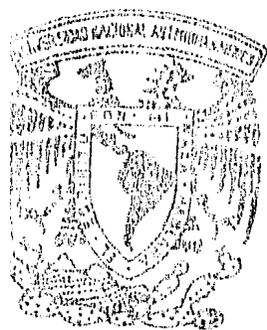


8  
2ej



Universidad Nacional Autónoma de México

FACULTAD DE QUIMICA

# Comparación Técnico - Económica de Refrigerantes

T E S I S

Que para obtener el título de :

INGENIERO QUIMICO

p r e s e n t a :

FRANCISCO JAVIER ARTIGAS CORONADO

México. D. F.

1985



Universidad Nacional  
Autónoma de México



## **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.

# I N D I C E

<b>CAPITULO I.-</b>	<b><u>GENERALIDADES SOBRE REFRIGERACIÓN</u></b>	<b>1</b>
<b>I.1.-</b>	<b>REFRIGERACIÓN</b>	<b>1</b>
<b>I.2.-</b>	<b>TERMINOLOGÍA</b>	<b>2</b>
<b>I.3.-</b>	<b>SISTEMAS MECÁNICOS DE REFRIGERACIÓN</b>	<b>3</b>
<b>I.4.-</b>	<b>SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN</b>	<b>19</b>
<b>I.5.-</b>	<b>SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR CHORRO DE VAPOR DE AGUA</b>	<b>27</b>
<b>I.6.-</b>	<b>SISTEMAS DE BOMBA TÉRMICA</b>	<b>28</b>
<b>I.7.-</b>	<b>SISTEMA DE REFRIGERACIÓN INDIRECTA</b>	<b>28</b>
<b>I.8.-</b>	<b>SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR CASCADA</b>	<b>30</b>
<b>I.9.-</b>	<b>COMPRESORES HERMÉTICOS</b>	<b>31</b>
<b>I.10.-</b>	<b>SISTEMAS PARA LICUAR AIRE</b>	<b>31</b>
<b>I.11.-</b>	<b>COMPONENTES GENERALES DE LOS SISTEMAS</b>	<b>34</b>
<b>CAPITULO II.-</b>	<b><u>COMPARACIÓN TÉCNICA DE REFRIGERANTES</u></b>	<b>36</b>
<b>II.1.-</b>	<b>PROPIEDADES Y CARACTERÍSTICAS</b>	<b>36</b>

II.2.- COMPUESTOS USADOS COMO REFRIGERANTES	41
II.3.- TABLAS DE LOS REFRIGERANTES	64
II.4.- DIAGRAMAS PRESIÓN-ENTALPIA	69
II.5.- SELECCIÓN DE ACUERDO A SU APLICACIÓN	93
CAPITULO III.- <u>CÁLCULOS</u>	98
III.1.- CICLO DE CARNOT	98
III.2.- CICLO DE REFRIGERACIÓN MECÁNICA	100
III.3.- COEFICIENTE DE RENDIMIENTO	103
III.4.- PROCESOS DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR	104
III.5.- CARGA DE REFRIGERACIÓN	108
III.6.- PROBLEMAS ILUSTRATIVOS	109
III.7.- USO DE LOS DIAGRAMAS PRESIÓN-ENTALPIA	124
CAPITULO IV.- <u>ANÁLISIS ECONÓMICO</u>	129
IV.1.- ANÁLISIS ECONÓMICO DE UN SISTEMA MECÁNICO DE REFRIGERACIÓN	129

**IV.2.- COMPARACIÓN ECONÓMICA DE LOS REFRIGERANTES**

**MÁS COMÚNES** 140

**IV.3.- EVALUACIÓN DE RESULTADOS** 145

**CAPITULO V.- CONCLUSIONES** 147

**BIBLIOGRAFÍA** 148

## C A P I T U L O I

### GENERALIDADES SOBRE REFRIGERACIÓN

1.1.- Refrigeración. La refrigeración es la operación de -- extraer calor de un sistema, para producir y mantener temperaturas inferiores a las del medio ambiente. La substancia que absorbe el calor se llama refrigerante.

Los métodos de refrigeración se clasifican en naturales y - mecánicos, los naturales comprenden el uso del Hielo Seco, (Bí-- óxido de Carbono, Nieve Carbónica); y aguas profundas frías; los dos se usaban con alguna extensión en la conservación de alimentos, pero solo el primero, tenía aplicación industrial.

Dos rasgos caracterizan a los métodos de refrigeración natural: 1.- Se desecha el refrigerante gastado y 2.- El calor absorbido se extrae del sistema a una temperatura por debajo de la del sistema refrigerado. Como el uso de los métodos naturales es muy limitado, aquí solo se discutirán los métodos de refrigera-- ción mecánicos.

La época de la refrigeración mecánica comienza en 1873, --- cuando Linde y sus colaboradores, diseñan un práctico compresor de amoniaco. Este y otros descubrimientos dieron pie a una de -- las industrias esenciales de la civilización moderna.

Todos los esfuerzos humanos para enfriar materiales o para enfriar el medio ambiente que nos rodea, se basan en el principio termodinámico del flujo de calor (energía térmica) del punto de mayor temperatura al punto de menor temperatura.

El calor siempre se transporta de los materiales calientes\_ a los materiales fríos o refrigerantes, por grandes o pequeñas - que sean las diferencias de las temperaturas.

Las aplicaciones modernas de la refrigeración mecánica se basan en el anterior principio del flujo de calor.

El otro principio básico del proceso de refrigeración, es -

la absorción de calor cuando se convierte un sólido en líquido o un líquido en gas.

Los métodos mecánicos proveen la mayor parte de la refrigeración industrial. Estos métodos presentan también rasgos distintivos: 1.- El refrigerante está confinado y se usa una y otra vez, continuamente; 2.- El calor sustraído por el refrigerante a una temperatura baja, se eleva a una temperatura más alta, mediante el gasto de energía mecánica y luego se desecha; y 3.- El refrigerante cambia repetidamente entre las fases de vapor y líquido durante su ciclo.

Los métodos mecánicos hoy importantes, son los de compresión de vapor del refrigerante, los de absorción, y los sistemas de chorro de vapor de agua.

Los sistemas de refrigeración mecánica se clasifican también en base a los pasos de transferencia de calor; si el calor extraído del sistema refrigerado pasa directamente al refrigerante y se descarga luego a una temperatura elevada, está representando un sistema de expansión directa; por otra parte, si el calor se transmite primero a un líquido secundario, como una salmuera, y de éste al refrigerante primario, el sistema se llama indirecto o de salmuera indirecta.

### I.2.- Terminología.

Las definiciones aceptadas para los términos peculiares de la tecnología de la refrigeración son los siguientes:

Tonelada Normal de Refrigeración: Es la unidad fundamental del efecto de refrigeración, equivalente al calor de fusión de una tonelada (2000 libras) de hielo, ó 288,000 BTU, igual a 72,573 Kilocalorías. Para la Tonelada Métrica: 80,000 Kilocalorías. En otras palabras, es el calor necesario para convertir 1 tonelada de hielo a 32°F en una tonelada de agua a 32°F en 24 hr.

Tonelada Industrial Normal de Refrigeración: Es el efecto de refrigeración de una tonelada normal por 24 horas, ó 12,000 BTU por hora (3024 Kilocalorías/hora), ó 200 BTU por minuto (50.4 Kilocalorías/minuto). Para la tonelada métrica 3,333 Kcal. por hora. ó 555.6 Kcal / min.

Refrigerante: Es el fluido que sufre el ciclo de la refrigeración.

Relación de Compresión: Es la relación entre dos presiones, en este caso entre la presión absoluta en el evaporador y la presión absoluta en el condensador.

Rendimiento: Es la relación existente entre el efecto de refrigeración y el trabajo de compresión gastado para alcanzar este efecto.

Temperatura: Grados de calor o frío que determinan el flujo de calor de un cuerpo a otro. Existen cuatro escalas básicas:

$$^{\circ}\text{C} = 5/9 ( ^{\circ}\text{F} - 32 )$$

$$^{\circ}\text{F} = 9/5 ( ^{\circ}\text{C} + 32 )$$

$$^{\circ}\text{R} = ^{\circ}\text{F} + 459$$

$$^{\circ}\text{K} = ^{\circ}\text{C} + 273$$

Temperaturas Criogénicas: Temperaturas que se aplican por debajo de los  $-250^{\circ}\text{F}$ .

B. T. U.: Cantidad de energía calorífica, requerida para incrementar la temperatura de una libra de agua, en un grado Fahrenheit.

Caloría: Cantidad de energía calorífica que se requiere para el incremento de la temperatura de un gramo de agua en un grado centígrado.

Entalpia: Nombre dado al calor total en el refrigerante a cualquier temperatura.

Hielo Seco:  $\text{CO}_2$  en estado sólido, necesita absorber 246 B.T. U. para tener una sublimación completa.

### 1.3.- Sistemas Mecánicos De Refrigeración.

#### 1.3.1.- Sistemas de refrigeración por compresión de vapor.-

El sistema de refrigeración por compresión de vapor, es el de aplicación industrial más amplia. En este sistema, como aparece en la Figura 1.1, el refrigerante, un líquido volátil con las propiedades físicas adecuadas, pasa de la fase líquida a la

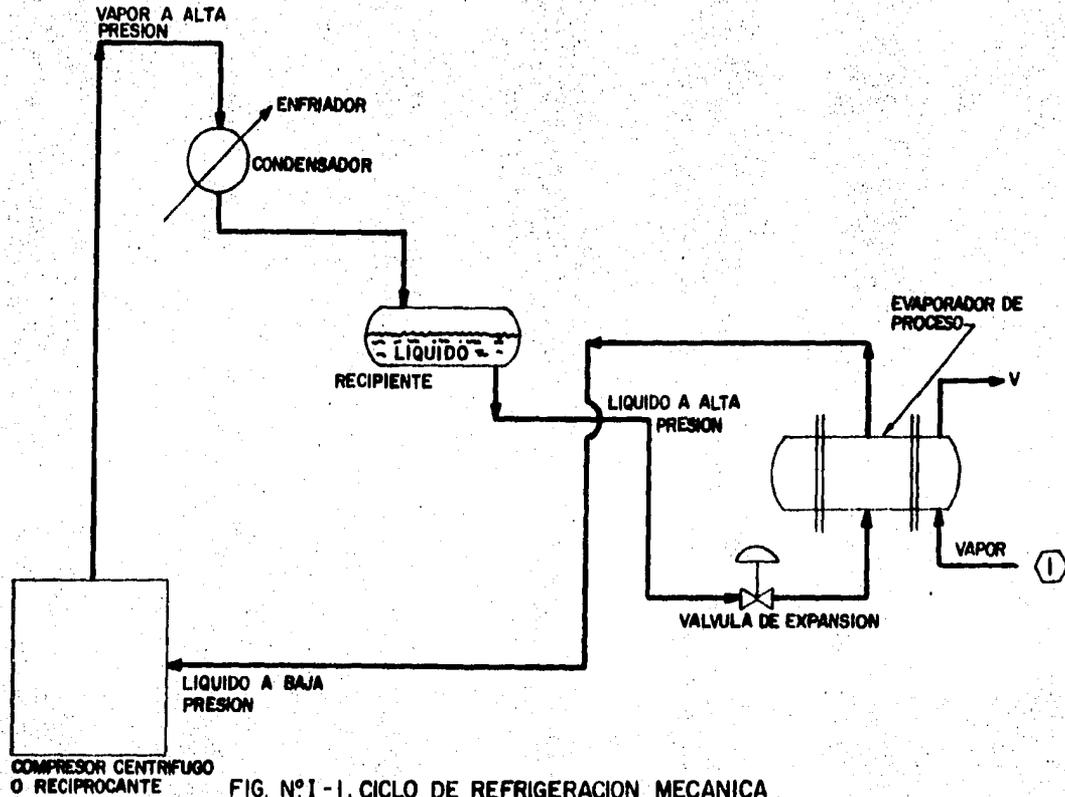


FIG. N°1 -1. CICLO DE REFRIGERACION MECANICA POR COMPRESION DE VAPOR.

fase de vapor por absorción de calor a una presión baja y luego de la fase vapor a la fase líquida por extracción de calor a una presión alta. La vaporización del refrigerante se produce en el evaporador, que es la parte del sistema que está en contacto con la sustancia que se va a refrigerar. La presión en el evaporador debe ser la necesaria para que la correspondiente temperatura de ebullición del refrigerante a esa presión, esté por debajo de la temperatura del medio que se refrigera. Así, el calor fluye al refrigerante desde el medio que le rodea y causa su evaporación. El vapor formado se elimina mediante un compresor, con el fin de mantener la presión baja en el evaporador, mediante la adición de energía mecánica por el compresor, se elevan la temperatura y la presión de vapor. El vapor a presión alta, pasa entonces al condensador, en donde por intercambio de calor con un medio de enfriamiento como el agua o el aire, cede su calor sensible y su calor latente con la condensación consecuente.

La presión a la que debe subir el vapor del compresor está dictada por la temperatura de condensación del vapor (que depende a su vez del medio que lo enfría), y corresponde a la presión de vapor del refrigerante a esa temperatura. El calor sustraído en el condensador, es la suma total del calor absorbido en el evaporador, el calor de compresión y cualquier otro calor absorbido del medio ambiente.

El refrigerante líquido caliente, pasa del condensador al colector y de éste a la válvula de expansión. La válvula de expansión regula la corriente de refrigerante desde la región de alta presión del sistema a la región de presión baja. Como el líquido caliente después de pasar por la válvula, está por encima de la temperatura de equilibrio correspondiente a la presión en el evaporador, una porción de líquido se vaporiza instantáneamente, y con ello el resto del líquido reduce su temperatura a la temperatura de equilibrio correspondiente a la presión en el condensador. El refrigerante está entonces a punto para pasar de nuevo por el ciclo.

I.3.2.- Ciclo simple de refrigeración por compresión de vapor.- Al pasar el refrigerante del evaporador al compresor, condensador, válvula de expansión y regresar de nuevo al evaporador, sufre varios procesos. Esta serie de procesos constituyen un ciclo térmico. El ciclo ideal para la refrigeración es el Ciclo de Carnot reversible, que consiste en expansión y compresión adiabáticas y evaporación y condensación isotérmicas.

Este Ciclo por ser ideal, no puede aplicarse al sistema real y solo sirve como base de comparación. Vease la Figura I.2.

El sistema de refrigeración por compresión de vapor, opera según el Ciclo de Rankine, reversible, ilustrado en la Figura I.3, sobre una gráfica de Mollier simplificada, para un refrigerante típico, incluso éste diagrama está algo idealizado y en la práctica el líquido se enfría algo más y el vapor se calienta más de lo que aparece en el mismo. El refrigerante líquido saturado, entra en la válvula de expansión en el punto d: al pasar el líquido por la válvula, la presión baja y una parte de aquél se evapora para enfriar al refrigerante al punto a: Esta expansión ocurre sin cambio en el contenido de calor del fluido. En el punto a: entrada al evaporador, coexisten líquido y vapor. Al pasar el refrigerante por el evaporador, absorbe el calor del medio que va a enfriarse y el resto del líquido se evapora a temperatura constante.

En el punto b: el refrigerante abandona el evaporador como vapor saturado y entra en el compresor, en el cual se comprime a entropía constante, hasta el punto c: donde existe como vapor sobrecalentado. El vapor sobrecalentado entra en el condensador en el punto c: y el calor es transmitido a presión constante al medio de enfriamiento. La temperatura del vapor desciende a la temperatura de saturación, correspondiente a la presión en el condensador, entonces el vapor se condensa y así vuelve al estado en que se hallaba en el punto d:

Si se considera una libra de refrigerante pasando por el Ciclo, el efecto de refrigeración obtenido en el evaporador, es

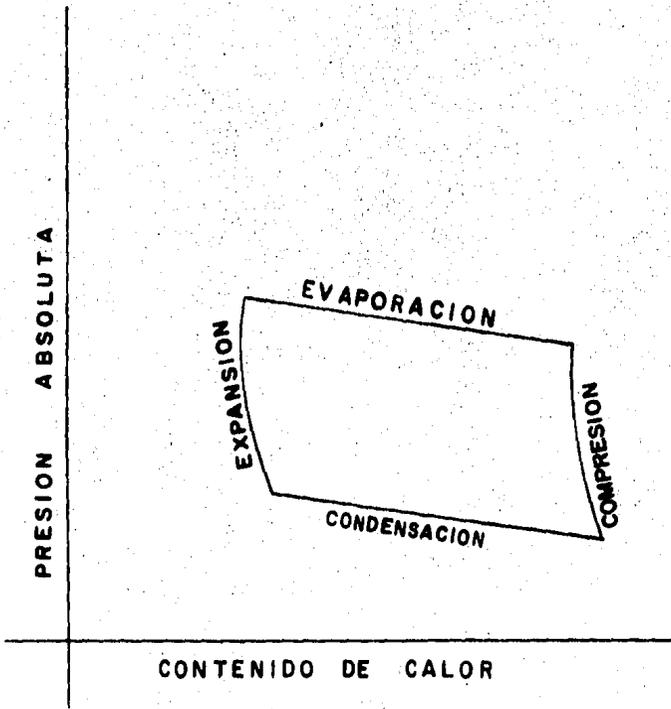


FIG. N° 1-2 CICLO DE CARNOT

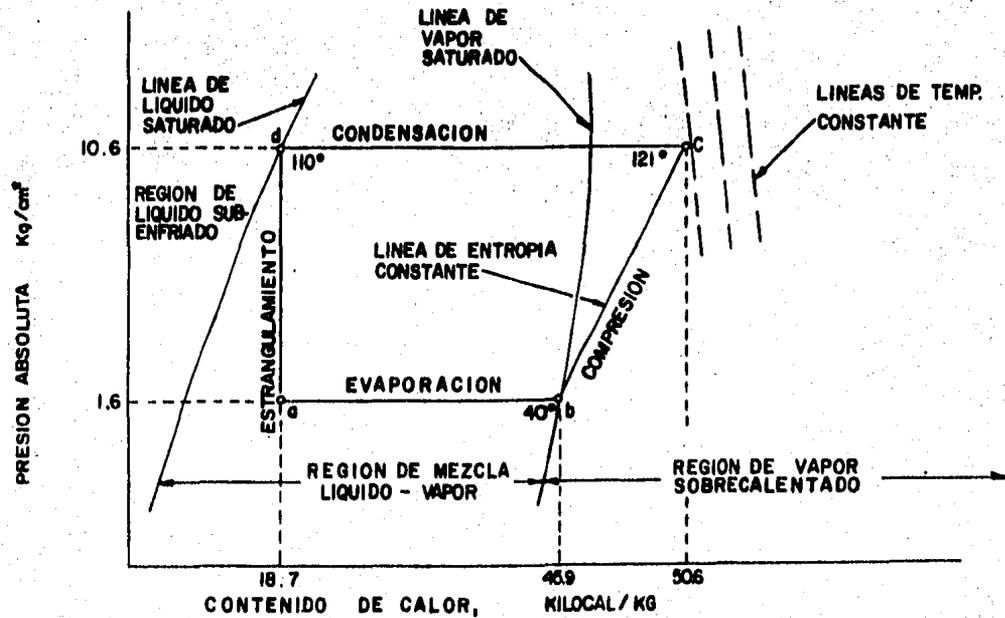


FIG N° 1-3 DIAGRAMA DEL CICLO SIMPLE DE COMPRESION DE VAPOR

igual a la diferencia en las entalpías de los puntos a y b, ó sea  $H_b - H_a$ .

Como la compresión es isoentrópica, el trabajo teórico de compresión es equivalente al cambio de entalpia entre los puntos b y c, ó  $H_c - H_b$ . Similarmente, el trabajo teórico del condensador es  $H_c - H_d$ . De su definición se deduce que el rendimiento es  $(H_b - H_a) / (H_c - H_b)$ . La cantidad de refrigerante que ha de circular por minuto para producir una tonelada de refrigeración es igual a  $200 / (H_b - H_a)$ . Esta cifra multiplicada por el cambio de entalpia durante la compresión,  $(H_c - H_b)$  nos dá la demanda teórica de energía por tonelada de refrigeración.

La demanda real de energía será mayor que este valor por las deficiencias del equipo de compresión y dependerá de la relación de compresión, las presiones que intervienen y el tamaño y diseño del compresor.

Escribiendo lo anterior en forma de expresión matemática, se tendrá que para una libra de refrigerante:

$$\text{Efecto de Refrigeración} = ( H_b - H_a )$$

$$\text{Trabajo Teórico de Compresión} = ( H_c - H_b )$$

$$\text{Trabajo Teórico de Condensación} = ( H_c - H_d )$$

$$\text{Rendimiento} = \frac{( H_b - H_a )}{( H_c - H_b )}$$

Cantidad de Refrigerante Por Minuto,  
Para Producir Una Tonelada de Refrigeración:

$$= \frac{200}{H_b - H_a}$$

$$\frac{\text{HP Teóricos}}{\text{Ton. Ref.}} = ( H_c - H_b ) \frac{200}{H_b - H_a} = 200 \frac{H_c - H_b}{H_b - H_a}$$

I.3.3.- Otros Ciclos de refrigeración por compresión de vapor. El sistema de compresión simple descrito, se llama Compresión en una etapa, pues el vapor se comprime desde la presión del evaporador a la del condensador en un paso. Este sistema tiene un intervalo de acción limitado, determinado por el diseño del compresor y por el refrigerante usado. El límite inferior para la compresión en una etapa es alrededor de  $0 \text{ Kg/cm}^2$  man. de presión en el evaporador, siempre que el diseño del compresor permita la relación de compresión necesaria para alcanzar la presión del condensador. Para aplicaciones que exceden de las limitaciones de los sistemas de compresión simple, se usan sistemas de compresión de varias etapas (multietapas), y sistemas de cascada.

En el sistema de compresión multietapa, el vapor del refrigerante se comprime desde la presión del evaporador a la del condensador en dos o más pasos. Los diferentes pasos de compresión se efectúan por compresores individuales o por un compresor único con varias etapas.

El examen de una gráfica de Mollier indica que al aumentar la relación de compresión, aumentan exponencialmente la temperatura de descarga y el sobrecalentamiento en el vapor comprimido. Así, -- cuando se necesita compresión en varias etapas, el vapor de la última, se descarga a una temperatura demasiado alta para el buen rendimiento del compresor. Para evitar este inconveniente, se requiere enfriar el vapor entre las etapas. Este enfriamiento -- produce entre otros buenos efectos, un aumento de refrigeración en el evaporador y reduce la energía para la compresión.

El ciclo teórico para un sistema de compresión en dos etapas, con enfriamiento entre ellas se representa en la Figura I.4 En la práctica, el vapor entre las etapas no se enfría del todo hasta la línea de saturación.

Los componentes básicos de un sistema de cascada en dos etapas, se representan en la Figura I.5. Intervienen dos circuitos -- independientes; uno, la etapa de baja temperatura, o etapa baja --

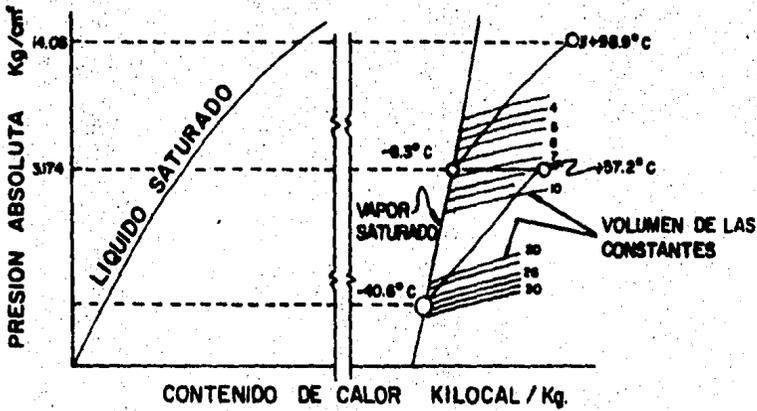


FIG. N°1-4 DIAGRAMA PARA UN SISTEMA DE COMPRESION EN DOS ETAPAS

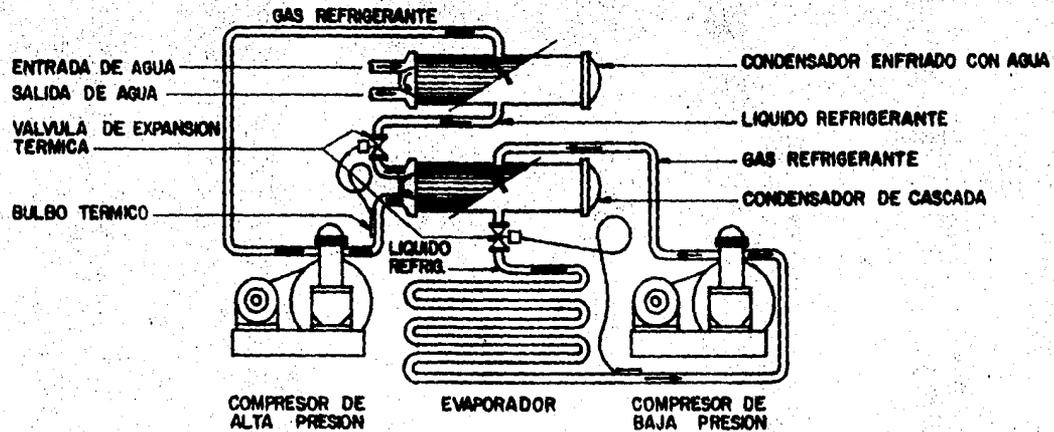


FIG. 1.5 SISTEMA DE COMPRESION EN CASCADA.

y el otro llamado etápa de alta temperatura o etápa alta.

Con el fin de reducir la presión del condensador y de este modo la relación de compresión de la etápa baja, se usa el refrigerante de la etápa alta para enfriar este condensador. Al refrigerante de la etápa alta, sigue luego un ciclo de compresión simple y se condensa en un condensador a alta presión, enfriado por agua. Se ve fácilmente que el evaporador de la etápa alta es el condensador de la etápa baja, mientras el evaporador de la etápa baja está produciendo la refrigeración deseada a baja temperatura. En muchos casos, los refrigerantes usados en las dos etápas no son idénticos, sino que se eligen de modo que se obtengan las mejores condiciones de operación. El principal inconveniente del sistema de cascada es la diferencia de temperatura necesaria entre el vapor que se condensa en la región baja y el líquido que se evapora en la región alta. Esta diferencia, necesaria para que se produzca intercambio de calor, se manifiesta como demanda adicional de energía.

**I.3.4.- Equipos de compresión.** El compresor del sistema de refrigeración es una bomba de gas, que traslada el vapor del refrigerante, de la región de baja presión a la de presión alta, con consumo de energía mecánica. El compresor debe tener suficiente capacidad para sustraer del evaporador, todo el vapor formado en la producción del efecto de refrigeración deseado, y comprimir suficientemente este vapor, para que, se condense al sustraer calor.

Son tres las clases de compresores que se usan en la práctica de la refrigeración: Alternativo; Rotatorio y Centrifugo.

