59	56.29	0.2952	24.48	56.28	0.29349	19.50	56.26	0.29178	15.23	56.25	0.29017	11.02	56.24	0.28856	6.81	56.23
-50	33.49	60.71	0.3209	31.20	60.70	0.3201	25.10	60.69	0.31831	20.00	60.67	0.31652	15.73	60.66	0.31473	11.52	60.65	0.31294	7.31	60.64
-40	34.32	66.03	0.3511	32.41	66.02	0.3503	25.72	66.01	0.34851	20.50	66.00	0.34672	16.25	65.99	0.34493	12.07	65.98	0.34314	7.86	65.97
-30	35.14	66.77	0.3861	33.11	66.76	0.3853	26.33	66.75	0.38351	21.05	66.74	0.38172	16.78	66.73	0.37993	12.80	66.72	0.37814	8.59	66.71
-20	35.95	69.72	0.4211	34.81	69.71	0.4203	27.09	69.70	0.41851	21.78	69.69	0.41672	17.51	69.68	0.41493	13.53	69.67	0.41314	9.31	69.66
-10	36.79	66.09	0.4625	36.52	66.08	0.4617	27.87	66.07	0.45991	22.57	66.06	0.45812	18.26	66.05	0.45633	14.05	66.04	0.45454	9.84	66.03
0	37.61	66.47	0.5055	37.22	66.46	0.5047	28.19	66.45	0.50291	23.25	66.44	0.50112	18.75	66.43	0.50033	14.54	66.42	0.49854	10.33	66.41
10	38.42	66.86	0.5503	37.91	66.85	0.5495	28.40	66.84	0.54711	23.61	66.83	0.54532	19.06	66.82	0.54353	14.83	66.81	0.54174	10.62	66.80
20	39.25	69.28	0.6115	38.62	69.27	0.6107	29.42	69.26	0.60831	24.82	69.25	0.60652	19.49	69.24	0.60473	15.12	69.23	0.60294	10.91	69.22
30	40.08	69.70	0.6815	39.34	69.69	0.6807	30.04	69.68	0.67831	25.29	69.67	0.67652	20.00	69.66	0.67473	15.54	69.65	0.67294	11.30	69.64
40	40.90	70.11	0.7581	39.98	70.10	0.7573	30.49	70.09	0.75551	25.66	70.08	0.75372	20.41	70.07	0.75193	15.91	70.06	0.75014	11.69	70.05
50	41.72	71.69	0.8421	40.75	71.68	0.8413	31.27	71.67	0.83891	26.41	71.66	0.83712	20.80	71.65	0.83533	16.30	71.64	0.83354	12.07	71.63
60	42.54	73.06	0.9231	41.55	73.05	0.9223	31.96	73.04	0.92021	27.00	73.03	0.91842	21.39	73.02	0.91663	16.79	73.01	0.91484	12.45	73.00
70	43.36	74.38	1.0011	42.36	74.37	1.0003	32.54	74.36	0.99831	27.41	74.35	0.99652	21.71	74.34	0.99473	17.19	74.33	0.99294	12.81	74.32
80	44.18	75.64	1.0761	43.17	75.63	1.0753	33.02	75.62	1.07331	27.71	75.61	1.07152	22.01	75.60	1.06973	17.48	75.59	1.06794	13.13	75.58
90	45.01	76.87	1.1481	43.97	76.86	1.1473	33.50	76.85	1.14501	27.94	76.84	1.14322	22.28	76.83	1.14143	17.85	76.82	1.13964	13.37	76.81
100	45.83	78.10	1.2181	44.77	78.09	1.2173	33.98	78.08	1.21501	28.18	78.07	1.21322	22.61	78.06	1.21143	18.12	78.05	1.20964	13.89	78.04
110	46.65	79.34	1.2851	45.58	79.33	1.2843	34.43	79.32	1.28201	28.37	79.31	1.28022	22.94	79.30	1.27843	18.49	79.29	1.27664	14.26	79.28
120	47.47	80.58	1.3491	46.39	80.57	1.3483	34.85	80.56	1.34601	28.55	80.55	1.34422	23.17	80.54	1.34243	18.81	80.53	1.34064	14.58	80.52
130	48.29	81.82	1.4111	47.21	81.81	1.4103	35.27	81.80	1.40801	28.71	81.79	1.40622	23.39	81.78	1.40443	19.07	81.77	1.40264	14.86	81.76