El compresor alternativo, es una bomba de émbolo y varía mucho en su forma.- Puede llevar uno o varios émbolos dispuestos en diversas formas y puede ser movido por un motor eléctrico cerrado herméticamente o por un motor externo. Existen otras variaciones : en el tipo de las válvulas, colocación de éstas, métodos de enfriar el cilindro y controles de la capacidad.

Los compresores alternativos, operan de 250 a 1750 r. p. m.

y con velocidades máximas de émbolo de 750 ft por minuto. La elección del tipo de compresor, se basa en las necesidades de adaptación a condiciones de carga variables, economía del espacio del suelo, demanda de energía, vida en servicio y seguridad. Figura I.6.

A los compresores alternativos y rotatorios se les denomina de desplazamiento positivo, básicamente por que descargan una cantidad definida de fluido por cada golpe de émbolo o por cada revolución de la máquina.

Únicamente el tamaño del compresor, su diseño y las condiciones de succión, influyen en la cantidad del fluido que se descarga.

Por otro lado un compresor centrífugo, puede descargar volúmenes variables de fluido, variando la cabeza para una velocidad constante.

Un compresor rotatorio, se representa en las Figuras I.7a y I.7b.

El rotor con varias paletas, está montado excéntricamente dentro del cilindro enfriado por agua. En la operación, la fuerza centrífuga mantiene apretadas las paletas contra la pared del cilindro y se forman así una serie de cavidades, que primero aumentan de tamaño y luego disminuyen al pasar desde la lumbrera de succión a la de descarga.

El vapor a baja presión, es aspirado a la cavidad, cuando ésta aumenta de tamaño y luego se comprime al disminuir su capacidad.

El compresor rotatorio por ser una máquina de gran volumen, tiene menores dimensiones que un compresor alternativo de capacidad semejante. Además ésta máquina está libre de pulsaciones y vibraciones, no necesita válvulas y puede conectarse directamente a un motor. El compresor rotatorio, se usa principalmente en compresión multietapa, en donde la presión diferencial no pasa de  $30 \text{ lb/in}^2$  ( $2.10 \text{ Kg/cm}^2$ ) y la presión máxima de descarga es de  $20 \text{ lb/in}^2 \text{ man.}$  ( $1.4 \text{ Kg/cm}^2 \text{ man.}$ ). Sin embargo se adapta muy --

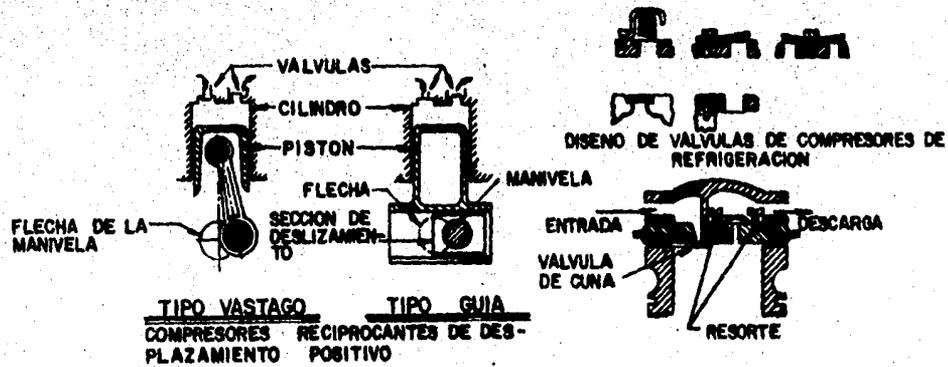


FIG. N° I - 6

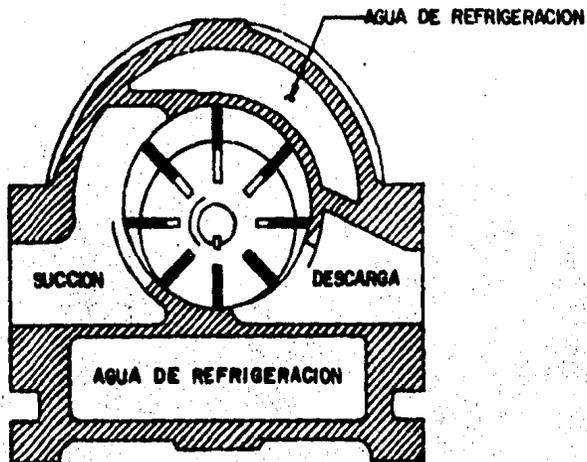


FIG. N° 1-7a SECCION TRANSVERSAL EN UN COMPRESOR ROTATORIO

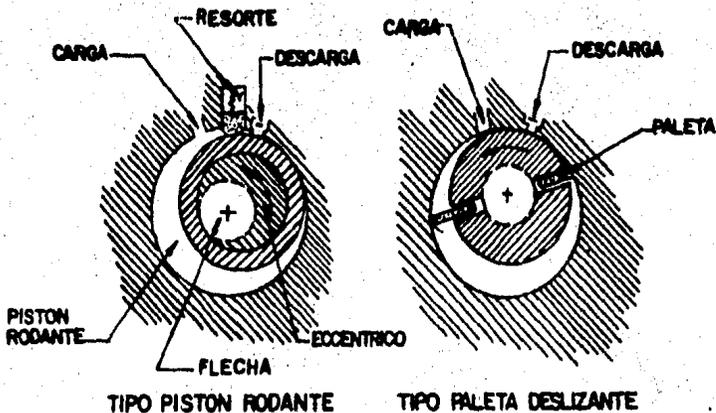


FIG. N° 1-7 b COMPRESORES DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO TIPO ROTATORIO

bien a la técnica de vacío.

EXISTE otro tipo de compresor rotatorio que es el de tipo -- tornillo, el cual se puso de moda en los años 1930's y se ha venido usando con frecuencia en los sistemas de refrigeración. Este tipo de compresor consiste esencialmente de dos rotores helicoidales debidamente apareados en un hogar estacionario, con entrada y salida para el fluido comprimido.

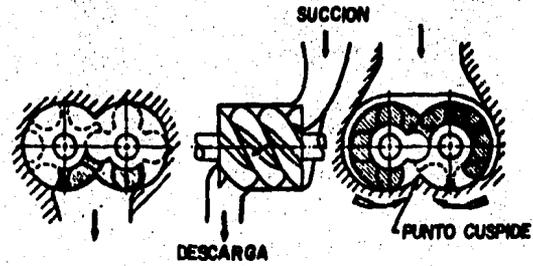
El flujo en estos compresores puede ser: axial; radial o -- diagonal como se ilustra en la Figura I.8. Su ciclo de trabajo se describe como sigue: con un rotor "macho" de 4 lóbulos, que normalmente es el que tiene la fuerza motriz, gira a 3,600 r. p. m. , el rotor "hembra" de 6 canales, girará entonces a 2,400 r. p. m. este rotor se puede sincronizar con un sistema de engranes o directamente al rotor "macho".

Sus cuatro pasos son: 1.-Succión. 2.-Transporte. 3.-Compresión y 4.-Descarga.

El compresor centrífugo es una máquina de gran velocidad, con uno o más impulsores calzados en un eje impulsados y encerrados en una cubierta. Los impulsores, que se asemejan a los impulsores cerrados de una bomba centrífuga, giran de 2,800 a 9,000 r. p. m. según su diámetro. El número, diámetro y velocidad de los impulsores, se basan en la relación de compresión y en la -- densidad del vapor del refrigerante.

Cuando se necesita más de una etapa o impulsor, el vapor a alta velocidad se conduce a través de un difusor o voluta, en donde se reduce su velocidad con el consiguiente aumento de presión, y de allí, por un canal y unas paletas guías, pasa al impulsor siguiente. El compresor centrífugo no es una máquina de desplazamiento positivo, pero en cambio desarrolla una altura de carga constante, con una amplia variación en la cantidad de vapor manejado. Tiene numerosas ventajas, entre ellas, una relación baja en: Peso-Capacidad, mínima contaminación con grasa y ausencia de vibraciones y pulsaciones. Es aplicable a adaptaciones de carga variable.

AREA DE TRANSPORTE



FLUJO RADIAL Y AXIAL DEL COMPRESOR

FIG. N° I - 8

El compresor mostrado en la Figura I, 9.- es una máquina de presión constante, capaz de mantener grandes volúmenes de refrigerante y es adaptable a una operación continua, para trabajo pesado y de muchos caballos de fuerza.

#### I.4.- Sistemas De Refrigeración Por Absorción.

La refrigeración por absorción, tiene una ligera modificación con respecto al sistema de refrigeración por compresión, y consiste en que se usa la energía térmica en lugar de la energía mecánica para completar el ciclo de refrigeración.

Existen varias combinaciones de productos que se pueden absorber entre sí, sin que se lleve a cabo ninguna reacción química, de tal modo que uno de los productos pueda absorber al otro cuando estén fríos y lo pueda poner en libertad cuando se calienten.

Un ejemplo típico de este sistema es el que utiliza amoníaco como refrigerante y agua como el absorbente.

El agua a temperaturas ordinarias puede absorber grandes cantidades de amoníaco, el cual podrá ser separado por adición de calor a la solución.

Como se muestra en la Figura I. 10.- el refrigerante vaporizado, se mueve del serpentín de evaporación a un absorbedor, donde se absorbe y se concentra en el líquido.

El líquido concentrado se bombea a un generador para agregarle calor al sistema y separar al refrigerante como vapor y donde el líquido sobrante se recircula al absorbedor.

Los vapores del refrigerante se pasan por el serpentín de condensación donde es enfriado y licuado, usando agua como medio de enfriamiento.

El generador y el condensador operan bajo tal presión que el refrigerante condensado esté listo para ser puesto en libertad en el serpentín de expansión para comenzar un nuevo ciclo.

Los sistemas de refrigeración del tipo de absorción se usan con cierta extensión en la refrigeración industrial y doméstica .

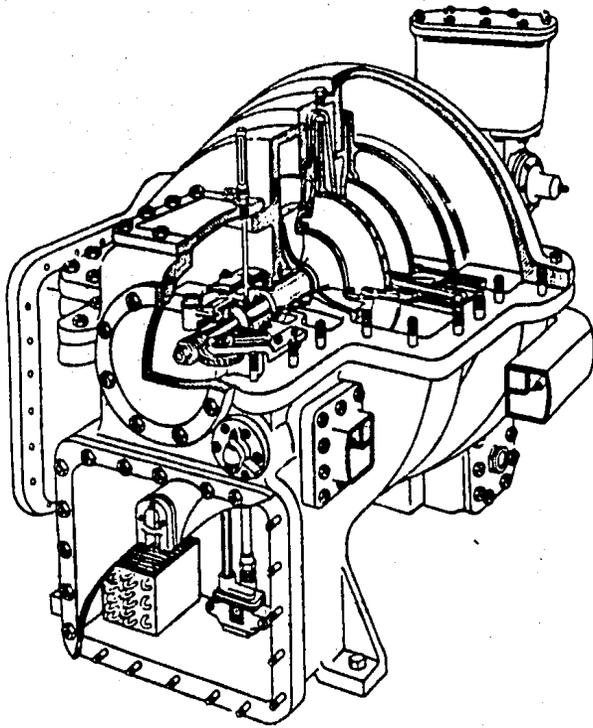


FIG. N° I-9 COMPRESOR CENTRIFUGO

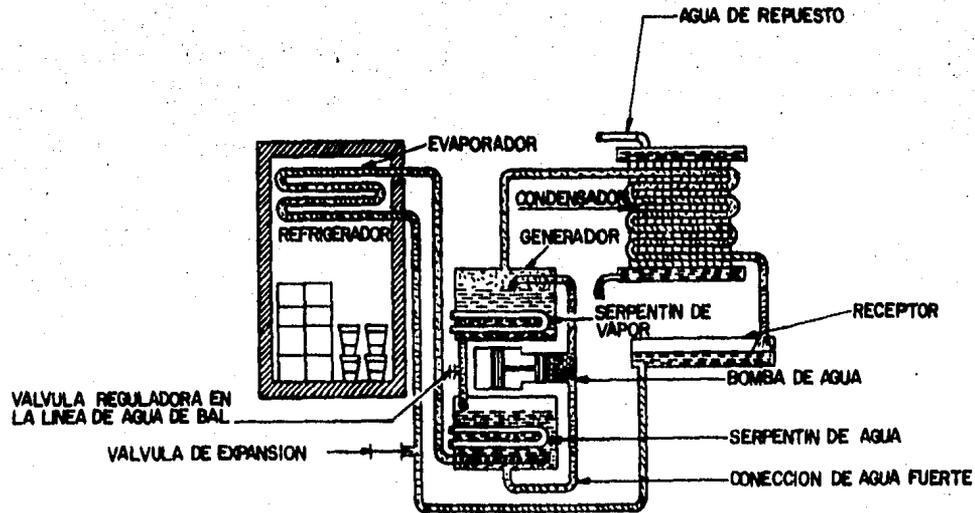


FIG. N° 1-10 SISTEMA DE REFRIGERACION POR ABSORCION

Los sistemas hoy importantes son: el sistema de absorción de amoniaco, el sistema de absorción intermitente, el sistema Platen-Munters, y el sistema bromuro de Litio-Agua, los cuales se explican a continuación :

I.4. 1.- Sistema de refrigeración por absorción de amoniaco.- En este sistema el evaporador, el condensador y la válvula de expansión son los mismos que en el sistema de refrigeración por compresión de vapor. Sin embargo, el compresor se reemplaza por una bomba de líquidos y otros dos componentes; un absorbedor y un generador.

El sistema se basa en realidad en la gran solubilidad del amoniaco en agua a bajas temperaturas y en su solubilidad reducida a elevadas temperaturas.

La Figura I. 11 representa un sistema típico de absorción de amoniaco. El vapor del amoniaco, producido en el evaporador, pasa al absorbedor, donde es absorbido en agua que contiene sólo una pequeña cantidad de amoniaco (llamada Agua Amoniacoal débil) y produce una solución concentrada de amoniaco (Agua Amoniacoal fuerte).

La temperatura de la solución se mantiene suficientemente baja para que la presión de vapor del amoniaco en la solución, sea inferior a la que existe en el evaporador. El absorbedor -- consiste en varios cambiadores de calor de casco y tubos enfriados con agua. La presión de la solución de amoniaco fuerte se sube entonces desde la presión baja que existe en el evaporador y absorbedor a la presión alta que domina en el condensador, mediante una bomba centrífuga de líquidos, de múltiples etapas. - La bomba entrega el agua amoniacoal fuerte al generador, en donde por aplicación de calor, el vapor de amoniaco es extraído de la solución y se produce de nuevo agua amoniacoal débil. El generador es en realidad una columna de fraccionamiento, del tipo de platos de burbujeo, que da como fracción de cabeza amoniaco casi anhidro. El vapor de amoniaco pasa entonces a un condensa-

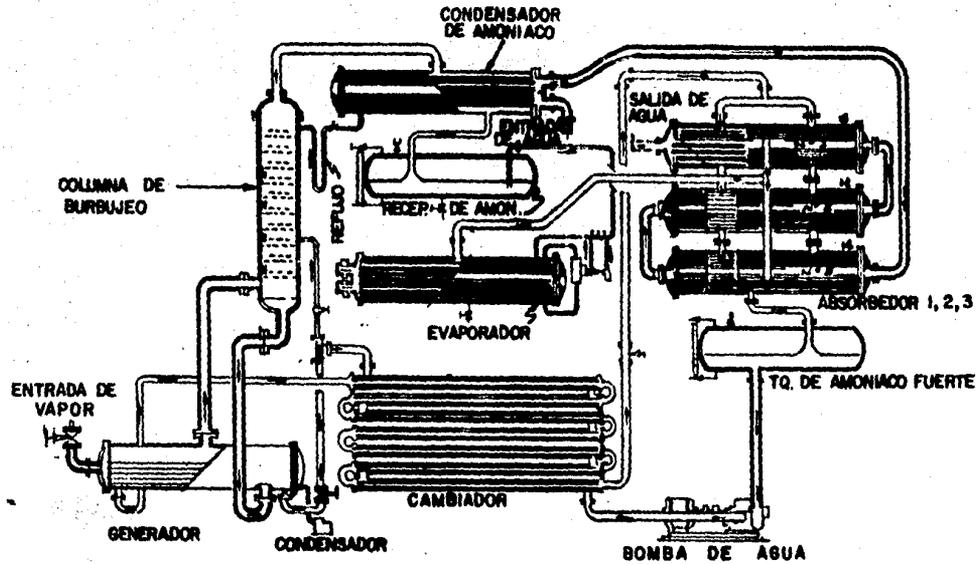


FIG. N° I- II SISTEMA TIPICO DE ABSORCION DE AMONIACO

dor enfriado con agua, donde se condensa antes de pasar al evaporador por la válvula de expansión. El agua diluida que quedó en el generador está a temperatura alta y cambia su calor con el agua amoniacal fuerte entregada por la bomba, la que reduce las demandas de calor y de agua de enfriamiento del sistema. En el absorbedor, han de sustraerse mediante el agua de enfriamiento, el calor latente de condensación y el calor de disolución del amoníaco para mantener la temperatura suficientemente baja. Este calor más algún otro adicional, ha de ser aportado al generador y luego se sustrae de nuevo el calor latente en el condensador.

La demanda de energía eléctrica de la bomba que traslada al amoníaco fuerte, es pequeña si se compara con la del compresor del vapor, pero la demanda de energía térmica del sistema es alta.

El sistema de absorción de amoníaco tiene varios aspectos favorables que frecuentemente dictan su elección en el campo de la industria química.

Cuando se dispone de vapor de agua de baja presión, como vapor residual a bajo costo, los costos de la operación son más pequeños que para los sistemas de compresión. El equipo permite la instalación exterior, los costos de mantenimiento son bajos, el control sencillo y la operación con cargas reducidas resulta posible con pequeña pérdida de eficiencia.

I.4. 2.- Sistemas de Refrigeración por Absorción Intermitente. Como su nombre lo indica, no es un sistema continuo, solo en ciclos, con un período de generación y un período de absorción. La refrigeración solo ocurre durante el período de absorción. El amoníaco y el agua son las dos sustancias más usadas como refrigerante y absorbente, respectivamente. En este sistema el generador sirve a la vez de absorbedor y se elimina la bomba para la solución fuerte. En la operación, el amoníaco se desprende de la solución fuerte por ebullición con aplicación

de calor, se condensa y se recoge en un depósito. Al final de este periodo, se quita el calor y se suministra al generador -- agua de enfriamiento. Se deja pasar el amoníaco líquido por la válvula de expansión al evaporador y el vapor de amoníaco se absorbe en el agua débil enfriada. La Máquina intermitente se regula de ordinario automáticamente; sin embargo, este tipo de refrigeración tiene muy poca aceptación.

**I.4. 3.- Sistema Platen-Munters.** En este sistema, se eliminan la bomba para el agua y la válvula de expansión porque se mantiene una presión total constante en todo el sistema. El amoníaco es el refrigerante y el agua el absorbente y se introduce un tercer componente inerte, por lo general Hidrógeno en el evaporador y el absorbedor. La circulación natural de las sustancias se produce por las diferencias de densidad según el principio de la bomba térmica o de burbujas. La presencia de Hidrógeno en el evaporador reduce la presión parcial de amoníaco en el vapor que está sobre el amoníaco líquido y permite evaporar el amoníaco a temperatura baja. La mezcla Hidrógeno-Amoníaco es -- más densa que el Hidrógeno puro y desciende por el absorbedor, en donde el amoníaco es absorbido en el agua débil. El Hidrógeno liberado del amoníaco asciende de nuevo al evaporador.

El agua amoniacal fuerte desciende por gravedad al generador, en donde hierve por aplicación de calor y desprende el amoníaco. Una bomba de burbujas incluida en el generador usa el vapor de amoníaco para elevar el agua débil a un nivel por encima del absorbedor. El vapor de amoníaco se rectifica y condensa y luego fluye al evaporador. El agua débil que retorna al absorbedor cambia su calor con la solución fuerte que viene del absorbedor.

Las máquinas basadas en este sistema se usan principalmente para refrigeradores domésticos, pero se fabrican máquinas -- más grandes para uso industrial.

**I.4. 4.- Sistema Bromuro de Litio-Agua. Una máquina frigo**

rífica de desarrollo más reciente utiliza agua como refrigerante y solución de bromuro de litio como absorbente, se le conoce comunmente como sistema Servel. En lo fundamental, este sistema es análogo al Platen-Munters con sustitución del agua por solución de Bromuro de Litio y del amoníaco por agua. La operación se basa en la reducción de la presión de vapor del agua al ser absorbido en la solución de la sal. Todo el sistema se mantiene en alto vacio 12.7 - 25.4 mm de Hg de presión absoluta, para que el agua pueda servir de refrigerante.

En la operación, se calienta la solución diluida de bromuro de litio en un generador con vapor de agua de baja presión y parte del agua de la solución se evapora. La solución concentrada asciende por una bomba de burbujas, a un nivel desde el cual puede fluir por gravedad por todo el sistema. El vapor de agua se condensa y luego fluye al evaporador-absorbedor.

El medio que ha de refrigerarse fluye por un serpentín en la sección del evaporador y una corriente de agua de enfriamiento circula por la sección del absorbedor. La solución de Bromuro de Litio concentrada, entra en la sección del absorbedor y fluye sobre el serpentín con el agua de enfriamiento. El refrigerante (agua), del condensador fluye sobre el serpentín en la sección del evaporador, absorbe calor del medio que se está refrigerando y se evapora. Este vapor es absorbido luego por la solución concentrada de Bromuro de Litio y el calor de absorción se sustrae por el agua de enfriamiento. La solución resultante pasa luego al generador y el ciclo se repite.

Este sistema se usa en unidades pequeñas (hasta 5 ton.) - para acondicionamiento de aire en las casas. Se han desarrollado modificaciones (Carrier) para aplicaciones industriales de capacidad hasta 630 ton. Los usos principales son el enfriamiento del agua y el acondicionamiento del aire. El límite inferior de temperatura que se puede alcanzar es solo de 40°F (4.4 °C), pero su amplio intervalo de operación (10% a carga completa) es una enorme ventaja.

### I.5.- Sistema De Refrigeración Por Chorro De Vapor De Agua.

El sistema de refrigeración con chorro de vapor de agua es un sistema mecánico en que se desecha el refrigerante. En realidad, el refrigerante es el medio que se refrigera.

Si un líquido volátil caliente se somete a una presión inferior a su presión de vapor a la temperatura existente, el líquido hierve. Si no se le suministra calor externamente, el calor necesario para producir la ebullición, ha de ser suministrado por el propio líquido, al hacerlo así, su temperatura bajará hasta el punto en que la presión de vapor corresponde a la presión sobre el líquido. Esta es la base del sistema de chorro de vapor. El líquido caliente que ha de ser refrigerado, usualmente agua, se rocía en el evaporador o tanque frío del sistema; se mantiene en el evaporador un vacío alto por medio de eyectores de chorro de vapor, escalonados. El agua caliente hierve y parte de ella se evapora. El calor latente de vaporización se suministra por una caída de temperatura en el seno del líquido. Entonces el agua se bombea desde el evaporador en condiciones de frío. El vapor producido se extrae del evaporador mediante chorros. El vapor primario suministrado a los chorros y el vapor formado en el evaporador se descarga desde los eyectores a una superficie de condensación o a un condensador de chorro.

La refrigeración por chorro de vapor tiene aplicación limitada al enfriamiento de agua, que a su vez puede usarse para enfriar otra sustancia. El límite inferior de temperatura es muy alto, por lo general de unos 40°F (4.4°C) por los límites más bajos de presión que se pueden obtener económicamente con chorros de vapor.

Las demandas de espacio y peso de un sistema de chorro son mayores que los de un sistema de compresión, pero los costos de mantenimiento son muy bajos. La operación de un sistema de chorro a cargas reducidas no es eficaz, a menos que se usen varios chorros en paralelo. Estos sistemas se han usado en acondicionamiento de aire y con extensión considerable en la industria química.

### I.6.- Sistema De Refrigeración Por Bomba Térmica.

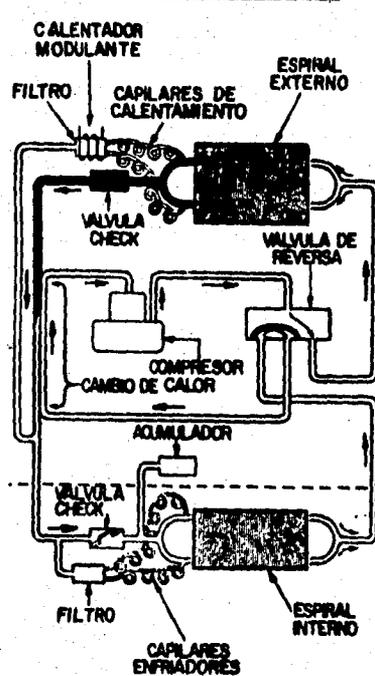
El sistema de Bomba Térmica o de ciclo invertido es en realidad un sistema de refrigeración por compresión normal. La inversión se refiere a la finalidad del sistema : calentamiento en vez de enfriamiento. En el sistema de refrigeración, el refrigerante gana calor del ambiente en el evaporador, este calor, más el equivalente calorífico de la entrada de energía del compresor se disipan en el condensador. En el sistema de bomba térmica, el refrigerante gana calor del aire exterior, del agua o del suelo. Esta fuente puede estar a temperatura relativamente baja, el calor ganado, al igual que el calor de compresión se disipan en el condensador; pero este calor se transporta al espacio que ha de calentarse. En la práctica real la misma unidad sirve como sistema de refrigeración en Verano y como sistema de bomba térmica en Invierno, intercambiando la operación del condensador y el evaporador por un sistema de válvulas en el circuito refrigerante, como se muestra en la Figura N°1,12.

### I.7.- Sistema De Refrigeración Indirecta.

En muchas aplicaciones de la refrigeración, se usa un fluido secundario como medio de transferencia de calor entre el evaporador y el material que ha de refrigerarse. Este sistema se llama de "Refrigeración Indirecta". Es evidente que este método no es tan eficaz como el método de expansión directa, pues en el intervienen dos pasos de transferencia de calor en vez de uno y por consiguiente se necesita una diferencia mayor de temperatura entre el refrigerante y la sustancia caliente.

Los fluidos secundarios de uso más común en la industria son salmueras o soluciones acuosas de cloruro sódico o cálcico; por ello, el término salmuera se ha generalizado e incluye todos los líquidos secundarios usados para transmitir refrigeración. Se usan como salmueras numerosas sustancias y la elección o clasificación de una salmuera se basa en los niveles de temperatura a que ha de trabajar.

### EN FRIAMIENTO EN VERANO



### CALENTAMIENTO EN INVIERNO

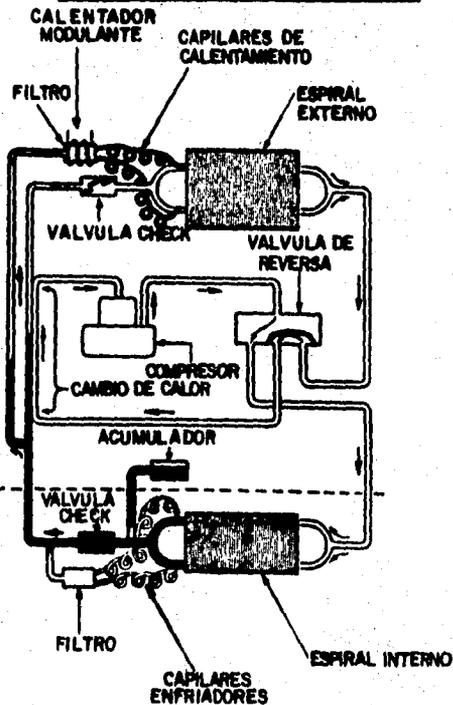


FIG. N° I-12 PRINCIPIO DE OPERACION DE UNA BOMBA TERMICA.