Temp F	Abs Pressure 3.5 psi Gage Press. 22.80 in. Vac (Sat Temp = -89.4 F)				Abs Pressure 4.0 psi Gage Press. 21.78 in. Vac (Sat Temp = -85.4 F)				Abs Pressure 4.5 psi Gage Press. 20.76 in. Vac (Sat Temp = -82.0 F)				Abs Pressure 5.0 psi Gage Press. 19.74 in. Vac (Sat Temp = -78.7 F)				Abs Pressure 6.0 psi Gage Press. 17.72 in. Vac (Sat Temp = -73.0 F)			
	v	h	s	t	v	h	s	t	v	h	s	t	v	h	s	t	v	h	s	t
(At Sat)	112.94	(94.53)	(0.25270)	(11.40)	(94.13)	(0.25258)	(10.221)	(93.803)	(0.25243)	(9.2668)	(93.815)	(0.25229)	(8.2668)	(93.827)	(0.25214)	(7.2668)	(93.839)	(0.25199)	(6.2668)	(93.851)
-80	11.24	95.74	0.25997	11.57	95.72	0.25910	10.27	95.69	0.25823	9.463	95.65	0.25736	8.463	95.61	0.25649	7.463	95.57	0.25562	6.463	95.53
-70	13.39	97.02	0.26419	11.88	97.00	0.26332	10.55	96.97	0.26245	9.750	96.93	0.26158	8.750	96.89	0.26071	7.750	96.85	0.25984	6.750	96.81
-60	15.55	98.31	0.26841	12.19	98.29	0.26754	10.83	98.25	0.26667	10.037	98.21	0.26580	9.037	98.17	0.26493	8.037	98.13	0.26406	7.037	98.09
-50	17.80	99.62	0.27263	12.50	99.60	0.27176	11.10	99.56	0.27089	10.234	99.52	0.27002	9.234	99.48	0.26915	8.234	99.44	0.26828	7.234	99.40
-40	14.65	100.95	0.27677	12.81	100.93	0.27590	11.29	100.91	0.27503	10.431	100.87	0.27416	9.431	100.83	0.27329	8.431	100.79	0.27242	7.431	100.75
-30	15.01	102.29	0.27691	13.12	102.27	0.27604	11.60	102.23	0.27517	10.668	102.19	0.27430	9.668	102.15	0.27343	8.668	102.11	0.27256	7.668	102.07
-20	15.37	103.63	0.27705	13.43	103.61	0.27618	11.91	103.57	0.27531	10.905	103.53	0.27444	9.905	103.49	0.27357	8.905	103.45	0.27270	7.905	103.41
-10	15.72	105.01	0.27719	13.74	105.00	0.27632	12.21	104.98	0.27545	11.142	104.94	0.27458	10.142	104.90	0.27371	9.142	104.86	0.27284	8.142	104.82
0	16.07	106.40	0.27733	14.05	106.38	0.27646	12.44	106.34	0.27559	11.373	106.30	0.27472	10.373	106.26	0.27385	9.373	106.22	0.27298	8.373	106.18
10	16.42	107.80	0.27747	14.36	107.78	0.27660	12.70	107.76	0.27573	11.604	107.72	0.27486	10.604	107.68	0.27399	9.604	107.64	0.27312	8.604	107.60
20	16.78	109.21	0.27761	14.67	109.19	0.27674	12.97	109.17	0.27587	11.835	109.13	0.27500	10.835	109.09	0.27413	9.835	109.05	0.27326	8.835	109.01
30	17.13	110.63	0.27775	14.98	110.62	0.27688	13.21	110.60	0.27601	12.066	110.56	0.27514	11.066	110.52	0.27427	10.066	110.48	0.27340	9.066	110.44
40	17.49	112.07	0.27789	15.29	112.06	0.27702	13.50	112.05	0.27614	12.297	112.01	0.27527	11.297	111.97	0.27440	10.297	111.93	0.27353	9.297	111.89
50	17.84	113.53	0.27803	15.60	113.52	0.27716	13.78	113.50	0.27627	12.528	113.46	0.27540	11.528	113.42	0.27453	10.528	113.38	0.27366	9.528	113.34
60	18.19	115.01	0.27817	15.91	115.00	0.27730	14.07	114.98	0.27638	12.759	114.94	0.27551	11.759	114.90	0.27464	10.759	114.86	0.27377	9.759	114.82
70	18.54	116.49	0.27831	16.22	116.48	0.27744	14.35	116.46	0.27646	12.990	116.42	0.27559	11.990	116.38	0.27472	10.990	116.34	0.27385	9.990	116.30
80	18.89	117.99	0.27845	16.53	117.98	0.27758	14.63	117.96	0.27658	13.221	117.92	0.27571	12.221	117.88	0.27484	11.221	117.84	0.27398	10.221	117.80
90	19.24	119.51	0.27859	16.84	119.50	0.27772	14.91	119.48	0.27668	13.452	119.44	0.27581	12.452	119.40	0.27494	11.452	119.36	0.27411	10.452	119.32
100	19.61	121.05	0.27873	17.15	121.03	0.27786	15.19	121.01	0.27682	13.683	120.97	0.27595	12.683	120.93	0.27508	11.683	120.89	0.27424	10.683	120.85
110	20.00	122.58	0.27887	17.46	122.57	0.27799	15.46	122.56	0.27695	13.914	122.52	0.27608	12.914	122.48	0.27521	11.914	122.44	0.27437		

Table 10 Refrigerant 22 (Monochlorodifluoromethane) Properties of Superheated Vapor* (Continued)