Las salmueras de alta temperatura se usan por encima de  $35^{\circ}\text{F}$  ( $1.7^{\circ}\text{C}$ ); la más común es el agua. Las salmueras de temperatura media que trabajan entre  $-30^{\circ}$  y  $+35^{\circ}\text{F}$  ( $-34.4^{\circ}$  y  $+1.7^{\circ}\text{C}$ ), son soluciones acuosas de cloruro sódico; cloruro cálcico, etilenglicol y azúcar. Las salmueras de baja temperatura trabajan por debajo de  $-30^{\circ}\text{F}$  ( $-34.4^{\circ}\text{C}$ ). En esta región de temperatura no son aplicables en general las soluciones acuosas, pues se solidifican o se vuelven muy viscosas. El tricloroetileno y el cloruro de metil no son salmueras típicas de bajas temperaturas.

### I.8.- Sistema De Refrigeración Por Cascada Para Temperaturas Criogénicas.

Cuando se habla de una refrigeración a baja temperatura se refiere a aquellos sistemas que operan en el rango de  $-40^{\circ}$  a  $-200^{\circ}\text{F}$ , a menudo los requerimientos de más bajas temperaturas se encuentran en el campo de la Criogénia, la cual cubre el rango desde  $-250^{\circ}\text{F}$  hasta virtualmente el cero absoluto  $-450.6^{\circ}\text{F}$ .

Algunas de las aplicaciones de este sistema son: Estabilización metalúrgica, expansión, montaje y normalización; almacenaje de productos médicos y biológicos, cámaras de medio ambiente para los laboratorios de pruebas e investigación, especialmente en la industria aeroespacial. Una de las más importantes aplicaciones de la criogénia es la separación y purificación del aire en sus componentes como el Oxígeno, Nitrógeno, Argón y los gases raros. Se utiliza también para obtener la destilación parcial de Hidrocarburos a nivel industrial y para usos en medicina humana.

El sistema de cascada es el más usual para obtener temperaturas extremadamente bajas, en este método dos o más sistemas de refrigeración están arreglados en serie, usando refrigerantes con puntos de ebullición progresivamente menores. El refrigerante de la primera etapa sirve como enfriador para que condense el refrigerante de punto de ebullición más bajo que está en la segunda etapa.

Un sistema de esta naturaleza puede utilizar un refrigerante con un punto de ebullición entre  $-40$  y  $-50^{\circ}\text{F}$  en la primera etapa y uno entre  $-115$  y  $-125^{\circ}\text{F}$  en la segunda etapa. Si se utiliza una tercera etapa, se puede utilizar un refrigerante con un punto de ebullición de  $-200^{\circ}\text{F}$  aproximadamente.

Un sistema típico de cascada es el que se utiliza para licuar el gas natural y consiste de Propano (P. Eb.  $-43.7^{\circ}\text{F}$ ), en la primera etapa, Etileno (P. Eb.  $-154.7^{\circ}\text{F}$ ), en la segunda etapa y Metano (P. Eb.  $-258.7^{\circ}\text{F}$ ), en la tercera y última etapa, -- usados como refrigerantes.

### I.9.- Compresores Herméticos.

Las unidades de refrigeración herméticas, como las usadas en los equipos de aire acondicionado en el hogar, refrigeradores y congeladores, difiere de los compresores normales de gas en que se cargan con refrigerante y aceite lubricante durante su manufactura y se sellan posteriormente. Su funcionamiento es idéntico a los descritos en la parte I. 3. 4. de éste capítulo.

### I.10.- Sistemas Para Licuar Aire.

#### I.10. 1.- Sistema Linde.

El sistema Linde para licuar aire fué desarrollado simultanea e independientemente por Linde en Alemania y Hampson en Inglaterra, en 1895. Es el más simple de los sistemas para licuar aire, pero como no es el de mayor rendimiento se usa principalmente en pequeñas instalaciones.

El ciclo Linde está representado esquemáticamente en la Figura N° I.13. El sistema consta de Compresor, Enfriador, Intercambiador de Calor, Válvula de Expansión y Separador. El Compresor absorbe el aire, lo comprime a varios cientos de atmósferas y lo hace pasar a un enfriador donde se elimina el calor de compresión. Después, el aire a alta presión circula por el intercambiador de calor antes de entrar en la válvula de expansión.

Al enfriar el aire del punto 3 hasta una baja temperatura, se consigue trabajar con un Coeficiente Joule-Thomson grande, correspondiente a una temperatura baja. En la válvula de expansión el aire se expande hasta la presión atmosférica. Cierta cantidad de aire líquido que se forma durante la expansión se separa en el separador. El vapor procedente del separador vuelve al intercambiador de calor para enfriar el aire que entra. La conducción de reposición de aire añade una cantidad igual a la que se separó en estado líquido.

Una imagen de como el sistema Linde enfria al aire desde la condición de reposo, puede ilustrarse siguiendo la trayectoria de las sucesivas cantidades de aire a través del sistema:

1.- El primer kilogramo de aire sale del enfriador a, por ejemplo  $37.8^{\circ}\text{C}$  y  $210 \text{ kg/cm}^2$ . Este primer kilogramo no se enfria en el intercambiador de calor, porque el aire del otro lado del intercambiador está también a la temperatura ambiente, que es  $37.8^{\circ}\text{C}$ . En la válvula de expansión, la temperatura desciende desde  $37.8^{\circ}\text{C}$  en el punto 3 hasta  $6.7^{\circ}\text{C}$  en el punto 4 de la Figura N° 13. No se produce todavía ninguna licuefacción y el kilogramo completo pasa al lado derecho del intercambiador de calor para enfriar al siguiente kilogramo.

2.- El segundo kilogramo de aire en el punto 2 está a  $37.8^{\circ}\text{C}$ . pero suponiendo un intercambiador de calor perfecto, se enfria a  $6.7^{\circ}\text{C}$  en el punto 3. Cuando el segundo kilogramo de aire pasa por la válvula de expansión, su temperatura desciende a  $-32.8^{\circ}\text{C}$ . Todavía no se produce ninguna licuefacción pero en el punto 6 está disponible aire a baja temperatura para ser utilizado por el intercambiador de calor.

3.- Las cantidades siguientes de aire descienden a todavía más bajas temperaturas, hasta que comienza la licuefacción. La licuefacción completa es imposible, debido a que entonces ningún vapor pasaría al lado frío del intercambiador de calor para mantener la baja temperatura del punto 3. El análisis del sistema Linde requiere hacer los balances térmicos y de masas en el intercambiador de calor y en el separador.

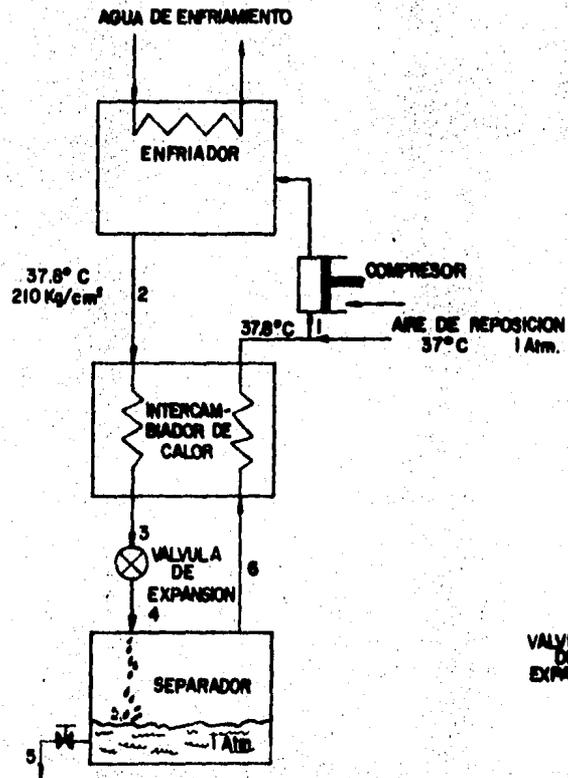


FIG. N° I-13 SISTEMA LINDE PARA LIQUEFACCION DE AIRE

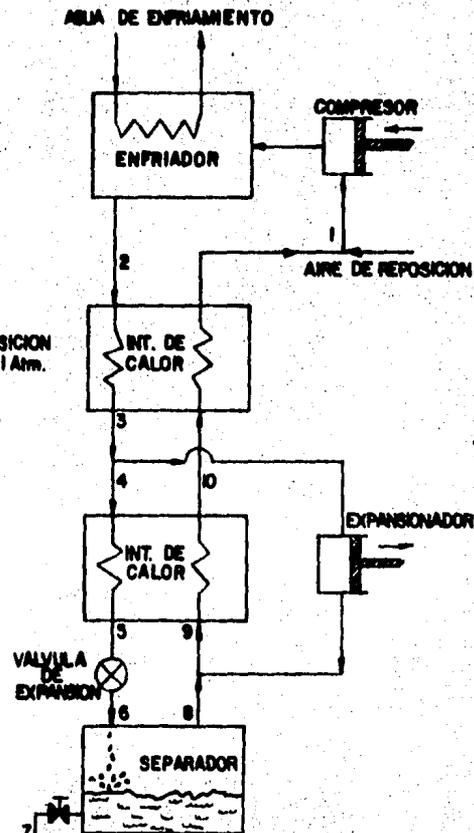


FIG. N° I-14 SISTEMA CLAUDE PARA LIQUAR AIRE

### I.10. 2.- Sistema Claude.

Un gas que realice un trabajo externo al expandirse, experimenta una caída de temperatura mayor que si se expande en una válvula de estrangulamiento. El sistema Claude de licuefacción de aire utiliza este principio y logra un rendimiento mayor que el sistema Linde. La Figura N° I.14 muestra un diagrama esquemático del sistema Claude. Se toma cierta masa de aire en el punto 3 y se expande en una máquina. El gas a baja temperatura en el punto 11 se mezcla con vapor que llega del separador, aumentando así el caudal en el punto 9. Por tanto la temperatura del aire antes de la válvula de expansión puede mantenerse más baja en el sistema Claude que en el de Linde.

El sistema Claude funciona también con una relación de compresión más baja que el sistema Linde. Se usan tanto expansionadores alternativos como centrifugos, si bien, los últimos se aplican generalmente en grandes plantas. Debido a los problemas de control, la potencia desarrollada por la expansión del gas no suele utilizarse a menos que el ahorro de potencia justifique el costo de los controles adicionales. Una expansión en la Máquina con el fluido dentro de la región del líquido no se hace corrientemente, debido a las dificultades de funcionamiento que surgen por la presencia del líquido.

### I.11.- Componentes Generales De Los Sistemas De Refrigeración.

	Compresor
	Condensador
Compresión Mecánica	Válvula de Expansión
	Evaporador
Sistema de Cascada	Combina dos Unidades de Compresión Mecánica

## Absorción

Evaporador  
 Absorbedor  
 Generador  
 Condensador  
 Bomba Del Evaporador  
 Bomba de Solución  
 Cambiador De Calor  
 Unidad de Purga

## Chorro de Vapor

Evaporador  
 Tobera Convergente-Divergente  
 Cámara de Mezcla  
 Difusor  
 Condensador  
 Eyector Secundario

Sistema Linde Para  
Licuar Aire.

Compresor  
 Enfriador  
 Intercambiador de Calor  
 Válvula de Expansión  
 Separador

Sistema Claude Para  
Licuar Aire

Compresor  
 Enfriador  
 Intercambiador De Calor  
 Intercambiador De Calor  
 Válvula De Expansión  
 Separador

## C A P I T U L O    I I

### COMPARACION TECNICA DE REFRIGERANTES.

#### II.1.- Propiedades Y Características De Los Refrigerantes En General :

El refrigerante usado en un sistema de refrigeración mecánica, es un líquido volátil que posee ciertas propiedades termodinámicas, físicas y químicas, las cuales sirven para que realicen funciones satisfactoriamente. Hoy son numerosos los refrigerantes de uso común, pero la mayoría de ellos tienen una o más características indeseables que limitan o impiden su uso. La elección del mejor refrigerante para una aplicación determinada se basa en las condiciones de operación, el tipo de sistema y la aplicación de éste.

Como se mencionó anteriormente el refrigerante adecuado deberá tener ciertas cualidades tales como :

II.1. 1.- Baja Temperatura De Ebullición : Un buen refrigerante debe tener una temperatura baja de ebullición. Si el punto de ebullición no es bajo, será necesario actuar con el compresor con vacíos elevados, resultando así disminuida la eficiencia y la capacidad.

Sin embargo, no es necesario que los puntos de ebullición sean extremadamente bajos, al menos que la instalación se use para trabajos de temperatura extra baja.

II.1. 2.- Bajo Punto de Congelación : El refrigerante debe trabajar por encima de su temperatura de congelación, por lo que es deseable un punto de congelación bajo.

II.1. 3.- Baja Presión De Condensación : La presión a la que el vapor refrigerante ha de condensarse a las temperaturas ordinarias del agua o del aire deben ser bajas.

Una presión elevada de condensación requeriría un material resistente para los compresores, tuberías y serpentines aumentan

do así su tendencia a escapes y su costo.

II.1. 4.- Bajo Volúmen Especifico : Un refrigerante debe tener poco volúmen por libra, en estado gaseoso. Esto no solo reduce las dimensiones del equipo, si no que eleva la eficiencia del compresor.

II.1. 5.- Caudal En Volúmen Por Tonelada : El caudal en volúmen de vapor de refrigerante que el compresor debe comprimir, nos dá una indicación aproximada del tamaño del mismo. Con un compresor alternativo, es normalmente deseable un valor bajo del volúmen comprimido por tonelada, lo que permite un desplazamiento pequeño. En compresores centrífugos está permitido un caudal en volúmen por tonelada grande, por que las secciones de paso pueden ser grandes para una capacidad dada, ya que permiten un empuje menor del refrigerante sobre las superficies metálicas lo cual aumenta el rendimiento del compresor.

II.1. 6.- Coeficiente De Funcionamiento y Potencia Por Tonelada : Una característica que tiene gran importancia en la elección de refrigerantes es el coeficiente de funcionamiento o la potencia por tonelada. La relación siguiente, nos indica algunos valores calculados de éstas características, basados en la compresión isoentrópica. El coeficiente de funcionamiento de los refrigerantes reales puede compararse con el valor máximo posible correspondiente al ciclo de Carnot, que es 5.74 con excepción del agua y del anhídrido carbónico, la mayoría de los refrigerantes trabajan casi con el mismo coeficiente de funcionamiento.

Las ligeras diferencias que se observan no deben influir en la elección del refrigerante, como se ve a continuación :

Coeficiente de funcionamiento y potencia por tonelada para ciclos con  $-15^{\circ}\text{C}$  de Temperatura de Evaporación y  $30^{\circ}\text{C}$  de Temperatura de Condensación.

REFRIGERANTE	COEFICIENTE DE FUNCIONAMIENTO	POTENCIA POR TONELADA
Ciclo de Carnot	5.74	0.82
Refrigerante 11	5.09	0.93
Refrigerante 113	4.92	0.96
NH <sub>4</sub>	4.76	0.99
Refrigerante 12	4.70	1.00
Refrigerante 22	4.66	1.01
Agua a $4^{\circ}\text{C}$ y $30^{\circ}\text{C}$	4.10	1.125
CO <sub>2</sub>	2.56	1.84
Aire	1.67	1.92

II.1. 7.- Elevado Calor Latente : El calor latente elevado es deseable aunque no esencial. Si el calor latente es grande, estará en circulación una menor cantidad de refrigerante por tonelada de refrigeración. Los refrigerantes de pequeño calor latente pueden usarse cuando tengan otras características satisfactorias para poder incrementar la velocidad, tamaño o número de cilindros de los compresores.

II.1. 8.- La Viscosidad Y La Conductividad Térmica : tienen gran influencia en las características de transmisión del calor del refrigerante. Para una buena transmisión del calor, la viscosidad debe ser baja y la conductividad térmica alta.

II.1. 9.- Temperatura Crítica : Se define la temperatura crítica del vapor como aquella por encima de la cual el vapor no puede condensarse, por elevada que sea la presión. Las temperaturas críticas de todos los refrigerantes, excepto del CO<sub>2</sub>, son lo suficientemente altas para que no presenten problemas.

II.1. 10.- Propiedades Anticorrosivas : Un refrigerante no debe ser corrosivo ni disolvente, tanto en estado de pureza como en sus combinaciones, no debe presentar problemas al encontrarse con cualquier impureza o con sustancias tales como el aceite o la humedad.

II.1. 11.- Estabilidad : Un refrigerante no debe disociarse o descomponerse a las temperaturas usuales en el sistema, ya que daría lugar a gases no condensables tanto como a perturbaciones debidas a residuos.

II.1. 12.- Anti-Inflamables Y Anti-Explosivos : Son esenciales en los refrigerantes el no ser inflamables ni explosivos tanto en estado puro como en combinación con el aceite que ha de ser arrastrado por ellos.

II.1. 13.- Acción Con El Aceite : No debe haber reacción perjudicial entre el refrigerante y el aceite. El que el aceite se mezcle con la mayoría de los refrigerantes no se considera dañino y hasta algunos lo consideran ventajoso.

II.1. 14.- Comprobación De Fugas : Las fugas deben ser comprobables por algún medio mecánico o químico como por ejemplo ponerle algún colorante al gas o alguna trampa química para poderlo detectar de inmediato. La comprobación de fugas por el olor puede ser muy peligrosa y equívoca.

II.1. 15.- Toxicidad : El refrigerante no ha de ser venenoso ni irritante. En Sistemas comerciales y de acondicionamiento de aire especialmente, no debe haber olores que puedan producir pánico.

II.1. 16.- Las Relaciones Presión-Volumen-Temperatura: Deberán permitir que, en las condiciones de temperatura requerida las presiones en el evaporador y el condensador sean apropiadas. Las presiones de evaporador superiores a la atmosférica, son preferibles por eliminar la entrada de aire al sistema; pero ésta condición exige presiones altas en el condensador. La presión del condensador se regula por la temperatura del medio de enfriamiento disponible y deberá mantenerse lo más baja posible. Las

presiones altas aumentan las pérdidas por fugas y también el peso estructural y el costo del equipo. La relación entre las presiones del condensador y el evaporador, deberá ser baja para una acción eficaz. El punto de solidificación del refrigerante debe ser más bajo que la temperatura mínima alcanzada en el evaporador y la temperatura crítica ha de quedar bien por encima de la temperatura del medio de enfriamiento del condensador.

La transmisión del calor del refrigerante ha de ser buena para reducir las superficies de transferencia necesarias. Además un refrigerante satisfactorio tiene que hallarse disponible en cantidades industriales a bajo costo, ser químicamente estable y no corrosivo para el material del sistema, éstas dos propiedades se afectan a veces por la presencia de agua y por ello muchas veces se introduce en el sistema un desecante, como la forma soluble de Sulfato Cálcico.

Del tipo del sistema depende la importancia de algunas de las propiedades citadas y añade la conveniencia de otros razgos.

En un sistema de compresor alternativo, los volúmenes pequeños de vapor (resultado de bajo volumen específico, calor latente alto y altas presiones en el evaporador), son de mucho mayor importancia que en el sistema de compresor centrífugo, en el cual son requisitos primarios: baja presión y alta densidad de vapor (como con un compuesto de alto peso molecular). En los sistemas de compresión, el efecto de los refrigerantes sobre los lubricantes también es un factor en el diseño. Los refrigerantes solubles en aceite (como los polihaloalcanos y todos los hidrocarburos) y los insolubles en aceite (como el amoníaco y el dióxido de carbono) se usan hoy por igual.

En los sistemas de absorción, el refrigerante y el absorbente deben poseer las propiedades adecuadas por separado y combinados.

Además de la mayoría de las propiedades anteriormente mencionadas, el absorbente debe poder absorber grandes cantidades de refrigerante en las condiciones del evaporador y la separación de uno y otro debe de ser fácil.

Se desea un calor de absorción mínimo para reducir las cargas de calor en el absorbedor y el generador.

La aplicación del sistema también influye en la importancia relativa de las diversas propiedades del refrigerante, por ejemplo : Un refrigerante de tipo hidrocarburo encuentra aplicación excelente en refinerías donde está fácilmente disponible y no aumenta los riesgos de incendios. Análogamente, el amoníaco se usa mucho en aplicaciones industriales, pero no serían tolerables ni el amoníaco ni un hidrocarburo en donde pudieran entrañar riesgos para la salud pública.

## II.2.- Compuestos Usados Como Refrigerantes

Se describirán en esta sección los rasgos primordiales de los compuestos orgánicos e inorgánicos que se utilizan como refrigerantes.

II.2. 1. Clasificación. A continuación se presenta la relación donde figuran diversos compuestos que han sido utilizados para tal fin en uno u otro tiempo, clasificados por la extensión de su uso.

MAS COMUNES	INTERMEDIOS	MENOS COMUNES.
Amoníaco	Dicloroetileno	Tetracloruro de carbono
Dióxido de Carbono	Etano	Eter Dimetilico
R - 12	Etilamina	Bromuro de etilo
R - 14	Etileno	Eter etilico
R - 21	Cloruro de etilo	Hexano
Cloruro de Metileno	Isobutano	Metano
Cloruro de Metilo	Metilamina	Pentano
R - 22	Formiato de Metilo	Propileno
Dióxido de azufre	Propano	Triclorometano
R - 11	Agua	R - 13
R - 113	Aire	R - 14

Existen otras clasificaciones para este tipo de materiales, de entre ellas merece especial atención la que hace el Código Americano de Seguridad Normal para Refrigeración Mecánica, en su Sección 5 :

### CLASIFICACION DE REFRIGERANTES.

General : Los refrigerantes se dividen, para los fines de este código, en los grupos siguientes :

<u>GRUPO 1</u> :		<u>FORMULA</u>
Anhidrido Carbónico		$\text{CO}_2$
Dicloro Difluorometano	R - 12	$\text{CCL}_2\text{F}_2$
Diclorometano		$\text{CH}_2\text{CL}_2$
Dicloromono Fluorometano	R - 21	$\text{CHCL}_2\text{F}$
Diclorotetrafluoroetano	R - 14	$\text{C}_2\text{CL}_2\text{F}_4$
Monoclorodifluorometano	R - 114	$\text{CHCLF}_2$
Tricloromonofluorometano	R - 11	$\text{CCL}_3\text{F}$
Triclorotrifluoroetano	R - 113	$\text{C}_2\text{CL}_3\text{F}_3$

<u>GRUPO 2</u>		<u>FORMULA</u>
Amoníaco		$\text{NH}_3$
Dicloroetileno		$\text{C}_2\text{H}_2\text{CL}_2$
Cloruro de etilo		$\text{C}_2\text{H}_5\text{CL}$
Cloruro de metilo		$\text{CH}_3\text{CL}$
Formiato de metilo		$\text{HCOOCH}_3$
Anhidrido sulfuroso		$\text{SO}_2$

<u>GRUPO 3</u>	<u>FORMULA</u>
Butano	$C_4H_{10}$
Etano	$C_2H_6$
Etileno	$C_2H_4$
Isobutano	$(CH_3)_3CH$
Propano	$C_3H_8$

La finalidad de este código es brindar a los usuarios de los equipos de refrigeración mecánica la máxima seguridad posible.

Existe otra sociedad que utiliza una nomenclatura especial de números para clasificar a los refrigerantes, dicha sociedad es la Sociedad Americana de Ingenieros en Calor Refrigeración y Aire Acondicionado (ASHRAE) y su clasificación se tiene en la tabla número II.1.- de esta sección. Dicha clasificación está incluida en la Norma 34 ASHRAE Refrig. Eng. Vol 2 pp 49 febrero 1965.

#### T A B L A No. 1

Sistema de numeración de refrigerantes de la American Society of Heating Refrigerating And Air Conditioning Engineers ASHRAE.