Temp F	Abs Pressure 12 ps Gage Pressure 5.50 in. Vac (Sat Temp = 49.2 F)			Abs Pressure 14 ps Gage Pressure 4.2 in. Vac (Sat Temp = 42.5 F)			Abs Pressure 16 ps Gage Pressure 3.0 ps (Sat Temp = 36.3 F)			Abs Pressure 18 ps Gage Pressure 2.2 ps (Sat Temp = 32.7 F)			Abs Pressure 20 ps Gage Pressure 1.5 ps (Sat Temp = 29.4 F)		
	v	h	s	v	h	s	v	h	s	v	h	s	v	h	s
141 Sat	11.112	109.371	0.12123	11.2021	109.053	0.24013	11.1473	109.833	0.23200	11.2820	109.101	0.23700	11.2561	109.770	0.24200
-10	4.295	109.661	0.12152	4.253	109.81	0.2415	4.211	107.76	0.2418	4.168	108.20	0.2384	4.125	108.64	0.2350
-20	4.315	101.54	0.181	3.883	101.86	0.241	3.218	101.76	0.2418	3.168	101.20	0.2384	3.125	101.64	0.2350
-30	4.520	101.99	0.250	3.807	104.62	0.2310	3.223	104.54	0.2479	2.938	104.45	0.231	2.891	103.81	0.231
4	6.591	108.68	0.2522	5.157	106.01	0.2541	3.452	105.03	0.2599	3.059	105.80	0.2482	2.245	105.78	0.2452
10	4.735	107.49	0.2607	4.018	107.42	0.251	3.522	107.71	0.2510	3.180	107.27	0.2512	2.869	107.20	0.2482
20	4.949	109.95	0.257	3.188	108.81	0.2601	3.011	109.77	0.2570	2.701	108.70	0.2572	2.871	108.81	0.251
30	4.945	109.35	0.2637	4.228	110.28	0.2611	3.649	109.71	0.2630	3.272	110.14	0.2572	2.937	109.27	0.251
40	5.058	111.79	0.2696	4.316	111.72	0.2650	3.769	111.66	0.2672	3.311	111.25	0.2601	3.011	111.82	0.2572
50	5.155	113.26	0.2725	4.498	113.19	0.2689	3.818	113.17	0.2698	3.435	113.06	0.2630	3.065	113.09	0.2606
60	4.961	114.73	0.2751	4.491	115.01	0.2718	3.728	114.01	0.2697	3.481	113.81	0.2629	3.179	114.48	0.2611
70	4.861	116.23	0.2782	4.508	116.17	0.2745	4.199	116.11	0.2715	3.254	116.01	0.2648	3.192	115.10	0.2643
80	4.658	117.74	0.2810	4.578	117.68	0.2776	4.083	117.62	0.2744	3.441	117.58	0.2670	3.255	117.20	0.2669
90	4.573	119.20	0.2838	4.628	119.29	0.2803	4.164	119.14	0.2772	3.094	119.09	0.2701	3.310	119.07	0.2692
100	4.572	120.80	0.2865	4.857	120.74	0.2830	4.213	120.68	0.2799	3.204	120.62	0.2722	3.381	120.60	0.2717
110	4.681	122.33	0.2891	4.817	122.29	0.2858	4.311	122.23	0.2827	3.484	122.18	0.2747	3.443	122.12	0.2743
120	4.785	123.71	0.2917	3.108	123.66	0.2885	4.392	123.60	0.2854	3.061	123.51	0.2766	3.505	123.46	0.2769
130	4.900	125.07	0.2942	3.120	125.41	0.2912	4.478	125.36	0.2881	3.375	125.31	0.2784	3.571	125.27	0.2792
140	4.974	127.09	0.2975	3.115	127.43	0.2939	4.557	127.03	0.2908	3.498	127.02	0.2803	3.635	127.07	0.2816
150	4.977	128.67	0.2981	3.394	128.64	0.2968	4.735	128.60	0.2935	4.114	128.58	0.2817	3.695	128.11	0.2843
160	4.901	130.37	0.2988	3.386	130.27	0.2992	4.715	130.21	0.2962	4.254	130.19	0.2846	3.757	129.11	0.2869
170	4.805	132.05	0.2994	3.481	131.91	0.3019	4.792	131.86	0.2989	4.251	131.81	0.2869	3.821	131.20	0.2896
180	4.599	134.61	0.2999	3.573	133.50	0.3045	4.870	133.41	0.3016	4.321	133.40	0.2890	3.880	133.41	0.2922
190	4.612	136.88	0.3004	3.618	135.11	0.3071	4.948	135.11	0.3042	4.394	135.11	0.2912	3.942	135.08	0.2949
200	4.737	138.96	0.3012	3.750	136.01	0.3096	5.020	136.83	0.3065	4.461	136.82	0.2938	4.012	136.77	0.2975
Temp	Abs Pressure 25 ps Gage Pressure 10.3 ps (Sat Temp = 20.0 F)			Abs Pressure 30 ps Gage Pressure 15.3 ps (Sat Temp = 11.9 F)			Abs Pressure 35 ps Gage Pressure 20.3 ps (Sat Temp = 4.9 F)			Abs Pressure 40 ps Gage Pressure 25.3 ps (Sat Temp = 1.5 F)			Abs Pressure 45 ps Gage Pressure 30.3 ps (Sat Temp = 7.2 F)		
141 Sat	12.015	109.270	0.27811	11.249	101.713	0.27222	11.613	104.451	0.23060	11.336	105.191	0.22203	11.193	105.811	0.22111
-10	4.127	101.19	0.2472	1.704	100.58	0.2328	1.111	104.451	0.23060	1.111	104.451	0.23060	1.111	104.451	0.23060
10	2.170	105.80	0.2401	1.822	105.39	0.2359	1.572	103.10	0.2321	1.305	106.41	0.2310	1.267	106.22	0.2290
20	2.231	107.01	0.2418	1.815	106.82	0.2392	1.396	106.87	0.2352	1.305	106.41	0.2310	1.267	106.22	0.2290
30	2.291	108.21	0.2435	1.807	108.29	0.2423	1.219	108.07	0.2383	1.219	108.07	0.2383	1.219	108.07	0.2383
40	2.351	109.80	0.2451	1.803	109.71	0.2450	1.043	109.43	0.2413	1.430	107.14	0.2380	1.262	109.10	0.2351
50	2.398	111.33	0.2464	1.806	111.18	0.2480	1.063	111.01	0.2441	1.463	109.82	0.2410	1.297	109.68	0.2361
60	2.432	112.83	0.2475	1.810	112.66	0.2509	1.291	112.47	0.2472	1.496	112.31	0.2430	1.327	112.15	0.2371
70	2.459	114.31	0.2484	1.814	114.17	0.2537	1.521	114.07	0.2503	1.521	114.07	0.2503	1.521	114.07	0.2503
80	2.481	115.82	0.2491	1.816	115.66	0.2564	1.692	115.81	0.2530	1.692	115.81	0.2530	1.692	115.81	0.2530
90	2.501	117.31	0.2496	1.819	117.18	0.2591	1.863	117.61	0.2557	1.863	117.61	0.2557	1.863	117.61	0.2557
100	2.513	118.87	0.2500	1.822	118.72	0.2618	1.899	118.56	0.2584	1.899	118.56	0.2584	1.899	118.56	0.2584
110	2.518	120.42	0.2502	1.825	120.27	0.2643	1.986	120.12	0.2610	1.986	119.06	0.2581	1.940	119.61	0.2594
120	2.516	121.98	0.2502	1.827	121.81	0.2670	1.913	121.65	0.2637	1.974	121.53	0.2610	1.948	121.28	0.2603
130	2.512	123.55	0.2501	1.829	123.19	0.2700	1.964	123.20	0.2670	1.978	123.12	0.2638	1.972	122.92	0.2610
140	2.507	125.11	0.2500	1.831	124.68	0.2730	1.918	124.66	0.2707	1.978	123.01	0.2665	1.950	124.87	0.2617
150	2.497	126.74	0.2500	1.835	126.01	0.2761	2.054	126.47	0.274	1.990	126.31	0.2693	1.983	126.19	0.2621
160	2.487	128.39	0.2501	1.841	128.22	0.2798	2.091	128.09	0.2781	1.823	127.09	0.2719	1.611	127.92	0.2610
170	2.499	129.99	0.2502	1.847	129.86	0.2844	2.127	129.73	0.2824	1.855	129.60	0.2746	1.643	129.47	0.2618
180	2.513	131.63	0.2503	1.851	131.51	0.2891	2.164	131.38	0.2874	1.887	131.53	0.2773	1.675	131.12	0.2625
190	2.529	133.29	0.2504	1.857	133.17	0.2940	2.202	133.04	0.2926	1.920	133.62	0.2802	1.707	132.77	0.2631
200	2.546	134.96	0.2505	1.863	134.84	0.2990	2.241	134.72	0.2975	1.957	134.00	0.2833	1.739	134.18	0.2637
210	2.564	136.63	0.2506	1.869	136.51	0.3040	2.281	136.42	0.3026	1.995	136.00	0.2865	1.774	136.18	0.2643
220	2.583	138.30	0.2507	1.876	138.19	0.3090	2.322	138.13	0.3077	2.034	138.00	0.2897	1.811	138.02	0.2649
230	2.603	140.00	0.2508	1.883	140.00	0.3140	2.364	140.00	0.3128	2.073	140.00	0.2930	1.848	140.00	0.2655
Temp	Abs Pressure 50 ps Gage Pressure 25.3 ps (Sat Temp 12.4 F)			Abs Pressure 55 ps Gage Pressure 30.3 ps (Sat Temp 17.2 F)			Abs Pressure 60 ps Gage Pressure 35.3 ps (Sat Temp 21.8 F)			Abs Pressure 65 ps Gage Pressure 40.3 ps (Sat Temp 26.5 F)			Abs Pressure 70 ps Gage Pressure 45.3 ps (Sat Temp 30.0 F)		
141 Sat	11.090	109.368	0.22213	11.053	106.853	0.22013	11.008	107.323	0.22351	11.008	107.323	0.22351	11.008	107.323	0.22351
20	1.091	107.48	0.2221	1.022	107.27	0.2220	0.955	106.86	0.2228	0.890	106.86	0.2228	0.890	106.86	0.2228
30	1.125	108.65	0.2228	1.016	108.70	0.2239	0.925	108.66	0.2238	0.840	108.50	0.2237	0.825	108.50	0.2237
40	1.160	110.00	0.2235	1.012	110.27	0.2250	0.900	110.00	0.2248	0.810	110.00	0.2248	0.810	110.00	0.2248
50	1.182	111.66	0.2241	0.973	111.78	0.2269	0.921	111.59	0.2288	0.811	111.49	0.2287	0.825	111.49	0.2287
60	1.209	113.47	0.2248	1.023	113.28	0.2289	0.999	113.10	0.2308	0.910	112.91	0.2317	0.818	112.91	0.2317
70	1.234	115.40	0.2254	1.074	114.82	0.2310	1.090	114.64	0.2327	0.910	114.46	0.2337	0.862	114.46	0.2337
80	1.257	117.45	0.2260	1.118	116.39	0.2331	1.190	116.22	0.2346	0.910	116.04	0.2357	0.910	116.04	0.2357
90	1.279	119.61	0.2266	1.163	118.01	0.2352	1.291	117.77	0.2365	0.970	117.69	0.2367	0.910	117.69	0.2367
100	1.316	121.86	0.2271	1.188	119.71	0.2373	1.392	119.35	0.2384	1.070	119.16	0.2385	0.910	119.16	0.2385
110	1.352	124.27	0.2276	1.2											