Designación Estándar ASHRAE	Nombre Químico	Fórmula Química	Peso Molecular	Punto de Ebullición (Grados°F. 14.7 lb/plg-abs.)
-----------------------------	----------------	-----------------	----------------	--

#### COMPUESTOS HALOCARBUIROS E HIDROCARBUROS

10	Carbotetracloruro	$CCL_4$	153.8	170.2
11	Tricloromono Fluorometano	$CCL_3F$	137.4	74'8
12	Diclorodifluorometano	$CCL_2F_2$	120.9	- 21.6
13	Monoclotrifluorometano	$CCLF_3$	104.5	- 114.6

Designación Estándar ASHRAE	Nombre Químico	Fórmula Química	Peso Molecular	Punto de Ebullición (Grados° F. 14.7 lb/plg abs.)
-----------------------------------	----------------	--------------------	-------------------	---

**COMPUESTOS HALOCARBUROS E HIDROCARBUROS**

13 B 1	Monobromotrifluorometano	$CB_rF_3$	148.9	- 72.0
14	Tetrafluoruro de Carbono	$CF_4$	83.0	- 198.4
20	Cloroformo	CHCL	119.4	142
21	Dicloromonofluorometano	$CHCl_2F$	102.9	48.1
22	Monoclorodifluorometano	$CHClF_2$	86.5	- 41.4
23	Tri-fluorometano	$CHF_3$	70.0	- 119.9
30	Cloruro de metileno	$CH_2Cl_2$	84.9	105.2
31	Monocloromonofluorometano	$CH_2ClF$	68.5	48.0
32	Fluoruro de metileno	$CH_2F_2$	52.0	- 61.4
40	Cloruro de metilo	$CH_3Cl$	50.5	- 10.8
41	Fluoruro de metilo	$CH_3F$	34.0	- 119
50	Metano	$CH_4$	16.0	- 259
110	Hexacloroetano	$CCL_3CCL_3$	236.8	365
111	Pentacloromonofluoroetano	$CCL_3CCL_2F$	220.3	279
112	Tetraclorodifluoroetano	$CCL_2FCCL_2F$	203.8	199.0
112 a	Tetraclorodifluoroetano	$CCL_2CCLF_2$	203.8	195.8
113	Triclorotrifluoroetano	$CCL_2FCCLF_2$	187.4	117.6
113 a	Triclorotrifluoroetano	$CCL_3CF_3$	187.4	114.2
114	Diclorotetrafluoroetano	$CCLF_2CCLF_2$	170.9	38.4
114 a	Diclorotetrafluoroetano	$CCL_2FCF_3$	170.9	38.5
114 B 2	Dibromotetrafluoroetano	$CB_rF_2CB_rF_2$	259.9	117.5
115	Monocloropentafluoroetano	$CCLF_2CF_3$	154.5	- 37.7
116	Hexafluoroetano	$CF_3CF_3$	138.5	- 108.8
120	Pentacloroetano	$CHCl_2CCL_3$	202.3	324
123	Diclorotrifluoroetano	$CHCl_2CF_3$	153	83.7
124	Monoclorotetrafluoroetano	$CHClFCF_3$	136.5	10.4
124 a	Monoclorotetrafluoroetano	$CHF_2CCIF_2$	136.5	14
125	Pentafluoroetano	$CHF_2CF_3$	120	- 55

Designación Estándar ASHRAE	Nombre Químico	Fórmula Química	Peso Molecular	Punto de Ebullición (Grados°F. 14.7 lb/plg abs.)
-----------------------------	----------------	-----------------	----------------	--

**COMPUESTOS HALOCARBUIROS E HIDROCARBUROS**

133 a	Monoclorotrifluoroetano	$\text{CH}_2\text{ClCF}_3$	118.5	43.0
140 a	Tricloroetano	$\text{CH}_3\text{CCl}_3$	133.4	165
142 b	Monoclorodifluoroetano	$\text{CH}_3\text{CClF}_2$	100.5	12.2
143 a	Trifluoroetano	$\text{CH}_3\text{CF}_3$	84	- 53.5
150 a	Dicloroetano	$\text{CH}_3\text{CHCl}_2$	98.9	140
152 a	Difluoroetano	$\text{CH}_3\text{CHF}_2$	66	- 12.4
160	Cloruro de etilo	$\text{CH}_3\text{CH}_2\text{Cl}$	64.5	54.0
170	Etano	$\text{CH}_3\text{CH}_3$	30	- 127.5
218	Octafluoropropano	$\text{CF}_3\text{CF}_2\text{CF}_3$	188	- 36.4
290	Propano	$\text{CH}_3\text{CH}_2\text{CH}_3$	44	- 44.2
500	Mezcla aceotrópica	REF-500	73.8% PESO	REF-12, 26.2% PESO REF-152a
600	Butano	$\text{CH}_3\text{CH}_2\text{CH}_2\text{CH}_3$	58.1	31.3
600	Isobutano	$\text{CH}(\text{CH}_3)_3$	58.1	14

**COMPUESTOS INORGANICOS**

717	Amoníaco	$\text{NH}_3$	17	- 28.0
718	Agua	$\text{H}_2\text{O}$	18	212
727	Aire	---	29	- 318
744	Dióxido de Carbono	$\text{CO}_2$	44	- 109 (subl)
764	Dioxido de azufre	$\text{SO}_2$	64	14.0
744 a	Oxido nitroso	$\text{N}_2\text{O}$	44	127

II.2.2.- Descripción.- Se analizan a continuación los refrigerantes usados más comúnmente,

II.2.2. 1.- Amoníaco (Refrigerante 717)  $\text{NH}_3$ .- El amoníaco es el refrigerante conocido más ampliamente. Su nombre data de la antigüedad y se relaciona con el Dios Egipcio del Sol, Ammon. Su fórmula química es  $\text{NH}_3$ . Se obtiene principalmente de dos orígenes; como subproducto de la refinación del petróleo y por la síntesis química del Nitrógeno, obtenido del aire atmosférico, y el Hidrógeno, separado del agua por electrólisis.

El punto de ebullición del amoníaco a la presión atmosférica es  $-28^\circ\text{F}$  ( $-33^\circ\text{C}$ ). Este bajo punto de ebullición lo hace un refrigerante adecuado para las fábricas de hielo, pistas de patinar y otras grandes instalaciones en que la temperatura deseada esté comprendida entre los  $+15^\circ\text{F}$  y los  $-40^\circ\text{F}$  ( $-9^\circ\text{C}$  y  $-40^\circ\text{C}$ ). La presión de condensación está entre 150 y 190 psig. ( $10.546$  a  $13.548 \text{ kg/cm}^2$ ), en una instalación de tipo medio y el volumen específico del vapor es bajo, lo cual da buen resultado en compresores pequeños aún a pequeñas velocidades. El amoníaco es el refrigerante que tiene mayor calor latente por libra. Esto implica menor peso en circulación por tonelada de refrigeración. La cualidad mencionada es considerablemente ventajosa en grandes instalaciones, puesto que reduce las dimensiones de las tuberías. En las pequeñas instalaciones la cantidad de amoníaco en circulación es pequeña. Esto supone el control minucioso de una capa líquida que puede causar operaciones irregulares. La temperatura crítica del amoníaco es  $271.2^\circ\text{F}$  ( $130^\circ\text{C}$ ), y la presión correspondiente es 1,651 psig. ( $116 \text{ Kg/cm}^2$ ) lo que está muy por encima de las condiciones obtenidas en las operaciones usuales.

El amoníaco anhídrido, puro se considera que no corroe al hierro ni al acero, como tampoco a las aleaciones de cobre. Sin embargo, en presencia de humedad es algo corrosivo para metales como el latón y el bronce. Deben usarse tubos extrafuertes de acero y tanto las válvulas como las juntas deben de ser de acero reforzado. Las conexiones roscadas de instalaciones en que se

trabaje con amoníaco deben hacerse con un tubo compound, con -- puesto de litargirio y glicerina comercial, mezclados hasta tener la consistencia de una crema espesa. El amoníaco no es di-- solvente para los materiales usuales de empaquetaduras de tipo de Velumoid u hojas de plomo. Es muy estable y en agua es sumamente soluble; llega a disolver casi 900 veces su volúmen de va por. El amoníaco no es inflamable ni explosivo, pero las condiciones que han de satisfacerse para su combustión son tales que con el cuidado ordinario, este vapor no es más peligroso que -- cualquiera otro inflamable, es refrigerante tóxico, pero cualquier inhalación que sea tolerable no produce al parecer efectos ulteriores.

El amoníaco se mezcla muy poco con el aceite, por eso, el único residuo de aceite en la caja de cigueñales, es debido a -- lo que gotea y se escapa de los anillos del pistón, válvulas y pistones; cuando se use el amoníaco como refrigerante debe disponerse de un separador de aceite al descargar la tubería del -- compresor.

II.2.2. 2.- Anhidrido Sulfuroso; Bióxido De Azufre (Refrigerante 764)  $SO_2$ .- Este refrigerante cuya fórmula química es --  $SO_2$ , se produce en la combustión del azufre. El punto de ebullición del  $SO_2$  es  $14^{\circ}F$  ( $-10^{\circ}C$ ) a la presión atmosférica. Esta temperatura es suficientemente baja para que el compresor no tenga que actuar muy por debajo de la presión atmosférica para obtener las temperaturas refrigerantes usuales. El uso del  $SO_2$  ha -- quedado reducido actualmente a las antiguas instalaciones case-- raras en general. Hay, sin embargo, gran número de unidades comerciales que emplean el  $SO_2$ , pero tan pronto como se desgastan, -- se rempazan por unidades que emplean otros refrigerantes. La -- presión de condensación varía entre 60 y 90 psi ( 4 a 6 Kg/cm<sup>2</sup>) en las condiciones normales de funcionamiento.

El calor latente del  $SO_2$  a  $5^{\circ}F$  ( $-15^{\circ}C$ ) es de 169.4 BTU -- (94.11 Kcal/Kg) por libra, que es la tercera parte, aproximadamente del de el amoníaco a la misma temperatura. Esto indica --

que hay que gastar casi tres veces más de  $\text{SO}_2$  que de amoníaco en el sistema de circulación para extraer la misma cantidad de calor, lo que implica el triple de potencia en los motores que transportan al  $\text{SO}_2$ . Por causa de otros factores, tales como la razón de compresión y el volúmen específico, la potencia necesaria para producir una tonelada de refrigeración es casi la misma para todos los refrigerantes, excepto el  $\text{CO}_2$ . La compensación para el aumento de refrigerante que ha de circular se haya o en el aumento de dimensiones o de cilindros o en la mayor velocidad del compresor.

El anhídrido sulfuroso es un refrigerante muy estable con una temperatura crítica elevada y no es inflamable ni explosivo. Tiene olor desagradable e irritante y es tan penetrante que da la alarma aún en pequeñas concentraciones.

Este refrigerante no es perjudicial para los alimentos y se usa comercialmente como madurador y conservador de frutos. Es, sin embargo, extremadamente perjudicial para las flores, plantas y arbustos. Se ha notado que el viento arrastraba  $\text{SO}_2$  al haber muerto flores y arbustos a distancias remotas. Una lejía o solución cáustica (alcalina) absorbe el  $\text{SO}_2$  y todo el vapor separado del sistema, debe hacerse burbujear en una de las disoluciones mencionadas, antes de dejarle escapar a la atmósfera. Se debe hacer una estimación aproximada de la sosa o potasa que se ha de disolver en un galón de agua fría para que absorba una libra de anhídrido sulfuroso. Cuando salga olor al gas, de la solución alcalina, debe renovarse ésta.

El  $\text{SO}_2$  puro no es corrosivo, pero en presencia de humedad se forma el ácido sulfuroso que corroe al acero. Por esta razón, es muy importante el reducir la humedad al mínimo en las instalaciones a base de anhídrido sulfuroso, teniendo gran cuidado en el montaje y en el funcionamiento.

El  $\text{SO}_2$  no se mezcla inmediatamente con el aceite, y por ello se puede usar en los compresores un aceite como el usado en otros refrigerantes. El Refrigerante en el evaporador con aceite flo-

tando, tiende a tener un punto de ebullición más alto al correspondiente a su presión.

Los modernos evaporadores salvan este inconveniente introduciendo el líquido de tal modo que el refrigerante está agitado mientras la unidad funciona.

II.2.2. 3.- Anhidrido Carbónico; Dioxido De Carbono (Refrigerante 744)  $\text{CO}_2$ .- El anhidrido carbónico ( $\text{CO}_2$ ) se produce en la combustión del carbón, es inodoro e ininflamable y se considera como no venenoso, aunque en grandes concentraciones produce deficiencia de oxígeno. No hace efecto en los aceites lubricantes y por sus características de seguridad ha hallado extenso uso en teatros, barcos y hospitales. El principal inconveniente en el uso del  $\text{CO}_2$  es su elevada presión de condensación y su baja presión crítica. El anhidrido carbónico no se halla en estado líquido a la presión atmosférica.

Los compresores deben construirse para presiones elevadas pero deben de ser pequeños por la elevada densidad del  $\text{CO}_2$ . Su calor latente es bajo y la potencia requerida por tonelada está por encima de la mitad de muchos refrigerantes comunes.

El hielo seco o nieve carbónica, como suele llamarse al  $\text{CO}_2$  sólido, se ha hecho de uso general hace pocos años, se obtiene por expansión del  $\text{CO}_2$  líquido y después se comprime la nieve en bloques de 10 pulgadas cúbicas ( $164 \text{ cm}^3$ ). El hielo seco no se funde como el hielo de agua, pero pasa directamente del estado sólido al estado gaseoso, fenómeno llamado sublimación y en este proceso, son absorbidos el calor latente de vaporización y el calor latente de fusión.

La temperatura del hielo seco es  $-109^\circ\text{F}$  ( $-78^\circ\text{C}$ ) a la presión atmosférica. La nieve carbónica produce doble enfriamiento que el hielo natural. Requiere este refrigerante cuidado especial por su baja temperatura, pues hay que prevenir la congelación de los productos que ha de enfriar, El hielo seco no se debe manejar nunca sin guantes.

II,2,2. 4.- Cloruro De Metilo (Refrigerante 40)  $\text{CH}_3\text{CL}$ . -  
 El cloruro de metilo es un hidrocarburo clorado y su fórmula química es  $\text{CH}_3\text{CL}$  y se obtiene haciendo reaccionar el metano y el cloro molecular :



La cloración de hidrocarburos, normalmente se lleva a cabo en la fase de vapor y resultan mezclas cuyos componentes se separan por destilación fraccionada.

Es un gas incoloro, de olor dulce, a la temperatura ordinaria y como todos los refrigerantes se hace líquido bajo presión. Su punto de ebullición a la presión atmosférica es  $-10.65^\circ\text{F}$  ( $-23.7^\circ\text{C}$  y su presión de condensación está entre 75 y 100 psi (5.3 a  $7 \text{ kg/cm}^2$ ).

El calor latente de vaporización es a  $5^\circ\text{F}$ , 180.9 BTU por libra (a  $-15^\circ\text{C}$ , 100.5 Kcal/Kg), que es próximo al del  $\text{SO}_2$ . El desplazamiento del compresor usando  $\text{SO}_2$ , debe ser mayor que usando cloruro de metilo, por la diferencia de volúmenes específicos aún teniendo en cuenta que los calores son próximos.

Este refrigerante no es corrosivo cuando está puro, pero lo es en presencia de la humedad, lo que previene la extrema importancia de refrigerantes libres de humedad. Las aleaciones de aluminio, zinc, y magnesio nunca se deben de usar con cloruro de metilo pues este las corroe considerablemente y ensucia al aceite lubricante.

El cloruro de metilo es disolvente de muchas sustancias empleadas en los compresores de refrigeración; por eso el caucho y las empaquetaduras que contengan caucho no deben de usarse. Sin embargo, la goma sintética no es atacada por el cloruro de metilo, siendo el Neopreno una excepción. Desde luego deben usarse empaquetaduras metálicas o de fibra de asbesto que contengan aglutinantes insolubles;

El cloruro de metilo es un refrigerante regularmente inflamable y también es explosivo, Una concentración del 8.1% al 17.2% en volumen es una mezcla explosiva, de acuerdo con el in-

forme de los seguros de laboratorios.

Los aceites minerales son solubles en el cloruro de metilo en pequeña proporción lo que debe tenerse en cuenta; por eso debe usarse un aceite de gran viscosidad como con el anhídrido sulfuroso.

El cloruro de metilo se considera inofensivo y no daña a los alimentos, flores, pieles o vestidos. Sin embargo, en grandes concentraciones es un anestésico semejante al cloroformo. Se emplea prácticamente en máquinas de poca potencia y en unidades de tipo casero, ya que no tiene olor irritante y posee características convenientes.

Se pueden obtener temperaturas mucho más bajas del evaporador que con  $SO_2$ , sin llegar a la región del vacío.

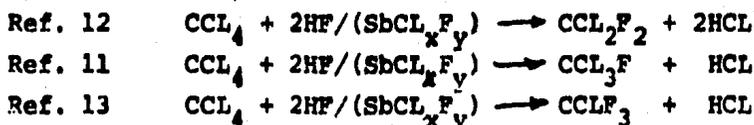
II.2.2. 5.- Cloruro de Metileno (Refrigerante 30)  $CH_2Cl_2$ .- Es un refrigerante francamente ininflamable y no tóxico, con elevado punto de ebullición. Su temperatura de saturación a la presión atmosférica es  $103.6^\circ F$  ( $40^\circ C$ ). Con tan elevado punto de ebullición, este refrigerante puede ser almacenado en recipientes cerrados, en lugar de ir en cilindros a presión. Ambas regiones, de alta y de baja de un sistema de refrigeración deben trabajar en vacío, si se tiene como refrigerante al cloruro de metileno. Para una temperatura de fijación de  $40^\circ F$  ( $4.4^\circ C$ ) el evaporador debe tener una presión de unas 25" de Hg (630 mm de Hg) y el vacío de condensación debe de ser de unas 8" de Hg (20.3 mm de Hg). Teniendo en cuenta que el volumen de vapor para la succión es muy elevado, es necesario el uso de compresores rotatorios centrífugos. El uso de este refrigerante es limitado hoy día a aplicaciones de acondicionamiento de aire en gran escala. Comercialmente se le conoce como Carrene 1.

II.2.2. 6.- Familia De Los Fluorocarbonos o Poli-Halo-Alcanos. Este grupo comprende refrigerantes que contienen hidrocarburos y uno o más de los halógenos: Cloro, Flúor y Bromo. A continuación se verá un lista donde se relacionan los nombres comerciales de estos compuestos y de las compañías que los fabrican :

<u>Nombre Comercial</u>	<u>Compañía Fabricante</u>
Freón	E.I. Du Pont de Nemours And Company.
Genetrón	General Chemical Div. of allied Ch. and Dye.
Isótrón	Pennsylvania Salt Manufacturing Company.
Arctón	Imperial Chemicals of England.
Ucón	Unión Carbide.
Algofrene	Montecatini Edison S. P. A.

Estos refrigerantes hicieron su aparición por primera vez en la industria Química en el año de 1931, introduciéndose los refrigerantes "Freón". Que muchos autores lo consideran como nombre genérico y no una marca comercial.

Los polihaloalcanos se pueden preparar de la siguiente forma :

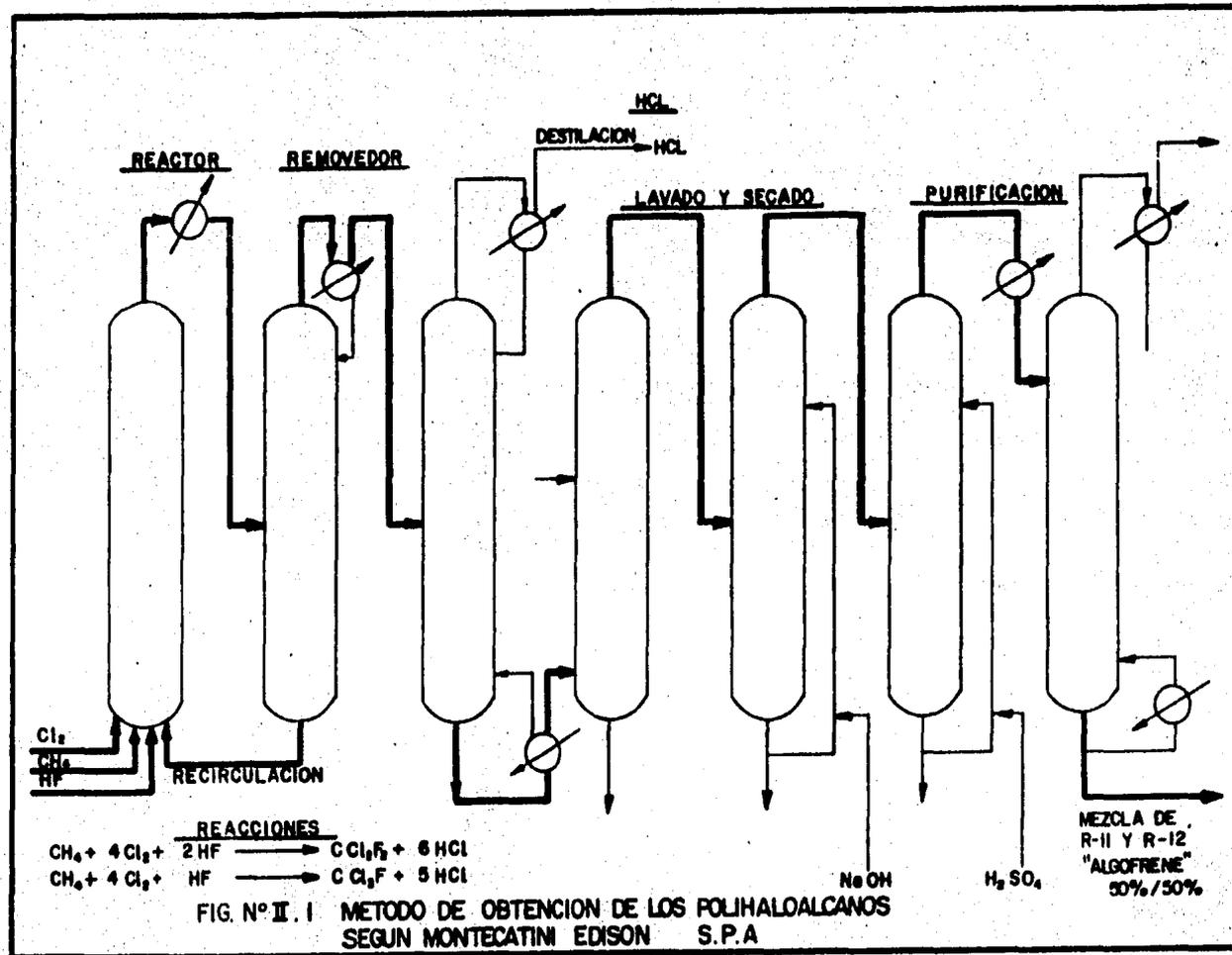


En las reacciones anteriores la suma de los subíndices  $x, y$ , debe ser igual a 5, o sea que :  $x+y=5$

La figura No. II.1 nos muestra el método para obtenerlos según la firma Montecatini Edison S.P.A.

Los refrigerantes Halocarbúricos son relativamente estables bajo las condiciones que generalmente se encuentran en los sistemas de refrigeración. Los refrigerantes con Flúor son considerados mucho más estables que los tipos clorinados puros y en general, mientras más cantidad de Fluor contengan, mayor será la estabilidad térmica, Por esto mismo y como dato curioso, podremos mencionar que este tipo de sustancias pueden servir con excelentes resultados para extinguir fuego debido a la gran estabilidad térmica que poseen.

El sistema de numeración del grupo de los hidrocarburos halogenados, sigue la siguiente regla :



"El primer dígito a partir de la derecha es el número de átomos de Flúor en el compuesto; el segundo dígito es uno más que el número de átomos de hidrógeno del compuesto; y el tercer dígito es uno menos que el número de átomos de carbono del compuesto.

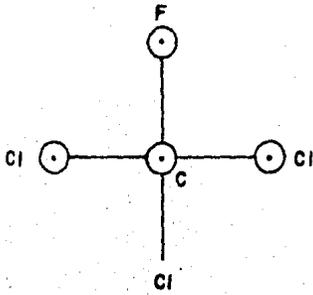
Cuando el último dígito es cero se omite".

Se relacionan a continuación la designación numérica según la regla anterior, el nombre químico y la fórmula química sintetizada de los elementos de la familia de estos compuestos :

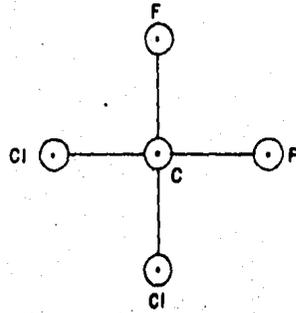
<u>Número</u>	<u>Nombre Químico</u>	<u>Fórmula</u>
R- 11	Tricloromonofluorometano	$CCL_3F$
R- 12	Diclorodifluorometano	$CCL_2F_2$
R- 13	Monoclorotrifluorometano	$CCLF_3$
R- 22	Monoclorodifluorometano	$CHCLF_2$
R- 30	Cloruro de Metileno	$CH_2CL_2$
R- 40	Cloruro de Metilo	$CH_3Cl$
R- 113	Triclorotrifluoroetano	$CCL_2FCCLF_2$
R- 114	Diclorotetrafluoroetano	$CCLF_2CCLF_2$
R- 114 a	Diclorotetrafluoroetano	$CCL_2FCF_3$
R- 152 a	Difluoroetano	$CH_3CHF_2$
R- 500	73,8% en peso de R- 12 26,2% en peso de R- 152 a	
R- 502	48,8% en peso de R- 22 51,2% en peso de R- 114	

Se ven enseguida las características más importantes de los compuestos más empleados de esta familia de refrigerantes :

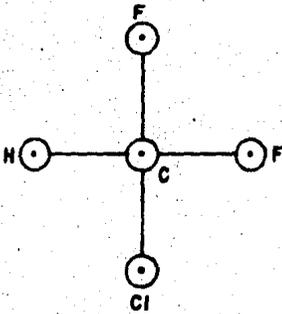
II.2.2. 6.1.- Tricloromonofluorometano (Refrigerante 11)  $CCL_3F$ .- Este refrigerante es un compuesto de elevado punto de ebullición con relativamente bajas presiones en el rango de las temperaturas del acondicionamiento de aire. Se usa principalmente en sistemas centrifugas de 300 a 500 Ton., donde se pueden manejar fácilmente grandes volúmenes de vapor, en sistemas comercia-



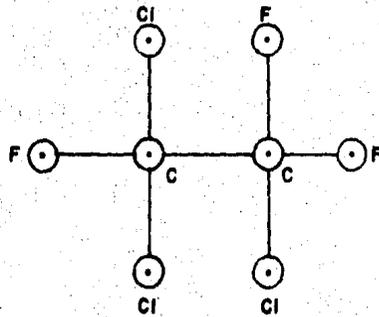
REFRIGERANTE 11  
 $\text{CCl}_3\text{F}$



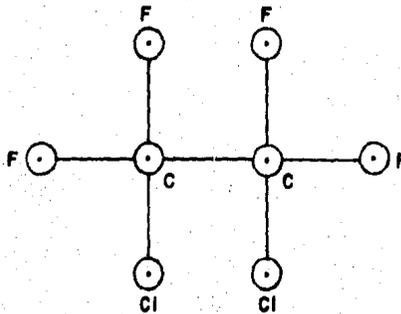
REFRIGERANTE 12  
 $\text{CCl}_2\text{F}_2$



REFRIGERANTE 22  
 $\text{CHClF}_2$



REFRIGERANTE 113  
 $\text{C}_2\text{Cl}_3\text{F}_3$



REFRIGERANTE 114  
 $\text{C}_2\text{Cl}_2\text{F}_4$

FIG. N° II.2. FORMULAS ESTRUCTURALES DE ALGUNOS REFRIGERANTES.

les de aire acondicionado y en enfriamiento de agua de proceso y de salmueras.

En ocasiones se usa como salmuera o como refrigerante secundario en aplicaciones donde son de especial consideración, un bajo punto de congelación o las propiedades anticorrosivas como las de este refrigerante.

II.2.2. 6.2.- Diclorodifluorometano (Refrigerante 12)  $\text{CCL}_2\text{F}_2$  R- 12.- El R- 12, cuya fórmula química es  $\text{CCL}_2\text{F}_2$ , es uno de los refrigerantes más usados en este grupo. Se usa muy extendidamente en instalaciones de aire acondicionado, comerciales e industriales. Su punto de ebullición es  $-21.7^\circ\text{F}$  ( $-29.8^\circ\text{C}$ ). suficientemente bajo para que la presión del evaporador esté por encima de la atmosférica, en la mayoría de sus aplicaciones. La presión de condensación se halla entre 100 y 130 psi (7 a 9.2  $\text{Kg/cm}^2$ ), lo que permite una instalación ligera.

El calor latente del R- 12 a  $5^\circ\text{F}$  es de 69.47 BTU/lb (38.6 Kcal/Kg a  $-15^\circ\text{C}$ ), que es bajo comparado con el de otros refrigerantes. Esto supone una mayor circulación de refrigerante por minuto por tonelada. El desplazamiento del compresor alternativo es menor, sin embargo que con anhídrido carbónico, pero ligeramente mayor que con amoníaco. El desplazamiento del compresor es proporcional a la temperatura de ebullición del refrigerante.

Los refrigerantes de éste grupo, tienen en común el no corroer a los metales que se usan en los aparatos de refrigeración. Sin embargo los refrigerantes del grupo, disuelven algunas otras sustancias, en particular la goma natural, debiéndose escoger con cuidado los empaques y otras partes del sistema, teniendo en cuenta lo anterior. Las empaquetaduras que contienen Neopreno ó Cloropreno, (caucho sintético) no se ven afectadas por estos productos.