© 1968, E. I. du Pont de Nemours & Company, Inc. (Used by permission.)

Fig. 21 Pressure-Enthalpy Diagram for Refrigerant 502

Refrigerant 502 (Azeotrope of R-22 and R-15) Properties of Liquid and Saturated Vapor*

Temp F	Pressure			Volume lb/ft ³	Density lb/cu ft	Enthalpy** Btu/lb			Entropy** Btu/(lb)(°F)			Temp F	Pressure			Volume lb/ft ³	Density lb/cu ft	Enthalpy** Btu/lb			Entropy** Btu/(lb)(°F)		
	psia	psig	Vapor v _g			Liquid h _f	Vapor h _g	Liquid h _f	Vapor h _g	Liquid s _f	Vapor s _g		psia	psig	Vapor v _g			Liquid h _f	Vapor h _g	Liquid h _f	Vapor h _g	Liquid s _f	Vapor s _g
-150	0.1262	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	-151.32	159.94	-0.1835	0.2010	0.2010	0.2010	25	73.82	58.81	0.5575	81.50	16.11	80.35	0.0318	0.1673	0.0318	0.1673	
-140	0.1310	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	-141.32	159.94	-0.1835	0.2010	0.2010	0.2010	26	74.50	59.49	0.5575	81.50	16.11	80.35	0.0318	0.1673	0.0318	0.1673	
-130	0.1357	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	-131.32	159.94	-0.1835	0.2010	0.2010	0.2010	27	75.18	60.17	0.5575	81.50	16.11	80.35	0.0318	0.1673	0.0318	0.1673	
-120	0.1404	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	-121.32	159.94	-0.1835	0.2010	0.2010	0.2010	28	75.87	60.85	0.5575	81.50	16.11	80.35	0.0318	0.1673	0.0318	0.1673	
-110	0.1451	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	-111.32	159.94	-0.1835	0.2010	0.2010	0.2010	29	76.55	61.53	0.5575	81.50	16.11	80.35	0.0318	0.1673	0.0318	0.1673	
-100	0.1498	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	-101.32	159.94	-0.1835	0.2010	0.2010	0.2010	30	77.24	62.21	0.5575	81.50	16.11	80.35	0.0318	0.1673	0.0318	0.1673	
-90	0.1545	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	-91.32	159.94	-0.1835	0.2010	0.2010	0.2010	31	77.92	62.89	0.5575	81.50	16.11	80.35	0.0318	0.1673	0.0318	0.1673	
-80	0.1592	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	-81.32	159.94	-0.1835	0.2010	0.2010	0.2010	32	78.61	63.57	0.5575	81.50	16.11	80.35	0.0318	0.1673	0.0318	0.1673	
-70	0.1639	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	-71.32	159.94	-0.1835	0.2010	0.2010	0.2010	33	79.29	64.25	0.5575	81.50	16.11	80.35	0.0318	0.1673	0.0318	0.1673	
-60	0.1686	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	-61.32	159.94	-0.1835	0.2010	0.2010	0.2010	34	79.98	64.93	0.5575	81.50	16.11	80.35	0.0318	0.1673	0.0318	0.1673	
-50	0.1733	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	-51.32	159.94	-0.1835	0.2010	0.2010	0.2010	35	80.66	65.61	0.5575	81.50	16.11	80.35	0.0318	0.1673	0.0318	0.1673	
-40	0.1780	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	-41.32	159.94	-0.1835	0.2010	0.2010	0.2010	36	81.35	66.29	0.5575	81.50	16.11	80.35	0.0318	0.1673	0.0318	0.1673	
-30	0.1827	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	-31.32	159.94	-0.1835	0.2010	0.2010	0.2010	37	82.03	66.97	0.5575	81.50	16.11	80.35	0.0318	0.1673	0.0318	0.1673	
-20	0.1874	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	-21.32	159.94	-0.1835	0.2010	0.2010	0.2010	38	82.72	67.65	0.5575	81.50	16.11	80.35	0.0318	0.1673	0.0318	0.1673	
-10	0.1921	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	-11.32	159.94	-0.1835	0.2010	0.2010	0.2010	39	83.40	68.33	0.5575	81.50	16.11	80.35	0.0318	0.1673	0.0318	0.1673	
0	0.1968	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	159.94	-0.1835	0.2010	0.2010	0.2010	40	84.09	69.01	0.5575	81.50	16.11	80.35	0.0318	0.1673	0.0318	0.1673	
10	0.2015	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	19.32	159.94	-0.1835	0.2010	0.2010	0.2010	41	84.77	69.69	0.5575	81.50	16.11	80.35	0.0318	0.1673	0.0318	0.1673	
20	0.2062	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	29.32	159.94	-0.1835	0.2010	0.2010	0.2010	42	85.46	70.37	0.5575	81.50	16.11	80.35	0.0318	0.1673	0.0318	0.1673	
30	0.2109	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	39.32	159.94	-0.1835	0.2010	0.2010	0.2010	43	86.14	71.05	0.5575	81.50	16.11	80.35	0.0318	0.1673	0.0318	0.1673	
40	0.2156	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	49.32	159.94	-0.1835	0.2010	0.2010	0.2010	44	86.83	71.73	0.5575	81.50	16.11	80.35	0.0318	0.1673	0.0318	0.1673	
50	0.2203	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	59.32	159.94	-0.1835	0.2010	0.2010	0.2010	45	87.51	72.41	0.5575	81.50	16.11	80.35	0.0318	0.1673	0.0318	0.1673	
60	0.2250	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	69.32	159.94	-0.1835	0.2010	0.2010	0.2010	46	88.20	73.09	0.5575	81.50	16.11	80.35	0.0318	0.1673	0.0318	0.1673	
70	0.2297	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	79.32	159.94	-0.1835	0.2010	0.2010	0.2010	47	88.88	73.77	0.5575	81.50	16.11	80.35	0.0318	0.1673	0.0318	0.1673	
80	0.2344	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	89.32	159.94	-0.1835	0.2010	0.2010	0.2010	48	89.57	74.45	0.5575	81.50	16.11	80.35	0.0318	0.1673	0.0318	0.1673	
90	0.2391	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	99.32	159.94	-0.1835	0.2010	0.2010	0.2010	49	90.25	75.13	0.5575	81.50	16.11	80.35	0.0318	0.1673	0.0318	0.1673	
100	0.2438	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	109.32	159.94	-0.1835	0.2010	0.2010	0.2010	50	90.94	75.81	0.5575	81.50	16.11	80.35	0.0318	0.1673	0.0318	0.1673	
110	0.2485	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	119.32	159.94	-0.1835	0.2010	0.2010	0.2010	51	91.62	76.49	0.5575	81.50	16.11	80.35	0.0318	0.1673	0.0318	0.1673	
120	0.2532	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	129.32	159.94	-0.1835	0.2010	0.2010	0.2010	52	92.31	77.17	0.5575	81.50	16.11	80.35	0.0318	0.1673	0.0318	0.1673	
130	0.2579	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	139.32	159.94	-0.1835	0.2010	0.2010	0.2010	53	93.00	77.85	0.5575	81.50	16.11	80.35	0.0318	0.1673	0.0318	0.1673	
140	0.2626	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	149.32	159.94	-0.1835	0.2010	0.2010	0.2010	54	93.68	78.53	0.5575	81.50	16.11	80.35	0.0318	0.1673	0.0318	0.1673	
150	0.2673	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	159.32	159.94	-0.1835	0.2010	0.2010	0.2010	55	94.37	79.21	0.5575	81.50	16.11	80.35	0.0318	0.1673	0.0318	0.1673	
160	0.2720	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	169.32	159.94	-0.1835	0.2010	0.2010	0.2010	56	95.05	79.89	0.5575	81.50	16.11	80.35	0.0318	0.1673	0.0318	0.1673	
170	0.2767	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	179.32	159.94	-0.1835	0.2010	0.2010	0.2010	57	95.74	80.57	0.5575	81.50	16.11	80.35	0.0318	0.1673	0.0318	0.1673	
180	0.2814	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	189.32	159.94	-0.1835	0.2010	0.2010	0.2010	58	96.42	81.25	0.5575	81.50	16.11	80.35	0.0318	0.1673	0.0318	0.1673	
190	0.2861	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	199.32	159.94	-0.1835	0.2010	0.2010	0.2010	59	97.11	81.93	0.5575	81.50	16.11	80.35	0.0318	0.1673	0.0318	0.1673	
200	0.2908	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	209.32	159.94	-0.1835	0.2010	0.2010	0.2010	60	97.79	82.61	0.5575	81.50	16.11	80.35	0.0318	0.1673	0.0318	0.1673	
210	0.2955	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	219.32	159.94	-0.1835	0.2010	0.2010	0.2010	61	98.48	83.29	0.5575	81.50	16.11	80.35	0.0318	0.1673	0.0318	0.1673	
220	0.3002	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	229.32	159.94	-0.1835	0.2010	0.2010	0.2010	62	99.16	83.97	0.5575	81.50	16.11	80.35	0.0318	0.1673	0.0318	0.1673	
230	0.3049	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	239.32	159.94	-0.1835	0.2010	0.2010	0.2010	63	99.85	84.65	0.5575	81.50	16.11	80.35	0.0318	0.1673	0.0318	0.1673	
240	0.3096	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	249.32	159.94	-0.1835	0.2010	0.2010	0.2010	64	100.53	85.33	0.5575	81.50	16.11	80.35	0.0318	0.1673	0.0318	0.1673	
250	0.3143	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	259.32	159.94	-0.1835	0.2010	0.2010	0.2010	65	101.22	86.01	0.5575	81.50	16.11	80.35	0.0318	0.1673	0.0318	0.1673	
260	0.3190	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	269.32	159.94	-0.1835	0.2010	0.2010	0.2010	66	101.90	86.69	0.5575	81.50	16.11	80.35	0.0318	0.1673	0.0318	0.1673	
270	0.3237	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	279.32	159.94	-0.1835	0.2010	0.2010	0.2010	67	102.59	87.37	0.5575	81.50	16.11	80.35	0.0318	0.1673	0.0318	0.1673	
280	0.3284	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	289.32	159.94	-0.1835	0.2010	0.2010	0.2010	68	103.27	88.05	0.5575	81.50	16.11	80.35	0.0318	0.1673	0.0318	0.1673	
290	0.3331	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	299.32	159.94	-0.1835	0.2010	0.2010	0.2010	69	103.96	88.73	0.5575	81.50	16.11	80.35	0.0318	0.1673	0.0318	0.1673	
300	0.3378	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	309.32	159.94	-0.1835	0.2010	0.2010	0.2010	70	104.64	89.41	0.5575	81.50	16.11	80.35	0.0318	0.1673	0.0318	0.1673	
310	0.3425	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	319.32	159.94	-0.1835	0.2010	0.2010	0.2010	71	105.33	90.09	0.5575	81.50	16.11	80.35	0.0318	0.1673	0.0318	0.1673	
320	0.3472	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	329.32	159.94	-0.1835	0.2010	0.2010	0.2010	72	106.01	90.77	0.5575	81.50	16.11	80.35	0.0318	0.1673	0.0318	0.16	