Este refrigerante es extraordinariamente estable, no se disocia en gases no condensables después de repetidos cambios de estado. Puesto que el R - 12 es miscible con el aceite, hay que pre-

venir esta circunstancia para su retorno al compresor. Se debe usar un aceite poco más pesado que el recomendado para refrigerantes no miscibles con aquél. El hecho de que un refrigerante se mezcle fácilmente con el aceite, no debe considerarse como perjuicio. Algunas autoridades conceden ciertas ventajas a la miscibilidad de los refrigerantes, tales como separar la capa de aceite del evaporador y el bajar el nivel de derrame.

El refrigerante 12 es el menos tóxico de los refrigerantes conocidos, aún en concentraciones de 20 % en volúmen. Si hay algún inconveniente en su uso, es debido probablemente a la reducción del oxígeno contenido en una habitación, más bien que a su toxicidad. En presencia de una llama o de superficies calientes el R - 12 se descompone con formación de gases muy irritantes y tóxicos principalmente Fosgeno. Aunque peligrosos, estos gases dan suficiente aviso de su presencia, de modo que no implican peligro grave de la vida si se previera la prolongada exposición ante ellos.

II.2.2. 6.3.- Monoclorodifluorometano (Refrigerante 22) --  $\text{CHClF}_2$ .- Este es otro de los refrigerantes que se ha fomentado principalmente para usarse en sistemas de refrigeración a baja temperatura, su fórmula química es  $\text{CHClF}_2$ . Aunque puede emplearse en temperaturas elevadas, su principal campo de acción se halla en temperaturas del evaporador por debajo de  $-20^\circ\text{F}$  (casi  $-29^\circ\text{C}$ ).

El punto de ebullición del R - 22 es de  $-41.44^\circ\text{F}$  a la presión atmosférica ( $-40.8^\circ\text{C}$ ). Su calor latente a  $5^\circ\text{F}$  es  $93.59\text{ BTU/lb}$  ( $52\text{ Kcal/Kg}$  a  $-15^\circ\text{C}$ ). La presión de condensación del R - 22 está cerca de las 200 psi (unos  $14.1\text{ Kg/cm}^2$ ) tan elevada como la de cualquier otro refrigerante. Esto se halla, sin embargo, dentro de los límites de seguridad de los convenios de construcción de los aparatos modernos.

El refrigerante 22 al igual que el 12, no es tóxico, ni inflamable, ni explosivo, ni se descompone en presencia de una llama y necesita una pequeña potencia por tonelada.

Este refrigerante compite con el 12 en unidades pequeñas - de acondicionamiento de aire. Compite con el amoníaco en sistemas industriales de baja temperatura en aquellos casos en que la toxicidad del amoníaco ha de tenerse en consideración.

Posee buenas propiedades termodinámicas, y su alta capacidad para equipos pequeños, es primordial para su uso.

Tiene como ya se mencionó un punto de ebullición más bajo que el de el refrigerante 12, así como una mayor estabilidad - que el mismo R - 12, lo cual permite utilizarlo en enfriamiento de alimentos, cabinas de helados, enfriamiento de carnes etc.

II.2.2. 6.4.- Triclorotrifluoroetano (Refrigerante 113) --  $\text{CCl}_2\text{FCClF}_2$ .- El punto de ebullición de este refrigerante es de 117.63 °F. Este refrigerante se utiliza principalmente en sistemas centrifugos de 75 a 300 toneladas de refrigeración. Es -- similar al refrigerante 11 pero con muy elevado punto de ebullición.

II.2.2. 6.5.- Diclorotetrafluoroetano (Refrigerante 114) -  $\text{CClF}_2\text{CClF}_2$ .- El punto de ebullición de este refrigerante es de 38.8 °F, se utilizó primero en pequeños compresores rotatorios y su uso se ha extendido a un gran número de procesos industriales de enfriamiento de aire empleando compresores centrifugos.

Sus propiedades termodinámicas permiten el uso de equipo más pequeño que el que se pueda usar con los refrigerantes de esta familia números 11 ó 113.

II.2.2. 6.6.- Mezclas Azeotrópicas. (Refrigerantes 500 y - 502).- Una mezcla azeotrópica es aquella en la que intervienen dos o más sustancias; es una mezcla que no se puede separar en sus componentes por destilación. Una mezcla de este tipo se evapora y condensa como una sustancia simple, con propiedades que son diferentes de las de sus constituyentes.

Una de las mezclas azeotrópicas comerciales, es el refrigerante 500, que es una mezcla de los refrigerantes 12 y 152a, en una proporción de 73.8 y 26.2 % en peso respectivamente.

Otra mezcla azeotrópica es el refrigerante 502, que es un

compuesto relativamente nuevo, es una mezcla de los refrigerantes 22 y 114 en una proporción de 48.8 y 51.2 % en peso respectivamente. Generalmente se utiliza en la fabricación de helados congelación de alimentos, congelación durante la elaboración de alimentos, y equipo de almacenar, así como también en unidades transportadoras refrigeradas.

Además de los mencionados hay otros refrigerantes en esta familia, pero que carecen de importancia para este trabajo.

II.2.2. 7.- Aire (Refrigerante 727).- El uso principal del aire como refrigerante está en la unidad de refrigeración de ciclo de aire que trabaja entre las temperaturas de 30°C y -15°C, y cuyo coeficiente de funcionamiento es de 1.67; si se compara con los coeficientes de los otros refrigerantes, se ve que en la refrigeración con aire se requiere más trabajo, el menor peso, compensa con mucho ésta desventaja para su uso en el servicio aéreo.

II.2.2. 8.- Agua (Refrigerante 718).  $H_2O$ .- El uso principal del agua como refrigerante está en las unidades de refrigeración por chorro de vapor. El agua cuesta poco, no es tóxica y tiene un calor latente grande. El caudal en volumen por tonelada es grande, lo cual significa que deben emplearse algunos tipos especiales de compresores, tal como el compresor de chorro de vapor. El agua es también, en combinación con el Bromuro de Litio, el refrigerante de muchos sistemas de refrigeración por absorción.

II.2.2. 9.- Metano (Refrigerante 50).  $CH_4$ .

II.2.2. 10.- Etano (Refrigerante 170).  $CH_3CH_3$ .

II.2.2. 11.- Propano (Refrigerante 290).  $CH_3CH_2CH_3$ .

Algunos Hidrocarburos, se utilizan como refrigerantes, especialmente en las industrias del petróleo y petroquímica, debido a sus características, a su disponibilidad y al bajo costo de los mismos.

Los más utilizados son el Metano, el Etano y el Propano, cuyas características típicas aparecerán en la sección 3 del --

presente capítulo.

II.2.2. 12.- Sustancias Orgánicas no Saturadas.- Dos refrigerantes raramente utilizados, son compuestos orgánicos no saturados a saber:

Etileno (Refrigerante 1150)  $\text{CH}_2\text{CH}_2$  y el  
Propileno (Refrigerante 1270)  $\text{CH}_3\text{CH}=\text{CH}_2$ .

II.2.3.- Refrigerante Óptimo: No existe un refrigerante óptimo, puesto que las diferentes aplicaciones requieren características especiales, unos cuantos refrigerantes gozan de más popularidad que otros. Algunos que eran populares en el pasado, -- tal como el anhídrido sulfuroso y el cloruro de metilo, han sido sustituidos por otros más convenientes.

II.2.4.- Refrigerantes Secundarios.- Entre los refrigerantes secundarios, se incluyen a las Salmueras y a los anticongelantes. Dos de las salmueras más populares son las soluciones acuosas de cloruro cálcico y de cloruro sódico. Entre los anticongelantes usados comúnmente están los Glicoles Etilénicos, Dietilénicos y Propilénicos.

El Etilen Glicol se usa en los radiadores de los automóviles como enfriador anticongelante. Por simplicidad llamaremos -- aquí salmueras, tanto a las salmueras propiamente dichas como a los anticongelantes.

Las Salmueras se enfrían en el evaporador de un sistema de refrigeración y se trasladan después por tuberías al lugar donde se requiere hacer la refrigeración. El uso de las salmueras -- puede ser aconsejable para mantener los serpentines y tuberías -- que contienen un refrigerante tóxico lejos de los espacios ocupados por personas o alimentos que puedan contaminarse. En un sistema que use un refrigerante no tóxico, un refrigerante secundario eliminará las grandes conducciones de refrigerante, con posibilidades de fugas y la consecuencia adversa de la caída de presión.

Se estudiará a continuación el Diagrama de Fases de una -- salmuera, seguido por el examen de otras propiedades y del efecto de éstas sobre la transmisión de calor y la caída de presión. Un diagrama típico de una solución salina o salmuera, está representado en la figura II.3 en la cual se ven las curvas de los -- puntos de congelación y se deduce que la solución de los dos componentes tiene un punto de congelación más bajo que el de cada uno de ellos.

La gráfica muestra las posibles fases y mezclas que pueden existir a las diversas concentraciones y temperaturas. Supongamos que la sustancia es una solución de sal y agua. Si la salmuera a la temperatura A tiene la concentración M, ¿Cuál será el comportamiento de la solución salina cuando se utiliza progresivamente?

La solución continúa en estado líquido hasta que la temperatura descienda a B. Si se continúa el enfriamiento hasta C, resulta una mezcla de hielo y salmuera; la salmuera en C tiene mayor concentración de sal al haberse transformado parte de su agua en hielo, el tanto por ciento de hielo existente en la mezcla en C, está dado por la ecuación:

$$\% \text{ de Hielo} = \frac{x_2}{x_1 + x_2} (100)$$

Y consecuentemente el tanto por ciento del líquido será:

$$\% \text{ de Líquido} = \frac{x_1}{x_1 + x_2} (100)$$

Enfriando la solución por debajo del punto D se solidifica toda la mezcla. El punto E, se llama Punto Eutéctico y representa la concentración a la cual puede alcanzarse la más baja temperatura sin solidificación.

El aumentar la concentración de la solución más allá de la

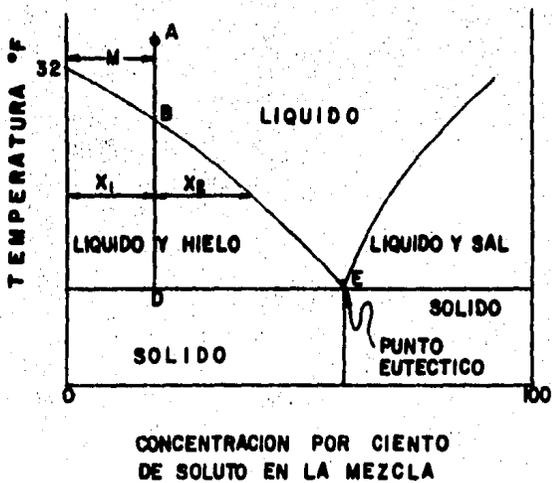


FIG. Nº II.3 DIAGRAMA DE FASES DE UNA SALMUERA

concentración eutéctica no tiene interés, por que las temperaturas de congelación aumentan.

Las propiedades de los refrigerantes secundarios que son de especial interés en ingeniería, son el punto de congelación, el peso específico, la conductividad térmica, la viscosidad, y el calor específico.

Las propiedades de las salmueras más comunmente usadas se aprecian en la Tabla II.5 del presente capítulo.

II.2.4.1.- Caída de Presión y Transmisión de Calor.- En el proyecto de un sistema de refrigeración puede ser necesario convertir los datos dados por el fabricante para el agua en datos para una solución. Para los cálculos de la caída de presión se tiene la siguiente relación:

$$\frac{\Delta p \text{ salmuera}}{\Delta p \text{ agua}} = \frac{f_b \frac{L_b}{D_b} \frac{V_b^2}{2gc} \rho_b}{f_w \frac{L_w}{D_w} \frac{V_w^2}{2gc} \rho_w}$$

Donde los subíndices "b" se refieren a la solución y los subíndices "w" se refieren al agua; V es la velocidad y  $\rho$  es la densidad. Para un intercambiador de calor, dada la longitud L, el diámetro D y la constante de la gravedad gc, desaparecen.

Usando la ecuación de Stoever para el coeficiente de rozamiento f, vale:

$$f = \frac{0.261}{(Re)^{0.228}}$$

Donde Re, es el número de Reynolds. Si las propiedades y velocidades del agua y de la salmuera son conocidas, la caída de presión para la salmuera puede deducirse de la caída de presión cuando se usa agua.

La tarea de conversión de los datos de transmisión del calor es más difícil. El valor del coeficiente total U de un inter

cambiador de calor depende de los coeficientes de transmisión de calor de la solución salina y del otro fluido que circula por el intercambiador. Si bien la Ecuación de Nusselt:

$$h = 0.023 \frac{k}{D} \left( \frac{VD\rho}{\mu} \right)^{0.8} \left( \frac{c_p \mu}{k} \right)^{0.4}$$

Puede dar un valor de precisión razonable para el Coeficiente de transmisión del calor de la solución en el interior de los tubos, las otras resistencias a la transmisión del calor, deben también determinarse.

En los cálculos de transmisión del calor, la resistencia de la película de la salmuera, es una de la serie de resistencias, por lo que no puede hacerse una conversión del funcionamiento con agua al funcionamiento con salmuera, por una simple relación.

Tanto para las soluciones de Etilen Glicol como para las de Cloruro de Calcio, la adición de más soluto tiene un efecto adverso sobre la caída de presión y la transmisión de calor.

Las salmueras de alta concentración tienen una gran viscosidad, pequeña conductividad térmica y pequeño calor específico. -- Por lo tanto, una buena regla práctica es concentrar la salmuera solo lo necesario para evitar su congelación.

### II.3.- Tablas De Los Refrigerantes:

Esta sección está dedicada a la comparación técnica de los refrigerantes de uso más común, por medio de las tablas que se incluyen, relacionando las características más importantes de ellos. Se enlistan a continuación las Tablas que aparecen en este capítulo:

- Tabla 1. Sistema de numeración de la ASHRAE (incluida en la sección II.2.1).
- Tabla 2 Refrigerantes Polihaloalcanos (Incluida en la sección II.2.2.6).

- Tabla 3 Propiedades de los Refrigerantes.
- Tabla 4 Comparación de la presión y temperatura en el evaporador para refrigerantes comunes.
- Tabla 5 Propiedades de las salmueras.

TABLA No. II.3 PROPIEDADES DE LOS REFRIGERANTES

REFRIGERANTE	NOMBRE	FORMULA QUIMICA	NOMBRE COMERCIAL	PESO MOLECULAR	OLOR	TOXIBILIDAD.	FLAMABILIDAD	PRESION (PSIA) A 5°F	PRESION (PSIA) A 86°F	CALOR LATENTE A 5°F	CALOR ESPECIFICO DEL LIQUIDO A 5°F	TEMPERATURA CRITICA °F	PRESION CRITICA PSIA	VOLUMEN ESPECIFICO DEL GAS A 5°F	DENSIDAD DEL LIQUIDO A 5°F	RELACION CP/CV	CALOR ESPECIFICO DEL VAPOR 86°F	PUNTO DE EBULLICION °F (4.78)	PUNTO DE CONGELACION °F (-78)
R-764	DIOXIDO DE AZUFRE	SO <sub>2</sub>	---	64.06	PICANTE	ALTA	NO	11.81	66.45	172.3	0.34	314.8	1141.5	6.421	92	1.256	0.34	14	-98.9
R-40	CLORURO DE METILO	CH <sub>3</sub> Cl	---	50.489	DULCE	MEDIANA	LIGERA	20.89	95.53	180.6	0.45	289.6	969.2	4.530	61	1.20	0.4	-10.8	
R-717	AMONACO	NH <sub>3</sub>	---	17.031	PICANTE	ALTA	LIGERA	34.27	169.2	565	1.10	271.4	1651	8.150	41.11	1.247	1.10	-28	-107.9
R-160	CLORURO DE ETILO	C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> Cl	ALCOZOL	64.51	ETEREO	MEDIANA	SI	4.65	27.10	177	0.47	369	764	17.55	59.00	1.12	0.42	54	
R-12	DICLORO DIFLUOROMETANO	CCl <sub>2</sub> F <sub>2</sub>	FRON 12	120.9	DULCE	BAJA	NO	26.61	107.9	68.2	0.215	232.6	582	1.485	90	-----	0.243	-21.6	-252
R-13	TRICLORO-TRIFLUOROMETANO	CCl <sub>3</sub> F <sub>3</sub>	FRON 13	104.46	DULCE	BAJA	NO	-----	-----	63.85	0.247	84	561	0.431	77	1.172	-----	-114.6	
R-744	BIOXIDO DE CARBONO	CO <sub>2</sub>	---	44.005	NO	BAJA	NO	334.4	1039.0	116	0.5	87.8	1066.2	0.2673	61.22	-----	1.95	-109	
R-611	FORMIADO DE METILO	HCOCF <sub>3</sub>	---	60.04	LIGERO	---	LIGERA	1.96	13.69	236	0.515	417	870	46.7	-----	0.515			
R-30	CLORURO DE METILENO	CH <sub>2</sub> Cl <sub>2</sub>	CARRENE	84.9	DULCE	---	SI	1.17	10.6	162.1	0.34	421	670	50.58	-----	0.34	105.2		
R-21	DICLORONONOFUOROMETANO	CHCl <sub>2</sub> F	THERMON	102.92	DULCE	BAJA	NO	5.5	30.5	105.5	0.26	353.3	750	8.83	90.1	-----	0.26	48.1	
R-22	MONOCLORURO DIFLUOROMETANO	CHClF <sub>2</sub>	FRON-22	86.48	DULCE	BAJA	NO	43.02	174.5	93.43	11.97	204.8	716	1.216	83.34	-----	0.34	-41.4	
R-11	TRICLORONONOFUOROMETANO	CCl <sub>3</sub> F	CARRENE 2	137.39	DULCE	BAJA	NO	29.31	18.28	84.0	0.197	386.4	625	12.3	97.8	-----	0.20	74.8	
R-114	DICLOROTETRAFLUORO ETANO	CCl <sub>2</sub> F <sub>2</sub>	FRON 114	170.93	DULCE	BAJA	NO	-----	-----	58.9	0.238	294	474	0.488	78.1	1.088	0.160	38.4	
R-113	TRICLORO TRIFLUORO ETANO	C <sub>2</sub> Cl <sub>3</sub> F <sub>3</sub>	FRON 113	187.4	DULCE	BAJA	NO	-----	-----	7.86	0.199	417.4	495	27.04	103	-----	0.26	117.6	
R-500	73.840F.12 + 26.24F-152a	CCl <sub>2</sub> F <sub>2</sub>	FRON 500	-99.29	DULCE	BAJA	NO	31.07	128.14	85.03	11.83	221.1	631	1.5227	80.10	4.61	-----		
R-502	48.80F-22/51.24F-114	CHClF <sub>2</sub>	FRON 502	111.64	DULCE	BAJA	NO	50.68	175.1	68.86	0.027	194.1	618.7	0.825	87.24	4.37	0.07		
R-152	DIFLUORO ETANO	CH <sub>2</sub> F <sub>2</sub>	---	66	DULCE	BAJA	NO	---	---	---	---	---	---	---	---	---	0.55	-44.2	
R-290	PROPANO	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	---	44.09	DULCE	BAJA	SI	41.9	155	170.2	0.56	302	661.5	2.48	34.33	-----	0.83	-127.93	
R-171	ETANO	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	---	30.04	DULCE	BAJA	SI	236.0	675	150.5	0.46	90.1	730	0.5333	26.96	-----	0.51	31.3	
R-600	BUTANO	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	---	58.12	DULCE	BAJA	SI	8.2	41.6	170.7	0.51	308	529	9.98	38.41	-----	0.10	-72.0	
R-13B1	MONO BROMO TRIFLUORO METANO	CF <sub>3</sub> Br	KULENE/31	-----	ETEREO	BAJA	NO	77.93	261.8	44.88	0.182	1535	587	0.3854	112	-----	-----	-37.7	
R-115	MONO CLORO PENTA FLUOROTETANO	CF <sub>3</sub> CF <sub>2</sub> Cl	FRON 115	154.48	DULCE	BAJA	NO	38	148.9	-----	-----	175.9	-----	0.82	-----	3.76	-----		
R-312	AGUA	H <sub>2</sub> O	---	18.016	NO	NO	NO	---	---	---	---	---	---	---	---	1.033	---	212	32
R-50	METANO	CH <sub>4</sub>	---	16.042	DULCE	BAJA	SI	---	---	---	---	705.4	3206	---	---	---	---	-259	-272.47
R-1150	ETILENO	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	---	28.05	DULCE	BAJA	SI	432	---	---	---	---	---	---	---	---	---	-154.62	-104°C
R-1270	PROPILENO	C <sub>3</sub> H <sub>6</sub>	---	42.08	DULCE	BAJA	SI	52.6	184.2	---	---	74.5	51.4	---	---	---	---	-53.86	
R-727	AIRE	N <sub>2</sub> O <sub>2</sub>	---	28.966	NO	NO	NO	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	-318	-----

**TABLA No. II.4**

**Comparación de Temperatura y Presión en el Evaporador para Refrigerantes Comunes.**

**Presión en PSIA.**

Temperatura °F en el Evaporador	- 160	- 140	- 100	- 80	- 60	- 40	- 30	- 20	- 10	0	5	10	20	30	40
Amoniaco			1.24	2.14	5.55	10.41	13.80	18.30	23.74	30.42	34.27	38.31	48.21	59.74	73.32
Etano *				50	78	113	135.8	160	185	220	235	260	290	338	388
Etileno		22.4				210.4									
Propano				5.65	9.72	15.2	20.3	25.4	31.4	38.2	41.9	46.0	55.5	66.3	78.0
Propileno			3.85	7.21	12.6	20.6	25.8	32.1	39.4	47.9	52.6	57.7	68.9	81.7	96.3
N - Butano									5.67	7.30	8.2	9.2	11.6	14.4	17.7
1- Butano							6.08	7.30	9.28	11.6	13.1	14.6	18.2	22.3	26.9
R-11								1.42	1.92	2.56	2.92	3.34	4.34	5.56	7.03
R-12				2.88	5.36	9.3	11.99	15.26	19.19	23.84	26.48	29.35	35.73	43.14	51.67
R-13	3.10	6.45	22.2	36.9	58.1	87.4	105.6	126A	150.1	176.8		206.8	240.4	277.9	319.6
R-21						1.36	1.89	2.58	3.46	4.58	5.24	5.97	7.69	9.79	12.32
R-22		0.43	2.38	4.78	8.86	15.3	19.7	25.0	31.3	38.8	43.0	47.6	57.98	69.93	83.72
R-113										0.84	0.98	1.14	1.53	2.03	2.65
R-114						1.87	2.56	3.44	4.56	5.96	6.77	7.67	9.75	12.25	15.22
Cloruro de Metilo				1.95	3.79	6.9	9.0	11.7	14.95	18.9	21.15	23.6	29.1	35.7	43.33
Cloruro de Metileno												1.38	1.92	2.56	3.38
Dióxido de Azufre						3.14	4.33	5.88	7.86	10.35	11.81	13.42	17.18	21.70	27.1
Dióxido de Carbono					94.7	145.8	117.9	215.0	257.4	305.7		360.4	421.8	490.6	567.3
* Valores Aproximados															

TABLA No:II.5 PROPIEDADES DE LAS SALMUERAS.

TEMPERATURA °F	SALMUERA	SOLUCION % EN PESO	DENSIDAD lb/ft <sup>3</sup>	CALOR ESPECIFICO BTU/10°f	CONDUCTIVIDAD TERMICA BTU/hr ft <sup>2</sup> f/ft	VISCOSIDAD CENTI-POISE	PUNTO DE CONGELACION °F	PUNTO DE EBULLICION °F	PSM/ton. /10°DE EBULLICION.	h. * COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR	V. ** VELOCIDAD MI-NA DE LASALMUERAS DE SOLUCION.	COSTO - RELATIVO POR GALON - DE SOLUCION.
30	CLORURO DE SODIO	12	68.2	0.36	0.28	2.2	17.5	215	2.55	941	1.61	1
	CLORURO DE CALCIO	12	69.2	0.83	0.32	2.4	19.0	213	2.62	971	1.78	3
	METANOL-AGUA	15	61.5	1.00	0.28	3.2	13.5	187	2.45	781	2.63	13
	ETANOL-AGUA	20	61.0	1.04	0.27	5.5	12.0	189	2.37	621	4.60	20
	ETILEN GLICOL	25	64.7	0.92	0.30	3.7	12.9	217	2.52	775	2.92	42
	PROPILEN GLICOL	30	64.5	0.94	0.26	8.0	13.0	216	2.47	725	6.35	43
14	CLORURO DE SODIO	21	72.8	0.80	0.25	4.2	1.0	216	2.57	293	2.90	1
	CLORURO DE CALCIO	20	74.8	0.72	0.31	4.8	1.0	214	2.77	730	3.28	5
	METANOL-AGUA	22	60.4	0.97	0.26	5.3	4.5	182	2.56	599	4.44	19
	ETANOL-AGUA	25	61.0	1.02	0.25	8.2	4.5	187	2.41	504	6.85	25
	ETILEN GLICOL	35	66.0	0.86	0.28	6.8	0.0	219	2.65	576	5.25	60
	PROPILEN GLICOL	40	65.3	0.89	0.24	20.0	-4.2	218	2.58	103	+	58
-5	CLORURO DE CALCIO	25	78.4	0.67	0.29	10.3	-21.0	215	2.85	513	6.75	6
	METANOL-AGUA	35	60.0	0.89	0.23	9.9	-22.0	176	2.82	98	8.40	30
	ETANOL-AGUA	36	60.6	0.95	0.22	13.5	-16.0	183	2.62	97	+	35
	ETILEN GLICOL	45	67.4	0.79	0.25	17.2	-15.5	223	2.82	103	+	78
		PROPILEN GLICOL	50	66.5	0.83	0.23	80.0	-29.0	222	2.72	98	+
-30	CLORURO DE CALCIO	30	82.1	0.63	0.28	27.8	-47.0	216	2.90	110	+	8
	METANOL-AGUA	45	60.0	0.80	0.22	18.0	-45.0	171	3.13	91	+	39
	ETANOL-AGUA	52	59.5	0.81	0.19	20.2	-50.0	179	3.11	83	+	50
	ETILEN GLICOL	55	69.0	0.73	0.22	75.0	-43.0	227	2.98	93	+	97
		PROPILEN GLICOL	60	67.2	0.77	0.21	700.0	-55.0	227	2.90	91	+

\* ENTRE LA SALMUERA Y LA SUPERFICIE (BTU/hr ft<sup>2</sup>°f.) a 7 ft/seg. PARA UN D.I. 0.554 in EN EL TUBO.

\*\* A RE-3500 PARA UN D. INTERNO DE 0.554 in EN EL TUBO.

+ SUPERIORES A 10 ft/seg.

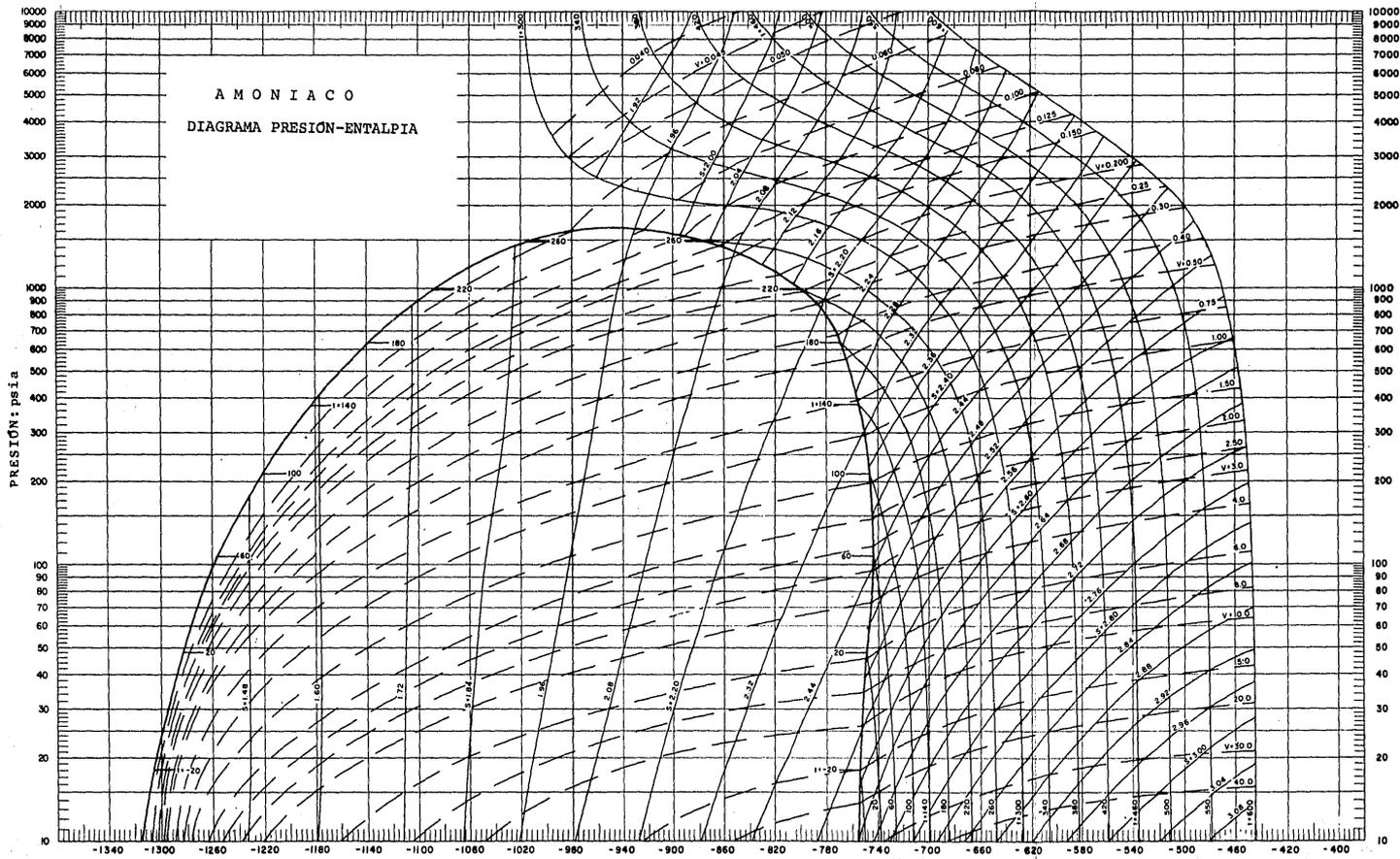
## II. 4.- Diagramas Presión-Entalpía de los Refrigerantes.

En esta sección se incluyen los Diagramas que relacionan la Presión y la Entalpía, denominados Diagramas de Mollier, para los refrigerantes más comunmente utilizados:

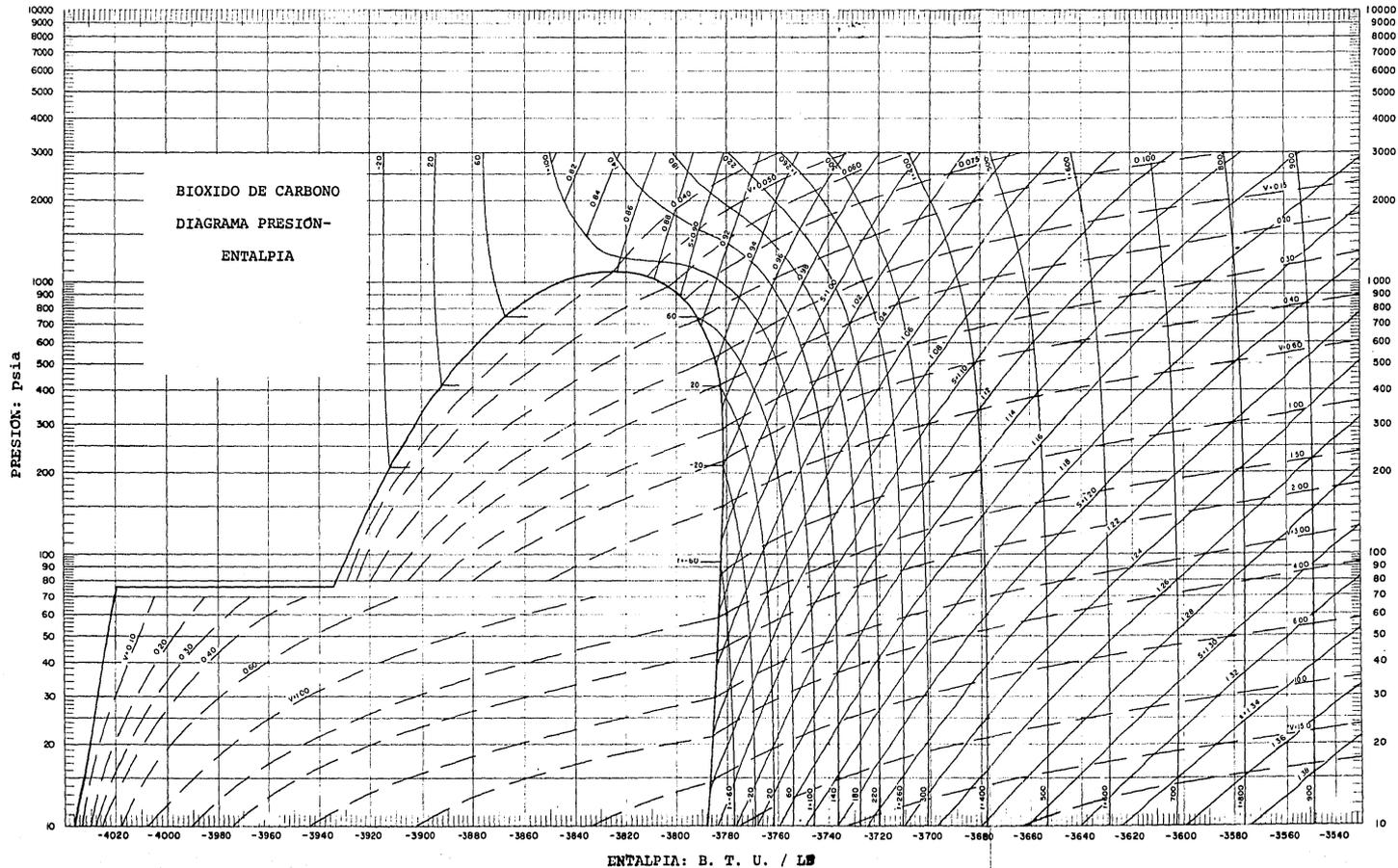
- |                       |   |
|-----------------------|---|
| 1.- Amoníaco          | 10.- Metano                                   |
| 2.- Bixido de Carbono | 11.- Etano                                    |
| 3.- Refrigerante 11   | 12.- Propano                                  |
| 4.- Refrigerante 12   | 13.- Etileno                                  |
| 5.- Refrigerante 22   | 14.- Propileno                                |
| 6.- Refrigerante 113  | 15.- Aire (Diagrama Entropia-<br>Temperatura) |
| 7.- Refrigerante 114  | 16.- Nitrógeno                                |
| 8.- Refrigerante 502  | 17.- Hidrógeno                                |
| 9.- Agua              |   |

Estos diagramas se utilizan en la realización de cálculos en la refrigeración, para el diseño de los equipos.

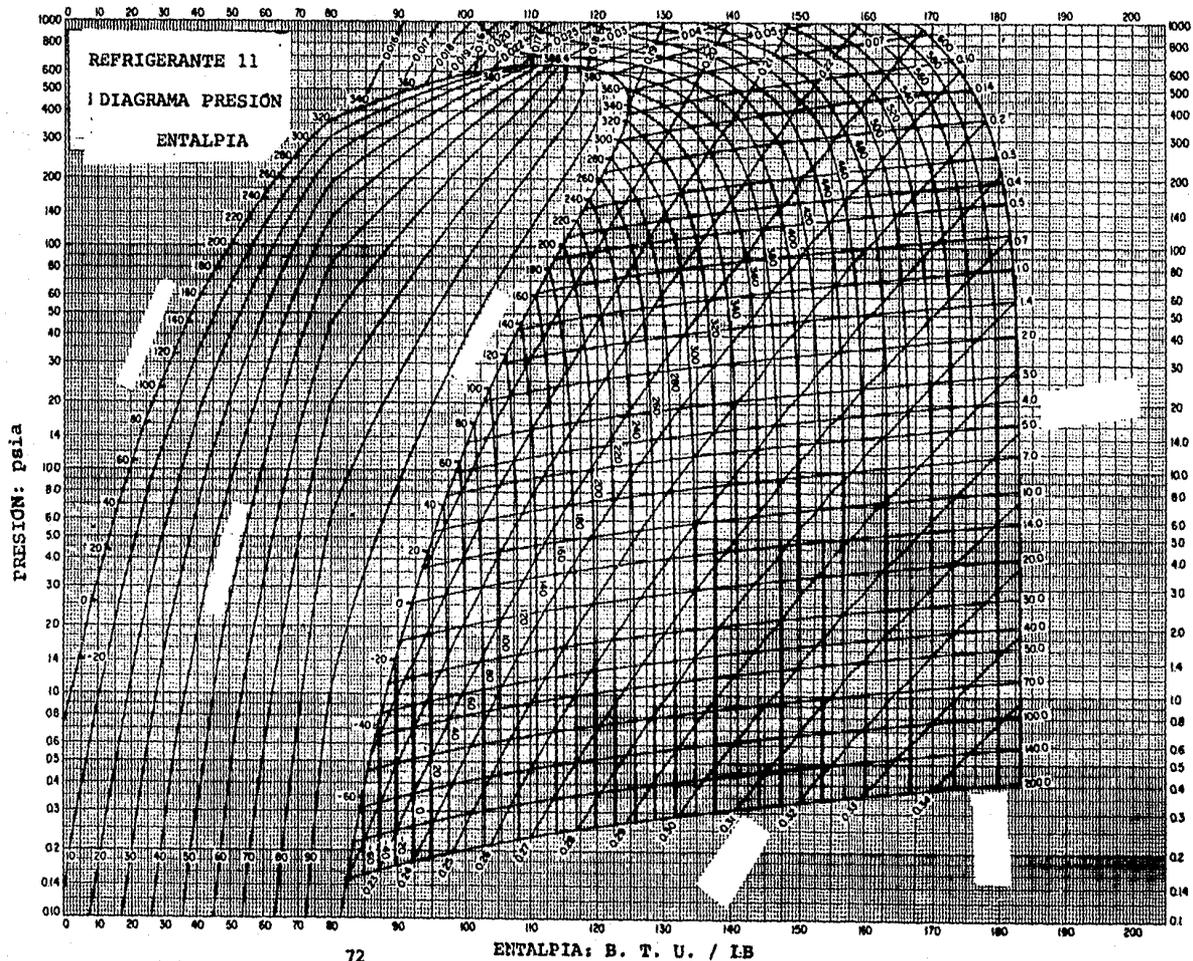
En la sección 7 del Capítulo III se verá un ejemplo del uso de estos diagramas, utilizando el correspondiente al Diclorodifluorometano (Refrigerante 12), para tal fin.