Thermophysical Properties of Refrigerants

Temp, °F	Viscosity, $\mu_{sp}/(ft)(hr)$			Thermal Conductivity, $Btu/(hr)(ft)(F)$			Specific Heat, $c_p, Btu/(lb_m)(F)$				Temp, °F
	Sat. Liquid	Sat. Vapor	Gas, $P = 1 \text{ atm}$ $\times 10^{-3}$	Sat. Liquid	Sat. Vapor	Gas, $P = 1 \text{ atm}$ $\times 10^{-3}$	Sat. Liquid	Sat. Vapor	Gas $\psi_p/10_{sat}$	Gas $\psi_p/1_{sat}$	
Refrigerant 11, Dichlorodifluoromethane											
-140	2.47			0.0655			0.199			0.1085	-140
-120	1.97			0.0631			0.202		0.1323		-120
-100	1.612			0.0608			0.204		0.1160		-100
-80	1.347			0.0585			0.207		0.1196		-80
-60	1.146			0.0561			0.209	0.126	0.1230		-60
-40	0.990			0.0538			0.212	0.133	0.1264		-40
-20	0.866	0.0249	2.49	0.0514	0.0040	4.00	0.214	0.139	0.1296		-20
0	0.767	0.0265	2.61	0.0490	0.0043	4.31	0.217	0.145	0.1327		0
20	0.687	0.0279	2.72	0.0467	0.0046	4.63	0.220	0.150	0.1356		20
40	0.620	0.0291	2.83	0.0443	0.0050	4.95	0.224	0.157	0.1383		40
60	0.564	0.0301	2.94	0.0420	0.0053	5.28	0.229	0.164	0.1413		60
80	0.517	0.0311	3.03	0.0397	0.0056	5.61	0.234	0.174	0.1439		80
100	0.477	0.0324	3.13	0.0373	0.0060	5.94	0.240	0.185	0.1465		100
120	0.441	0.0339	3.26	0.0350	0.0064	6.27	0.251	0.199	0.1490		120
140	0.409	0.0359	3.36	0.0326	0.0068	6.60	0.266	0.216	0.1513		140
160	0.370	0.0384	3.47	0.0302	0.0072	6.94	0.288	0.235	0.1536		160
180	0.329	0.0417	3.57	0.0276	0.0076	7.28	0.317	0.260	0.1558		180
200	0.273	0.0458	3.67	0.0246	0.0083	7.63	0.356	0.362	0.1574		200
220	0.203	0.051	3.77	0.0204	0.0093	7.98	0.406		0.1599		220
230	0.149	0.060	3.82	0.0161	0.0107	8.16			0.1609		230
234*	0.075	0.075	3.84	0.0130	0.0130	8.23			0.1612		234*
240			3.87			8.34			0.1618		240
260			3.96			8.71			0.1637		260
280			4.06			9.08			0.1654		280
300			4.15			9.45			0.1671		300
320			4.25			9.82			0.1687		320
340			4.34			10.1			0.1703		340
360			4.43			10.5			0.1718		360
380			4.53			10.8			0.1732		380
400			4.62			11.2			0.1746		400
Refrigerant 22, Chlorodifluoromethane											
-100	1.167			0.0789			0.255		0.1260		-100
-80	1.014			0.0757			0.256		0.1292		-80
-60	0.894			0.0725			0.259	0.139	0.1324		-60
-40	0.798	0.0245	2.45	0.0693	0.0040	4.04	0.262	0.146	0.1356		-40
-20	0.719	0.0257	2.57	0.0661	0.0044	4.43	0.266	0.152	0.1398		-20
0	0.651	0.0269	2.68	0.0630	0.0048	4.81	0.271	0.158	0.1420		0
20	0.599	0.0281	2.80	0.0598	0.0052	5.20	0.276	0.165	0.1452		20
40	0.553	0.0295	2.91	0.0566	0.0056	5.58	0.283	0.175	0.1484		40
60	0.511	0.0309	3.03	0.0534	0.0060	5.97	0.291	0.187	0.1515		60
80	0.480	0.0325	3.14	0.0502	0.0064	6.35	0.300	0.204	0.1546		80
100	0.449	0.0343	3.25	0.0471	0.0068	6.74	0.313	0.226	0.1577		100
120	0.427	0.0362	3.37	0.0439	0.0072	7.12	0.332	0.253	0.1608		120
140	0.392	0.0383	3.48	0.0407	0.0077	7.51	0.357	0.288	0.1638		140
160	0.344	0.0411	3.59	0.0371	0.0084	7.90	0.390	0.332	0.1668		160
180	0.285	0.045	3.70	0.0318	0.0105	8.28	0.433		0.1697		180
190	0.244	0.049	3.75	0.0288	0.0119	8.48			0.1712		190
200	0.182	0.058	3.81	0.0238	0.0140	8.67			0.1726		200
203*	0.074	0.074	3.83	0.0177	0.0177	8.76			0.1733		203*
220			3.92			9.05			0.1754		220
240			4.02			9.44			0.1782		240
260			4.13			9.82			0.1810		260
280			4.24			10.21			0.1836		280
300			4.34			10.59			0.1863		300
320			4.45			11.0			0.1888		320
340			4.55			11.4			0.1913		340
360			4.66			11.8			0.1937		360
380			4.76			12.1			0.1960		380
400			4.86			12.5			0.1983		400
420			4.96			12.9			0.2005		420
440			5.06			13.3			0.2026		440

*Critical Temperature. Tabulated properties ignore critical region effects.
†Actual value/(Table value)(indicated multiplier).

Thermophysical Properties of Refrigerants (Continued)

Temp, F	Viscosity, lb _m /(ft)(hr)			Thermal Conductivity, Btu/(hr)(ft)(F)				Specific Heat, c _p , Btu/(lb _m)(F)				Temp, F
	Sat. Liquid	Sat. Vapor	Gas, P = 1 atm × 10 ⁻²	Sat. Liquid	Sat. Vapor	Gas, P = 1 atm × 10 ⁻²	Sat. Liquid	Sat. Vapor	Gas, c _p , 1 atm	Gas, c _p , 1 atm		
Refrigerant 502, Azeotrope of R22/R115 (Azeotropic Temperature = 66.7°)												
-100	1.39			0.0595			0.244					-100
-80	1.16			0.0570			0.248					-80
-60	1.00	0.0228		0.0545			0.253	0.138				-60
-40	0.86	0.0244	2.42	0.0519	0.0046	4.58	0.259	0.149		0.148		-40
-20	0.76	0.0258	2.54	0.0494	0.0050	4.95	0.264	0.155		0.151		-20
0	0.67	0.0270	2.66	0.0469	0.0053	5.31	0.271	0.160		0.154		0
20	0.60	0.0283	2.77	0.0444	0.0057	5.67	0.277	0.164		0.157		20
40	0.54	0.0295	2.89	0.0419	0.0060	6.03	0.285	0.171		0.160		40
60	0.487	0.0314	2.01	0.0394	0.0064	6.39	0.292	0.180		0.164		60
80	0.433	0.0327	3.12	0.0369	0.0068	6.76	0.300	0.195		0.167		80
100	0.380	0.0348	3.23	0.0344	0.0071	7.14	0.308	0.218		0.170		100
120	0.329	0.0373	3.34	0.0314	0.0075	7.52	0.316	0.249		0.173		120
140	0.284	0.039	3.45	0.0281	0.0083	7.91	0.326	0.310		0.176		140
160	0.243	0.041	3.56	0.0237	0.0090	8.31	0.335			0.178		160
170	0.207	0.053	3.62	0.021	0.0103	8.52	0.345			0.179		170
180*	0.074	0.074	3.67	0.014	0.014	8.73				0.181		180*
190			3.72			8.94				0.182		190
200			3.78			9.16				0.183		200
220			3.88			9.60				0.186		220
240			3.99			10.07				0.188		240
260			4.10			10.5				0.190		260
280			4.20			11.0				0.192		280
300			4.29			11.6				0.193		300
320						12.1						320
340						12.7						340
360						13.3						360
380						13.9						380
400						16.0						400
460						16.7						460
500						18.4						500

*Critical Temperature. Tabulated properties ignore critical region effects.
 Actual value = (Table value) × (Indicated multiplier).

SIMBOLOGIA

A	área de transferencia de calor
C	condensador
c	calor específico
CET	capacidad de enfriamiento teórica
COP	coeficiente de funcionamiento
D	diámetro
DA	desorbedor-absorbedor
E	evaporador
ER	efecto refrigerante
h	entalpía
h_m	coeficiente convectivo exterior
h_i	coeficiente convectivo interior
I	corriente eléctrica
J	equivalente mecánico de calor
k	conductividad térmica
L	longitud
M	masa
m	flujo másico
P	presión
PT	portador
Q	calor
q	calor específico
R	refrigerante
r	constante universal de los gases
RC	relación de compresión
RE	recipiente de condensado
S	entropía
T	temperatura
T_{hp}	potencia teórica
U	coeficiente global de transferencia de calor
V	volumen
v	volumen específico
V_p	volumen teórico desplazado
W	trabajo
x	espesor
α	coeficiente de Seebeck
π	diferencia
π	coeficiente de Peltier
μ	coeficiente de Joule Thompson
γ	coeficiente de Thompson
ρ	densidad
η_v	eficiencia volumétrica

subíndices

c	condensador o condensación
e	evaporador o evaporación
f	final
h	entalpia constante
i	inicio
p	presión constante
v	volumen constante
w	compresor o compresión

FACTORES DE CONVERSION

Masa

$$1b = 0.454 \text{ Kg}$$

Longitud

$$\text{pulg} = 0.0254 \text{ m}$$

$$\text{pie} = 0.3048 \text{ m}$$

Presión

$$1b/in^2 \text{ (psi)} = 6.89 \text{ kPa}$$

Densidad

$$1b/pie^3 = 16 \text{ Kg/m}^3$$

Temperatura

$$^{\circ}F = 1.8 (^{\circ}C + 32)$$

Desplazamiento volumétrico

$$\text{pies}^3/h = 7.865 \times 10^{-6} \text{ m}^3/s$$

Calor específico

$$\text{Btu}/(1b^{\circ}F) = 4.1868 \text{ KJ/KgK}$$

Conductividad térmica

$$\text{Btu pie}/(h \text{ pie}^2 ^{\circ}F) = 1.731 \text{ W/mK}$$

Coeficiente global de transferencia de calor

$$\text{Btu}/(h \text{ pie}^2 ^{\circ}F) = 5.68 \text{ kPa}$$

BIBLIOGRAFIA

- 1.- Dossat, Roy J., Principios de Refrigeración, 2ª ed, Compañía Editorial Continental, S.A., México, 1980, 594 p.
- 2.- Hernández G., Eduardo, Fundamentos de Aire Acondicionado y Refrigeración, Limusa, México, 1973, 461 p.
- 3.- Manrique, José A., Cárdenas, Rafael, S., Termodinámica, Harper & Row Latinoamericana, 1981, 330 p.
- 4.- Air Conditioning and Refrigeration Institute, Refrigeración y Aire Acondicionado, Prentice/Hall International 1981, 873 p.
- 5.- Programa Universitario de Alimentos, Métodos de Producción de Frío, U.N.A.M., 1986.
- 6.- Perry, Robert H., Chilton, Cecil H., Chemical Engineers' Handbook, 5ª ed, Mc Graw Hill, New York.
- 7.- Burghardt, David M., Ingeniería Termodinámica, 2ª ed, Harper & Row Latinoamericana, 1984, 558 p.
- 8.- Althouse, Andrew D., et-tal, Modern Refrigeration and Air Conditioning, The Goodheart-Willcox Company Inc., South Holland, IL, 1979, 1012 p.
- 9.- Carrier Air Conditioning Company, Manual de Aire Acondicionado, Marcombo, S.A. de Boixareu Editores, Barcelona, 1974.
- 10.- Holman, J.P., Transferencia de Calor, Compañía Editorial Continental, S.A., México, 1983, 534 p.
- 11.- Kreith, Frank, Principios de Transferencia de Calor, Herrero Hermanos, Sucesores, S.A., México, 1978, 672 p.
- 12.- Rohsenow, Warren M., Hartnett, James P., Handbook of Heat Transfer, Mc Graw Hill, 1973.

- 13.- Severns, W.H., et-tal, Energia Mediante Vapor, Aire o Gas, Reverté, S.A., Barcelona, 1976, 503 p.
- 14.- American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Inc., ASHRAE Guide and Data Book 1961, Fundamentals and Equipment, New York, 1961, 880 p.
- 15.- ibidem, ASHRAE Handbook 1977 Fundamentals, Atlanta, 1977.
- 16.- ibidem, ASHRAE Handbook 1983 Equipment, Atlanta, 1983.
- 17.- ibidem, ASHRAE Handbook 1984 Systems, Atlanta, 1984.
- 18.- ibidem, ASHRAE Handbook 1985 Fundamentals, Atlanta, 1985.
- 19.- ibidem, ASHRAE Handbook 1986 Refrigeration Systems and Applications, Atlanta, 1986.
- 20.- Baumeister, Theodore, et-tal, MARKS Manual del Ingeniero Mecánico, 2^a ed, Mc Graw Hill, México, 1982.
- 21.- Miller, Rex, Refrigeration and Air Conditioning Technology, Bennett & McKnight Publishing Company, Peoria, IL, 1983, 542 p.
- 22.- Halocarburos, S.A. de C.V., Manual General de Refrigerantes Freón, Du Pont, U.S.A., 73 p.
- 23.- Manual de Refrigeración Gilvert Copeland, Gilvert Copeland, S.A. de C.V., México, (parte 1 Principios de Refrigeración, parte 2 Componentes de un Sistema de Refrigeración, y parte 3 La Carga de Refrigeración).
- 24.- Copeland Refrigeration Manual, U.S.A., Copeland Co., (Part 4 System Design, 1969, y part 5 Installation and Service, 1970).
- 25.- REVCO Ultralow Temperature Cabinets Service Manual, U.S.A., REVCO, Inc.