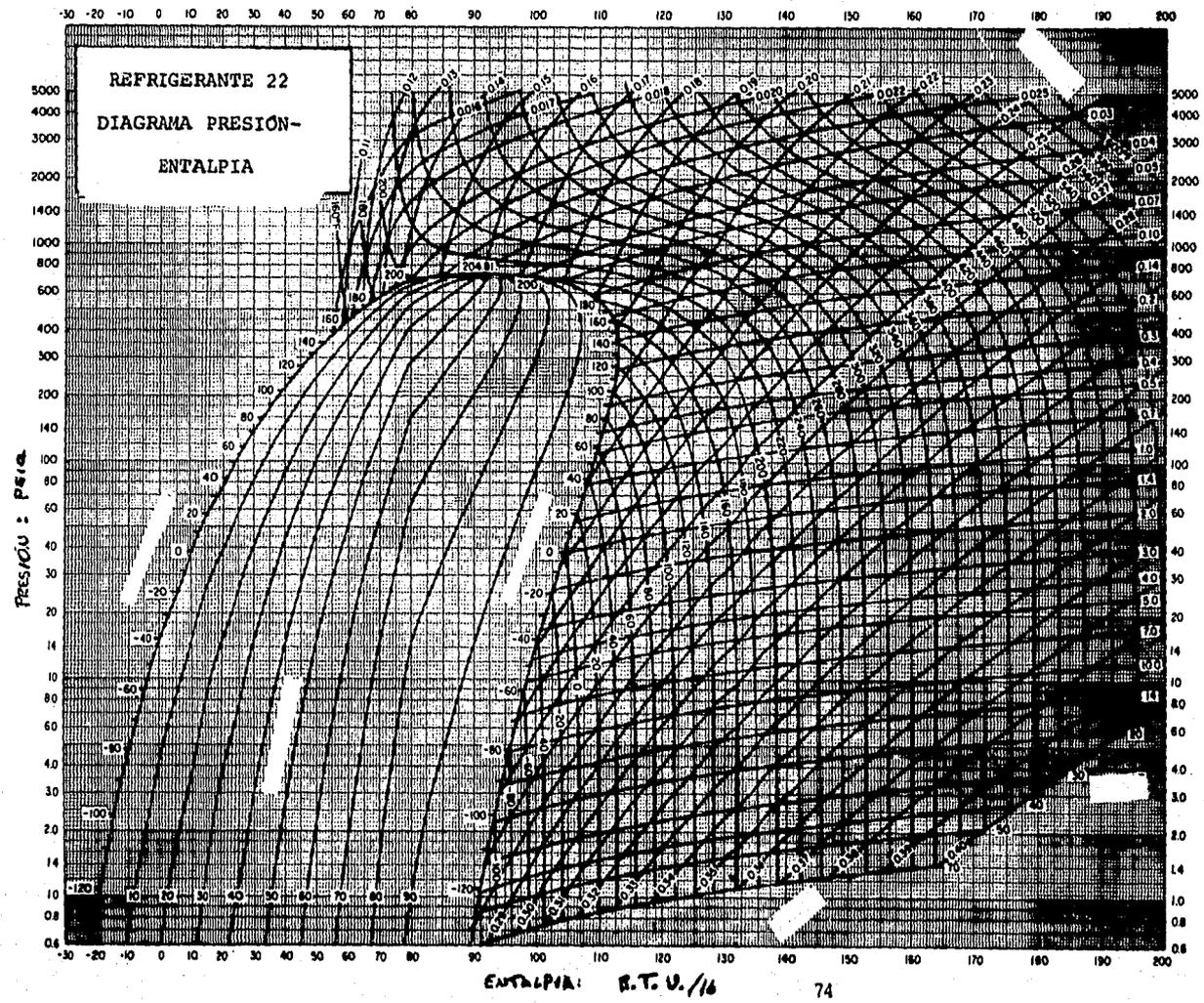
ENTALPIA: B.T.U./LB



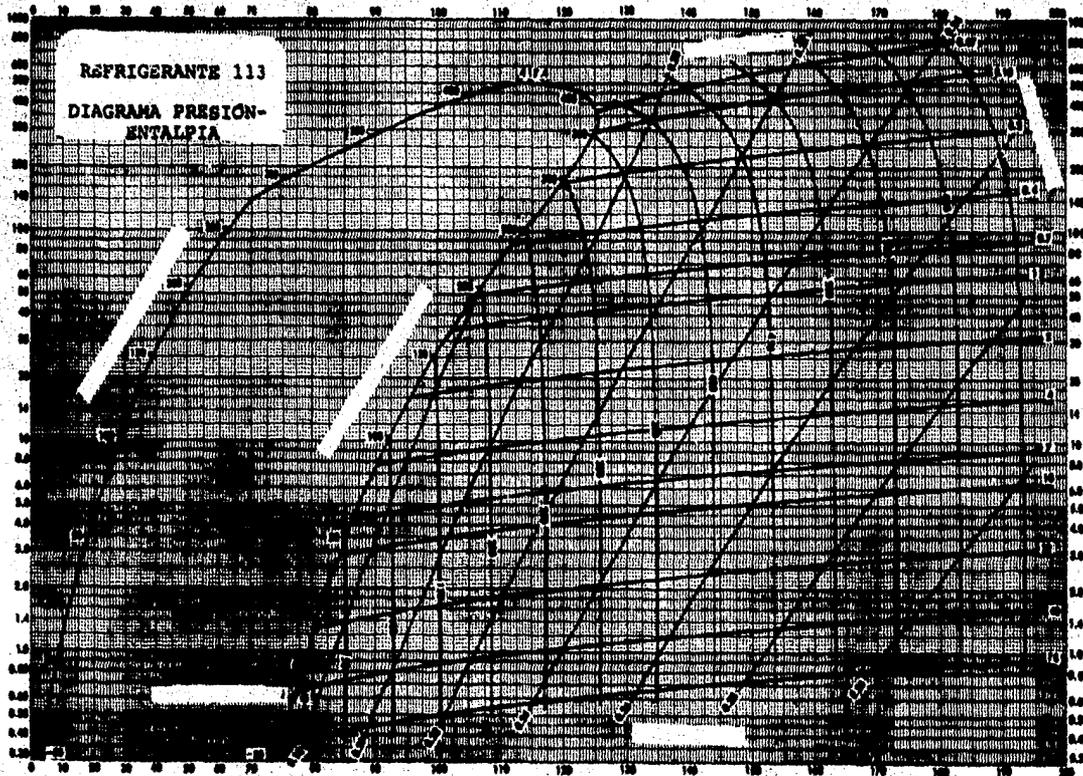
ENTALPIA: B. T. U. / LB

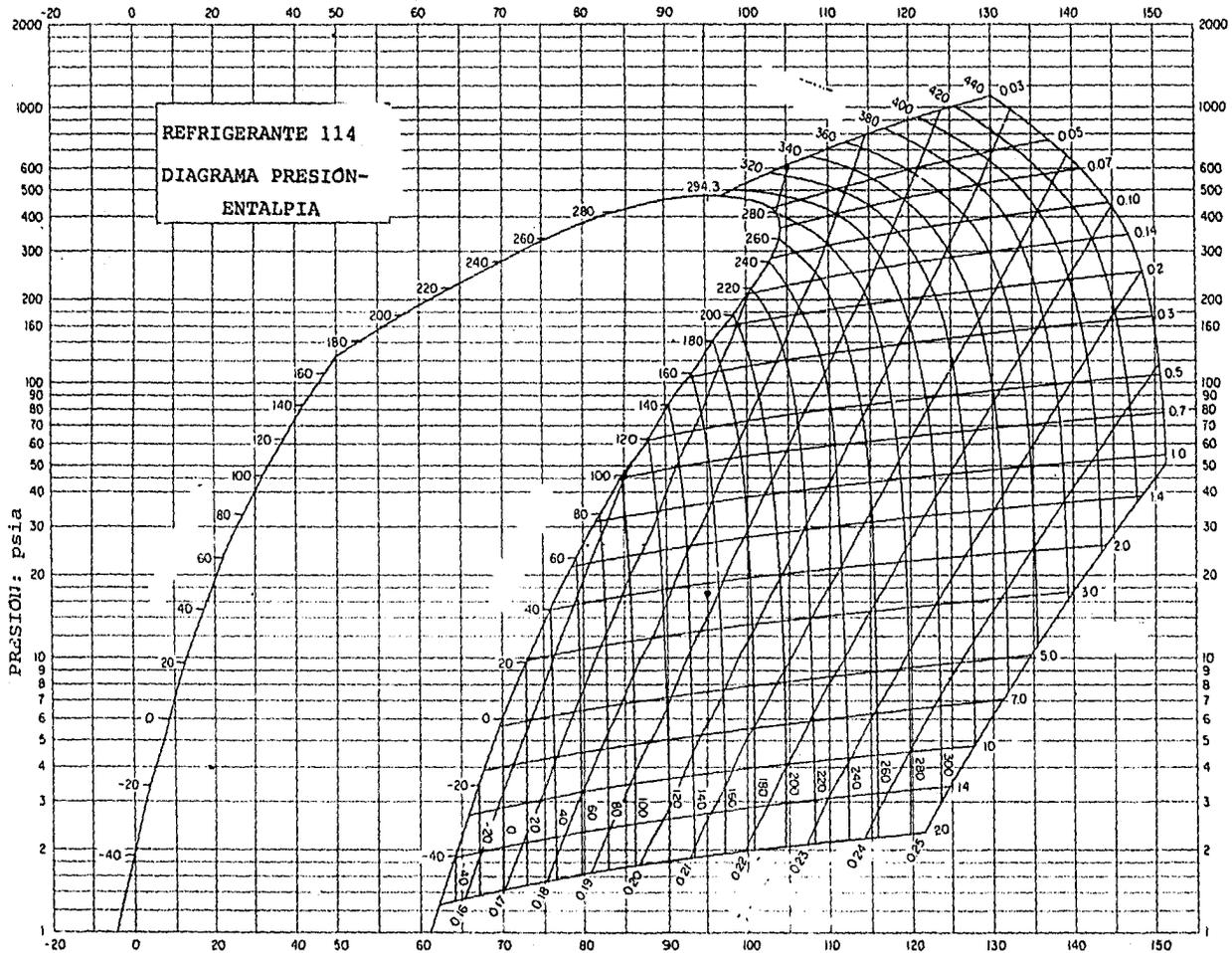


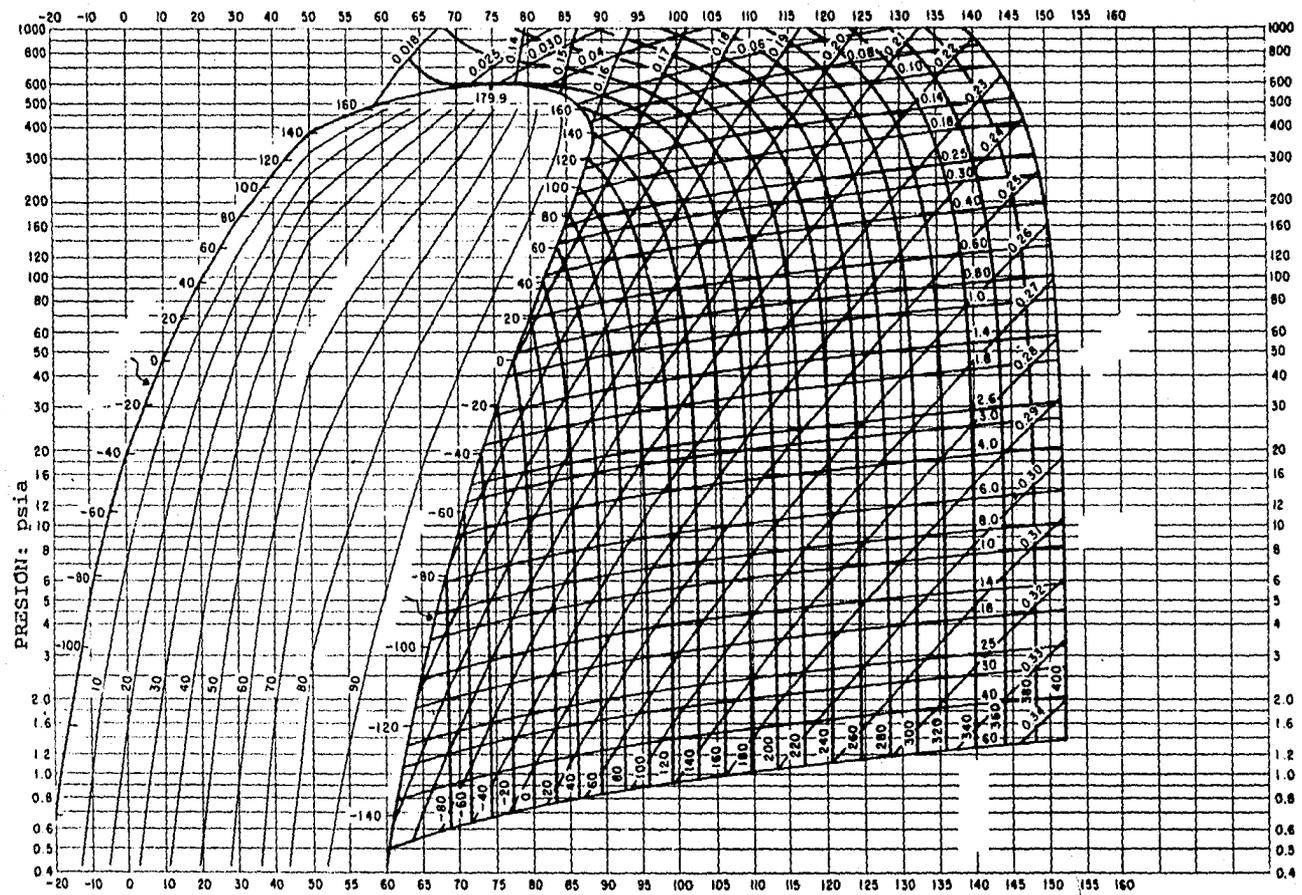




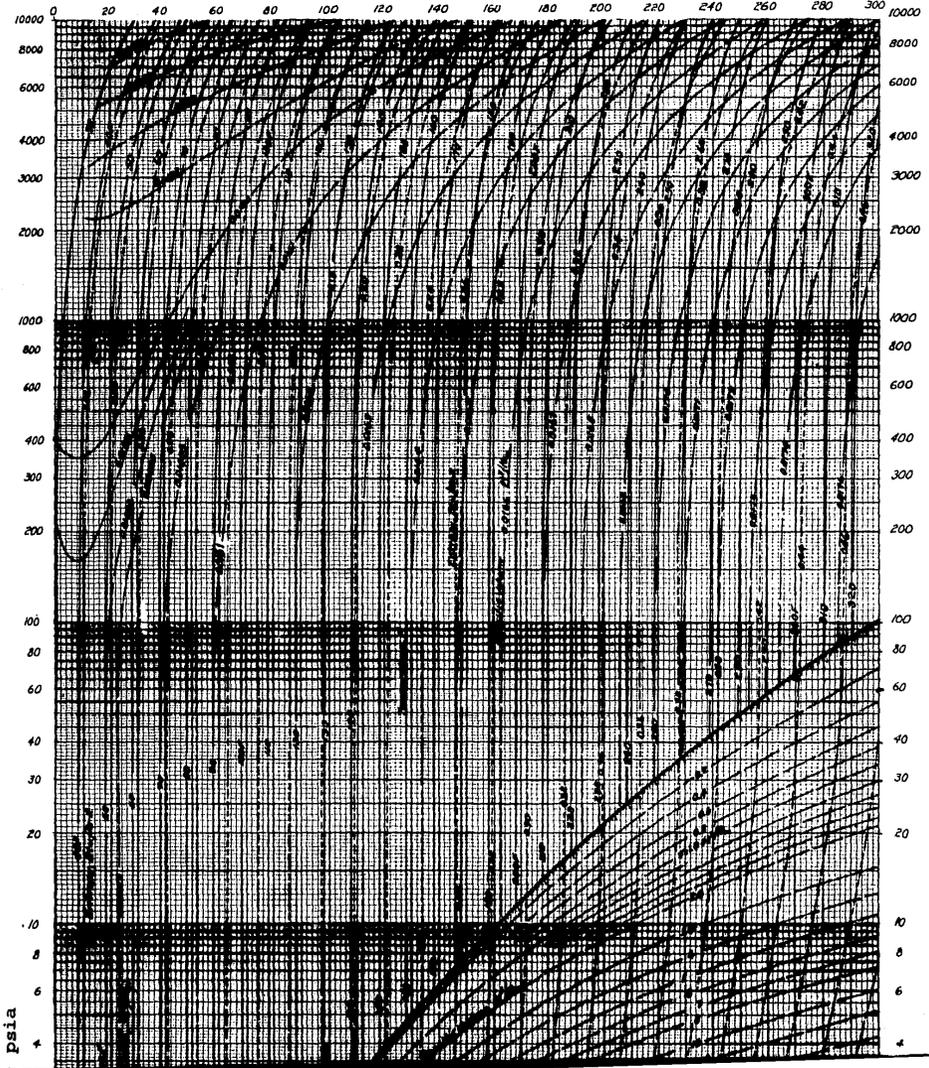
PRESION: psia

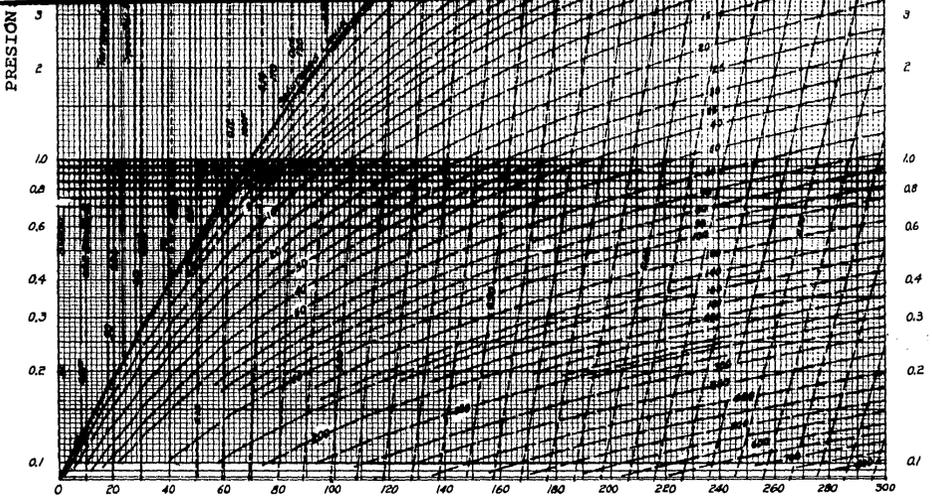






ENTALPIA: B.T.U./lb

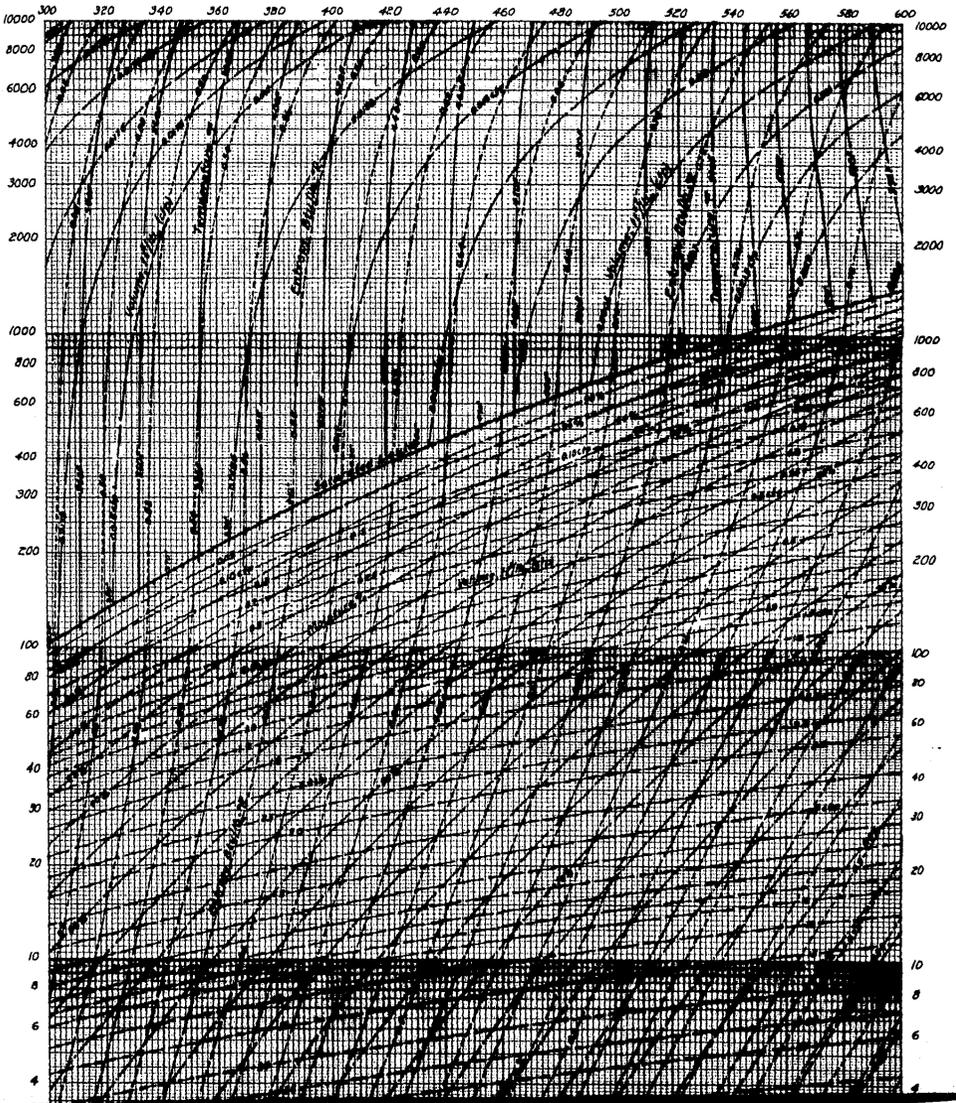


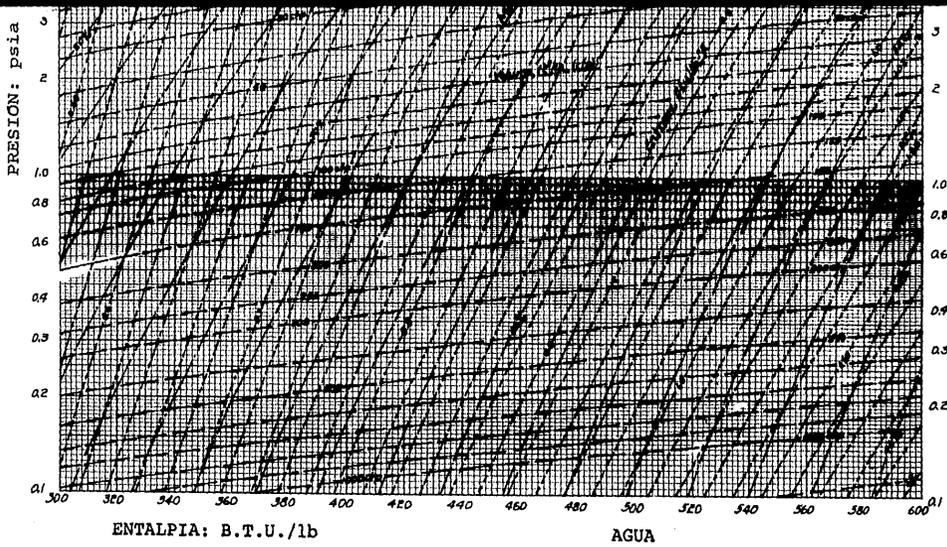


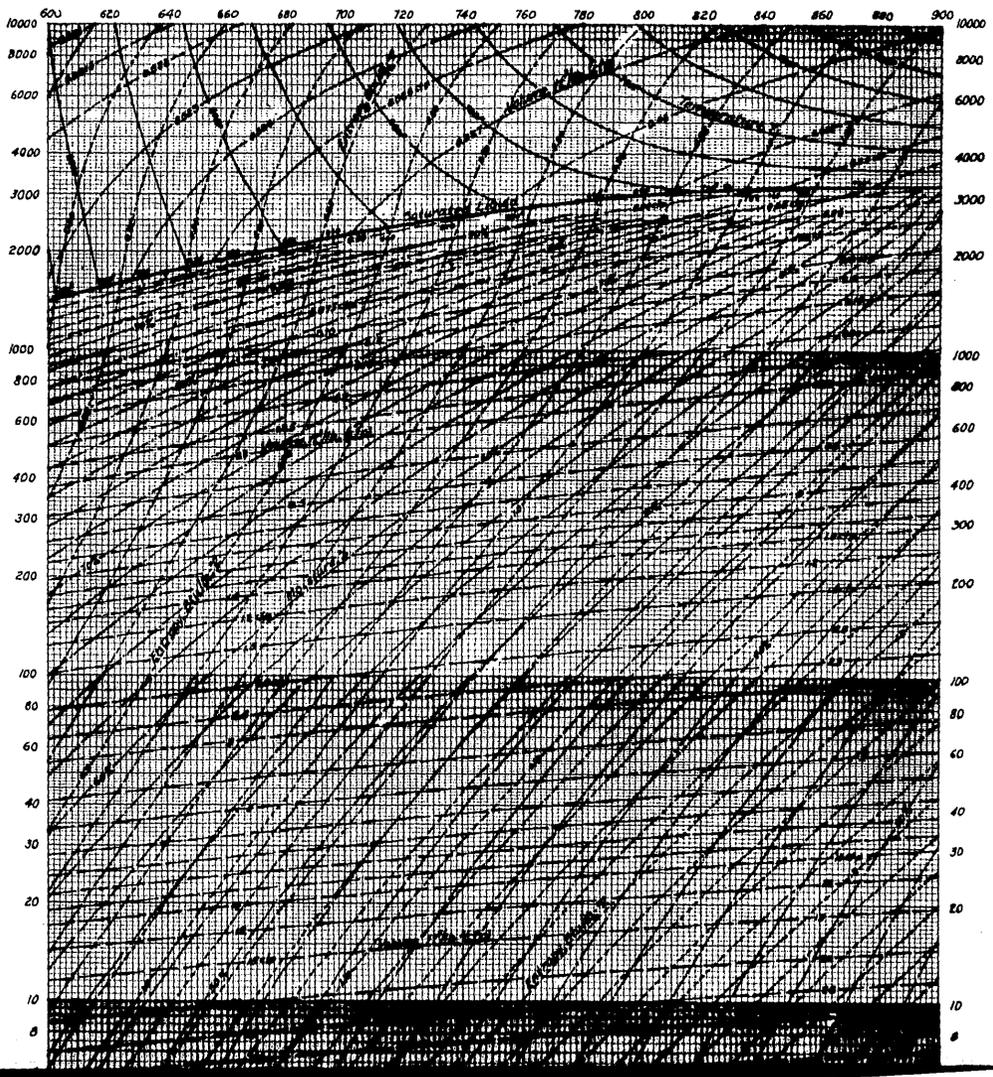
ENTALPIA: B.T.U./lb

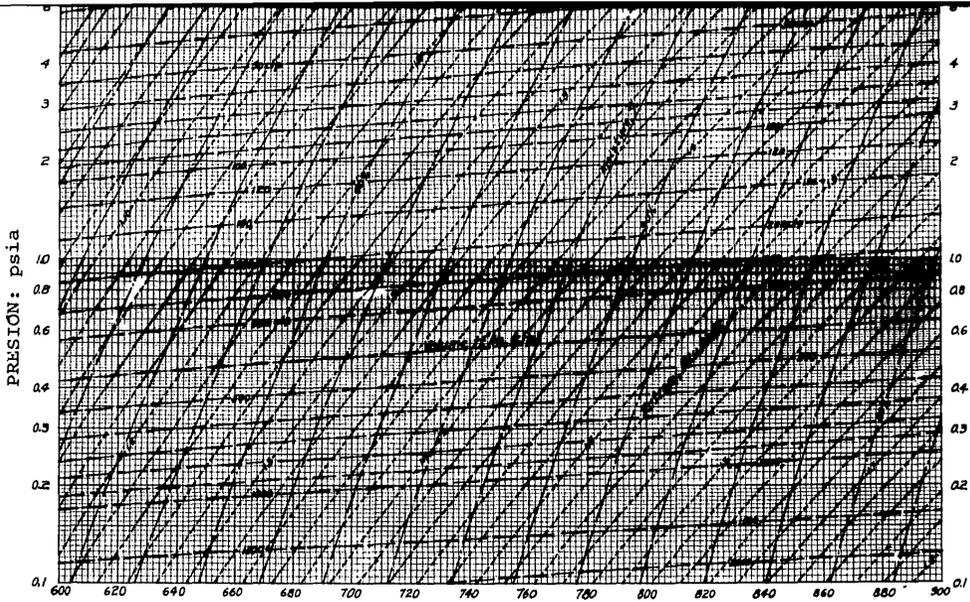
AGUA  
DIAGRAMA PRESION-ENTALPIA

1/6



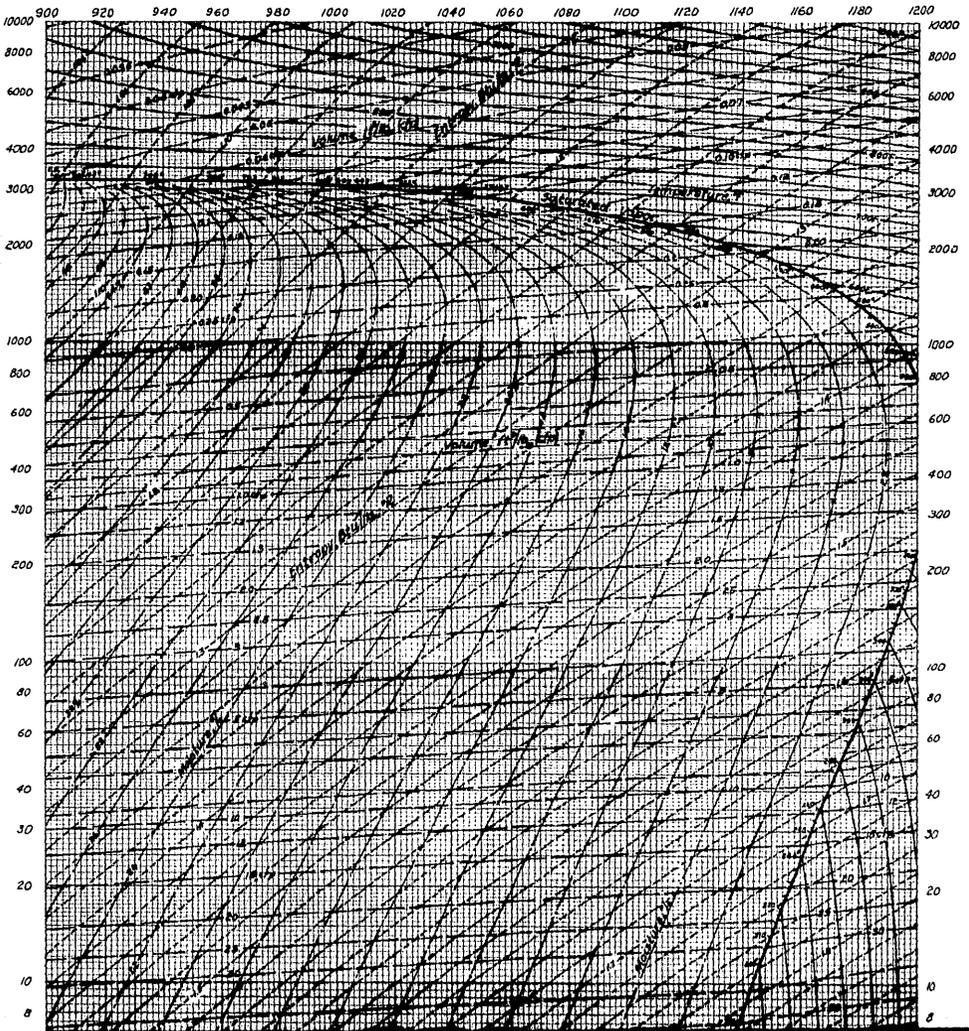


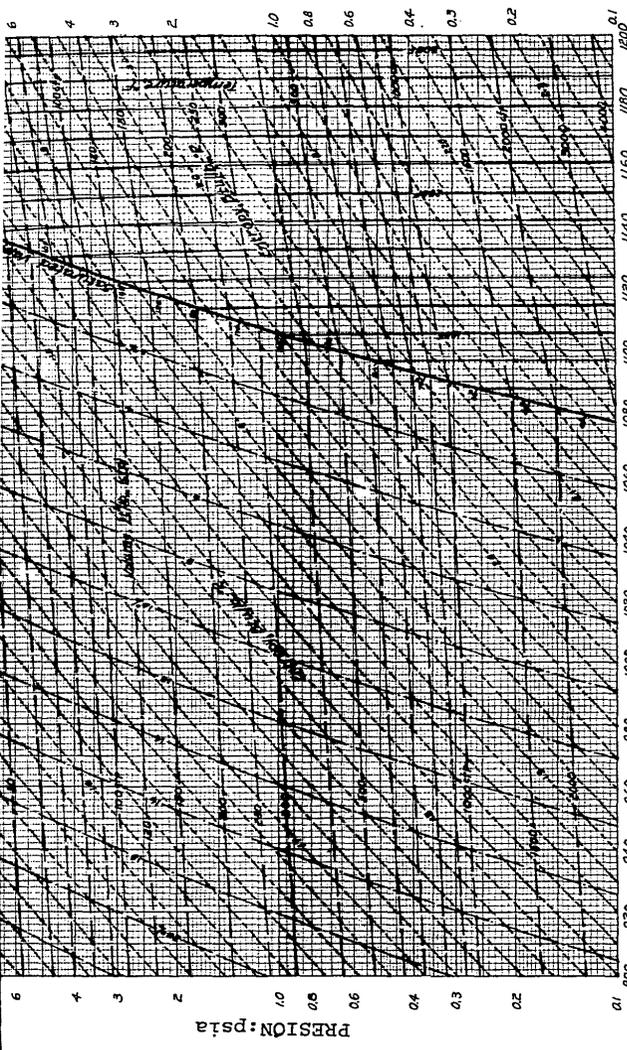




ENTALPIA B.T.U./lb

AGUA

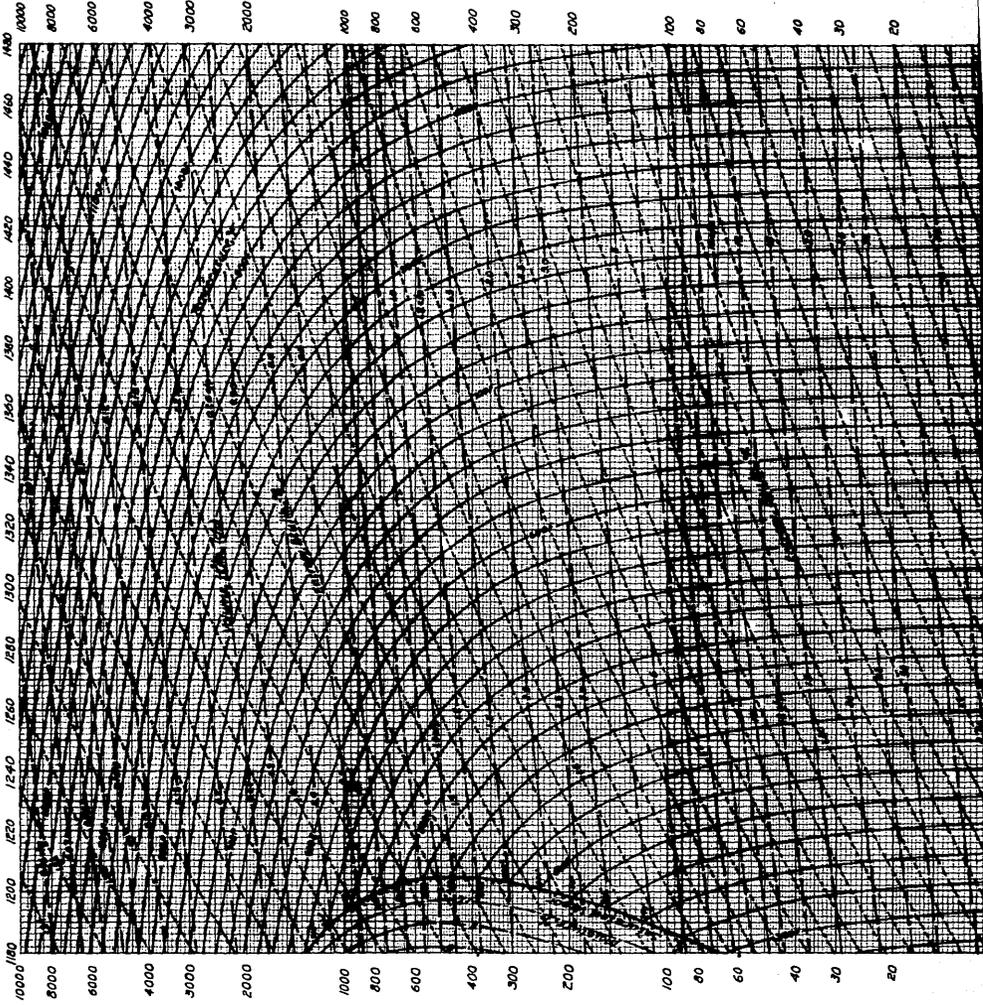


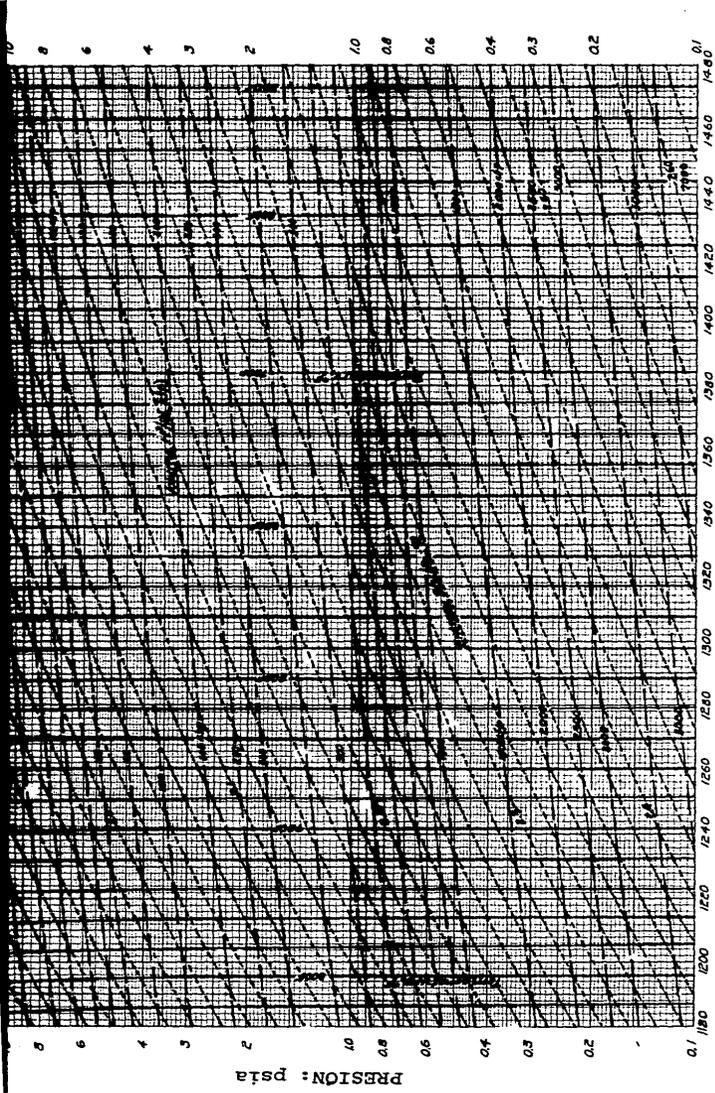


ENTALPIA: B.T.U./lb

AGUA

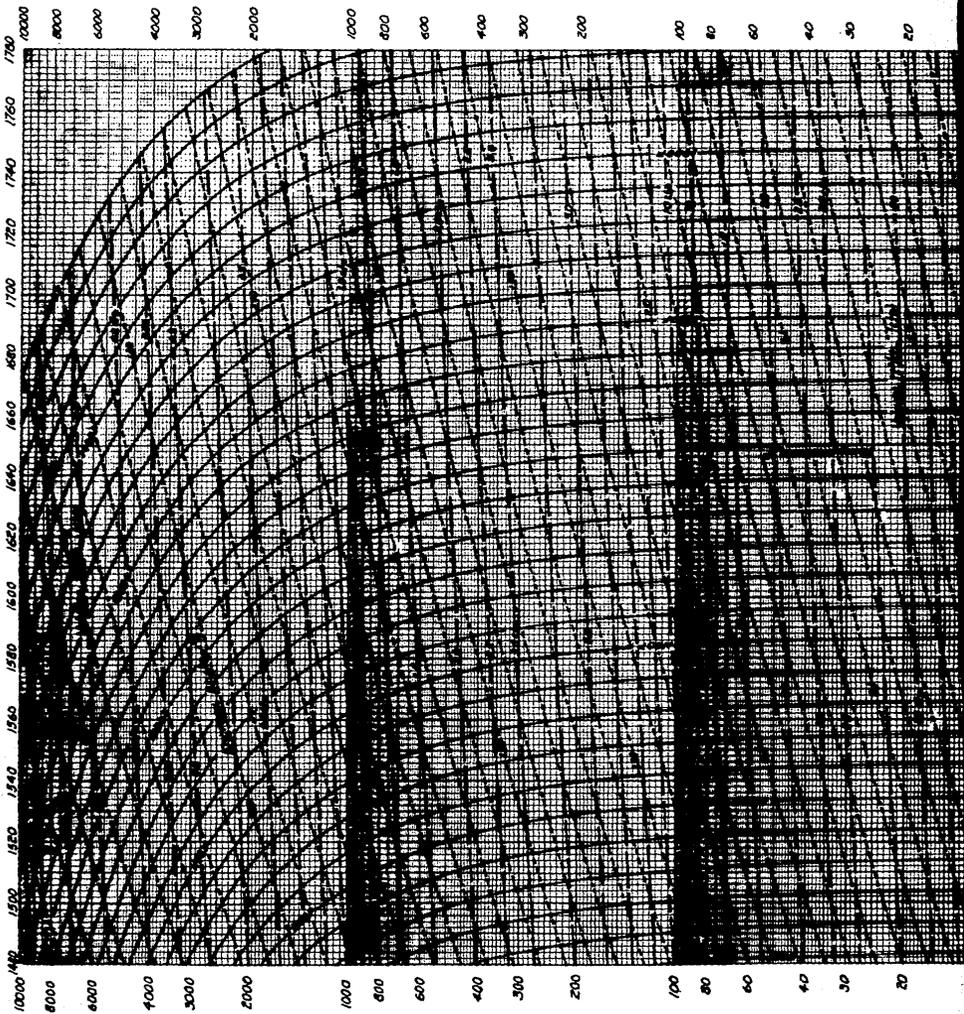
4/6

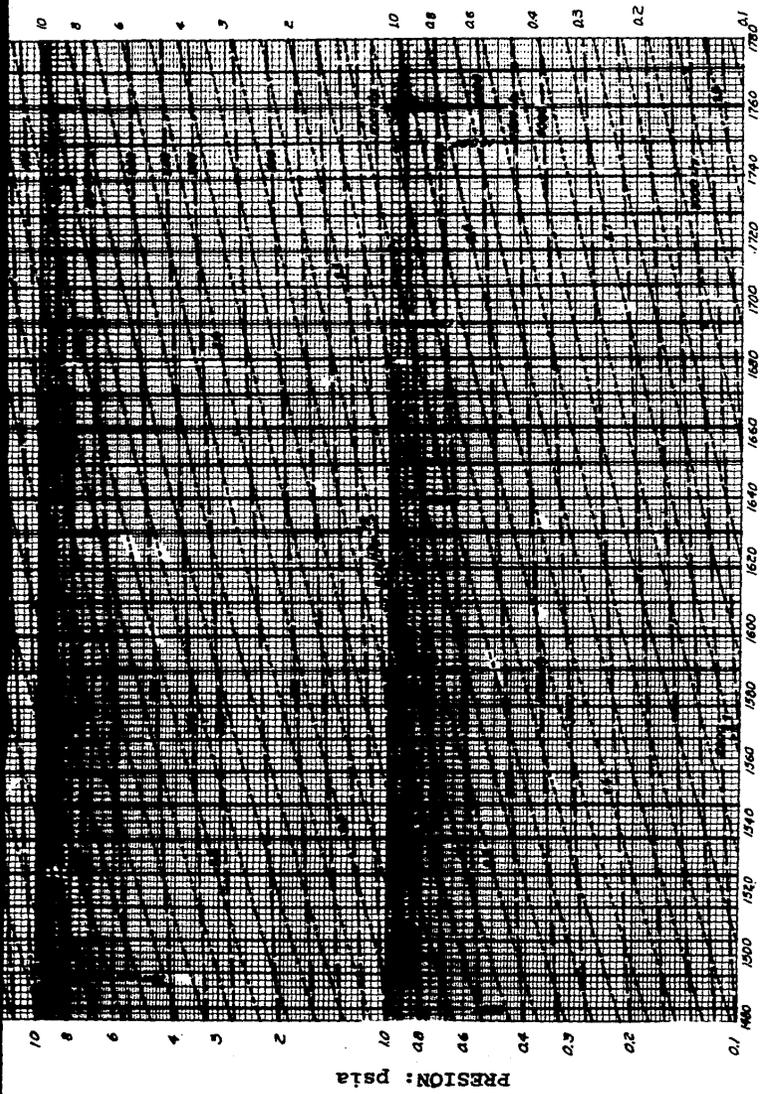




ENTALPIA: B.T.U./lb

AGUA





ENTALPIA: B.T.U./lb

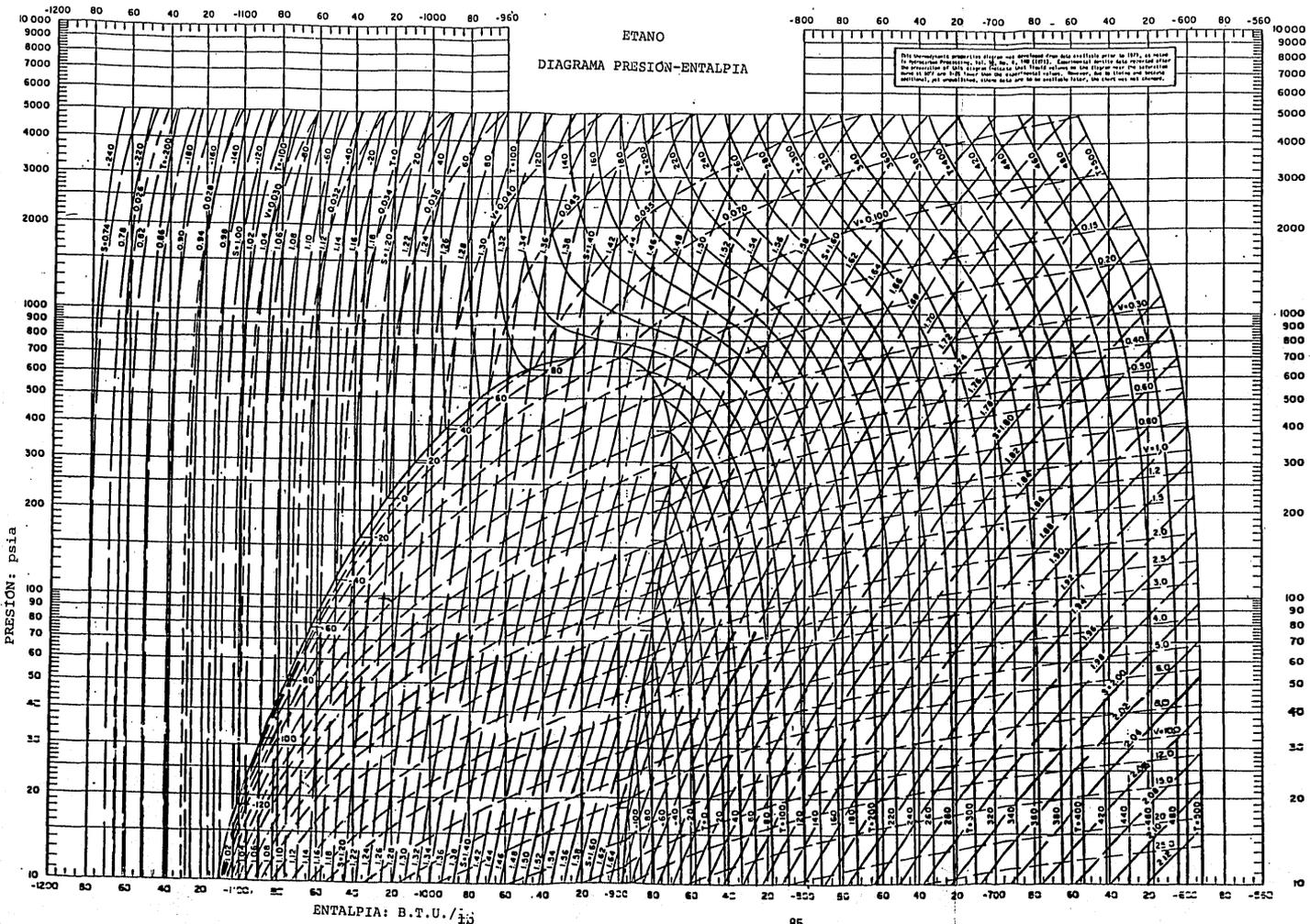
AGUA



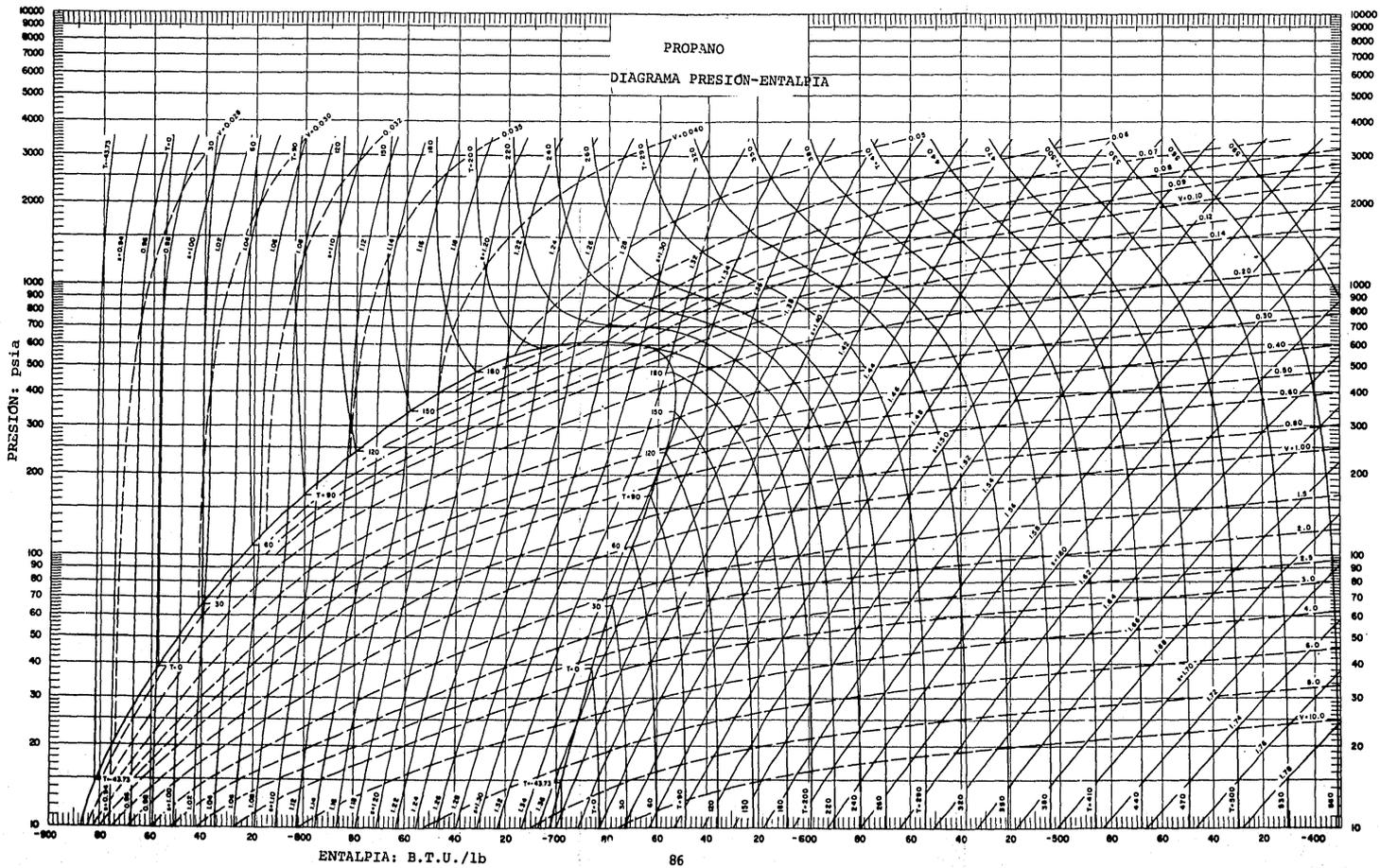
ETANO

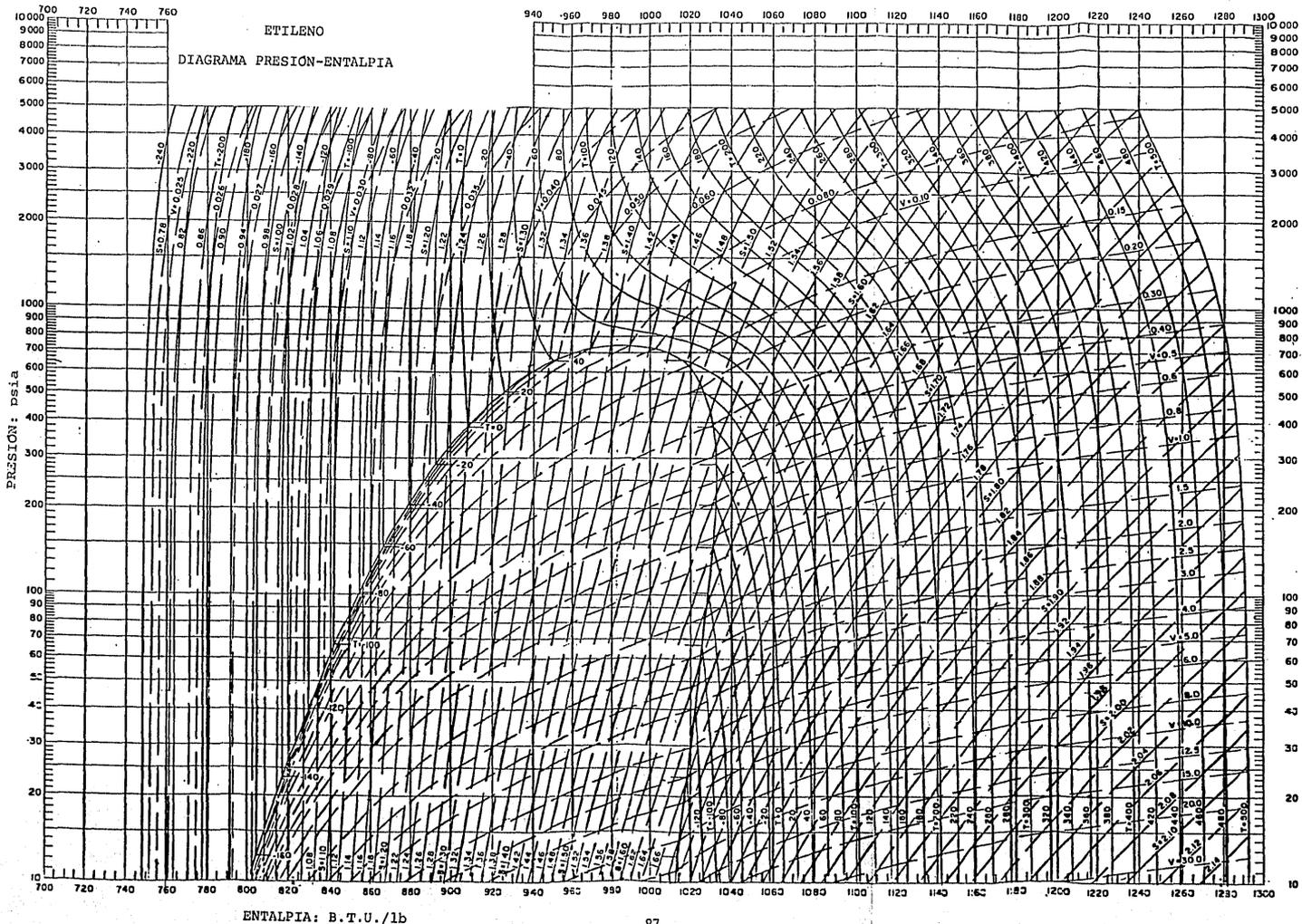
DIAGRAMA PRESIÓN-ENTALPIA

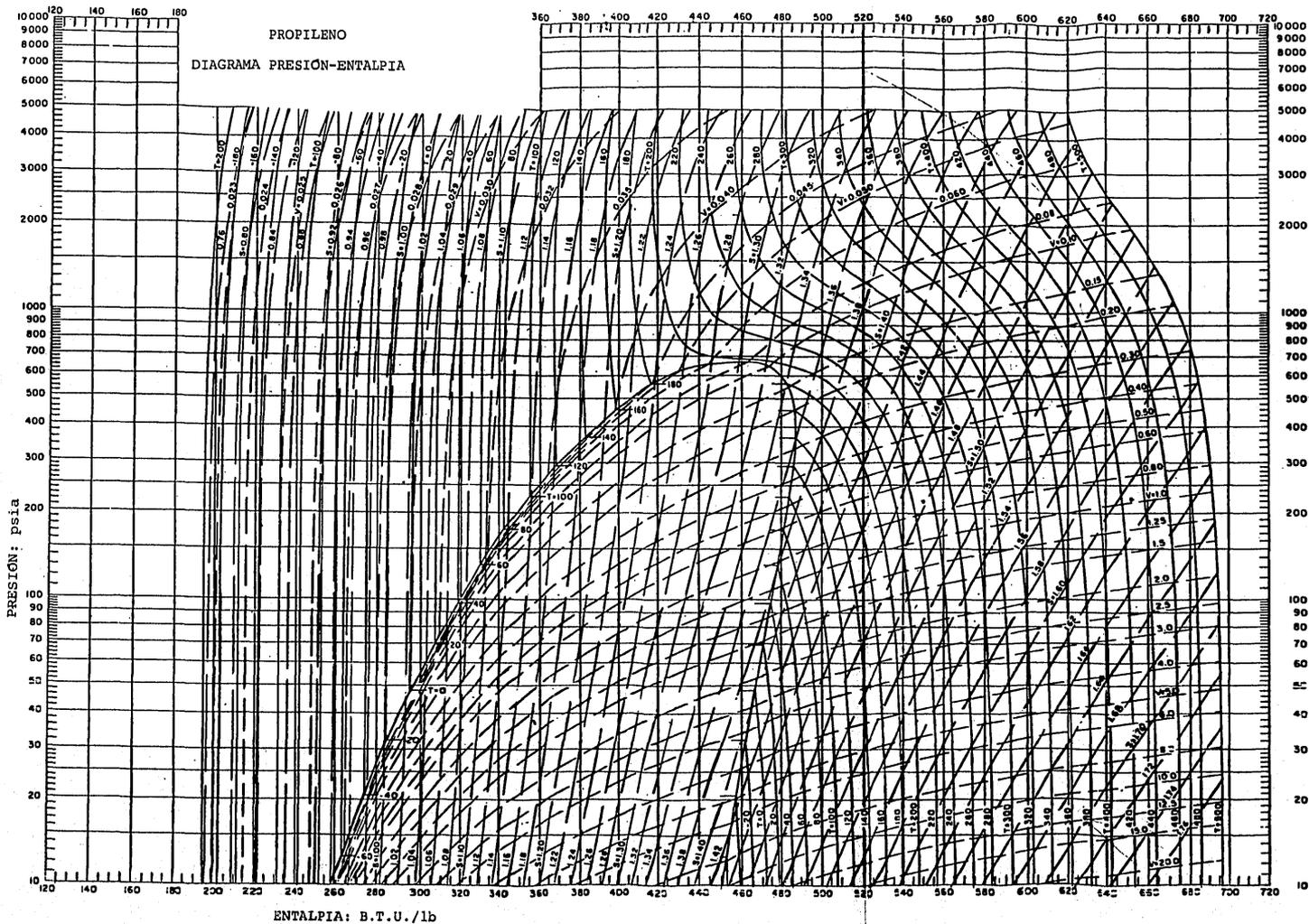
This thermodynamic properties diagram was developed from data available prior to 1972, as noted in the Introduction. Properties for the liquid phase are based on the International Union of Pure and Applied Chemistry (IUPAC) definition of the triple point of water. The properties of the liquid phase are based on the International Union of Pure and Applied Chemistry (IUPAC) definition of the triple point of water. The properties of the liquid phase are based on the International Union of Pure and Applied Chemistry (IUPAC) definition of the triple point of water.



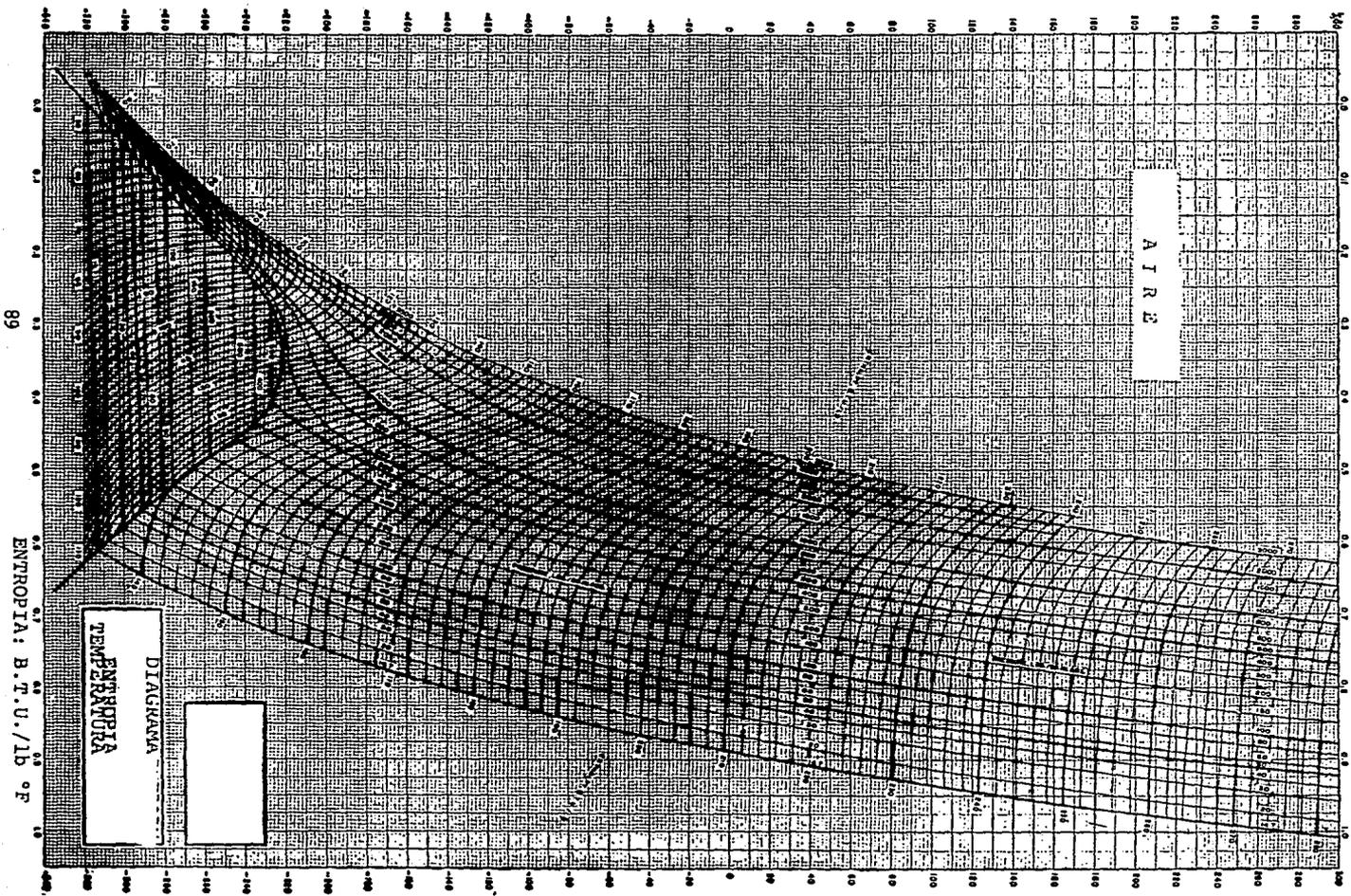
ENTALPIA: B.T.U./lb







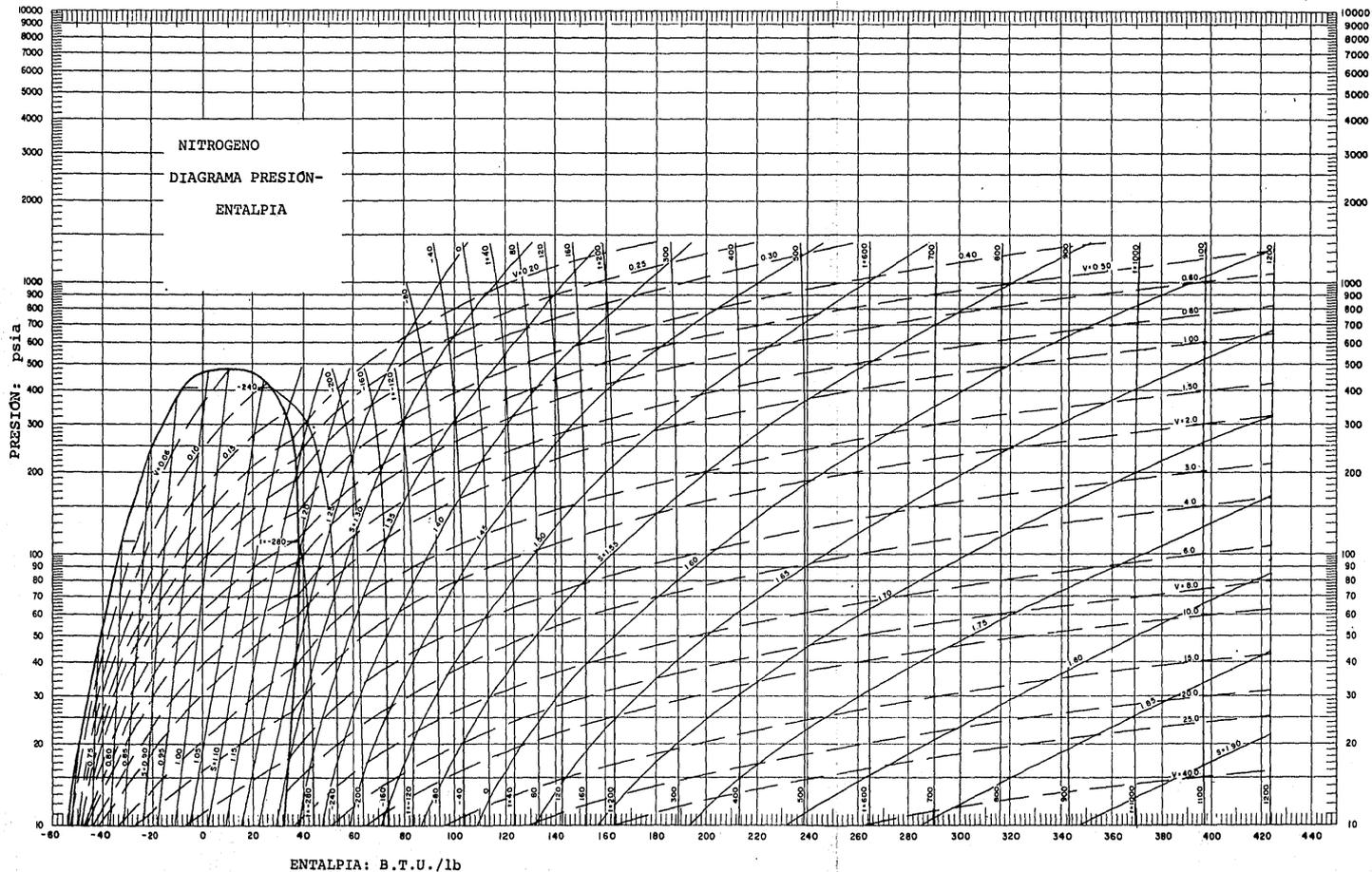
TEMPERATURA °F

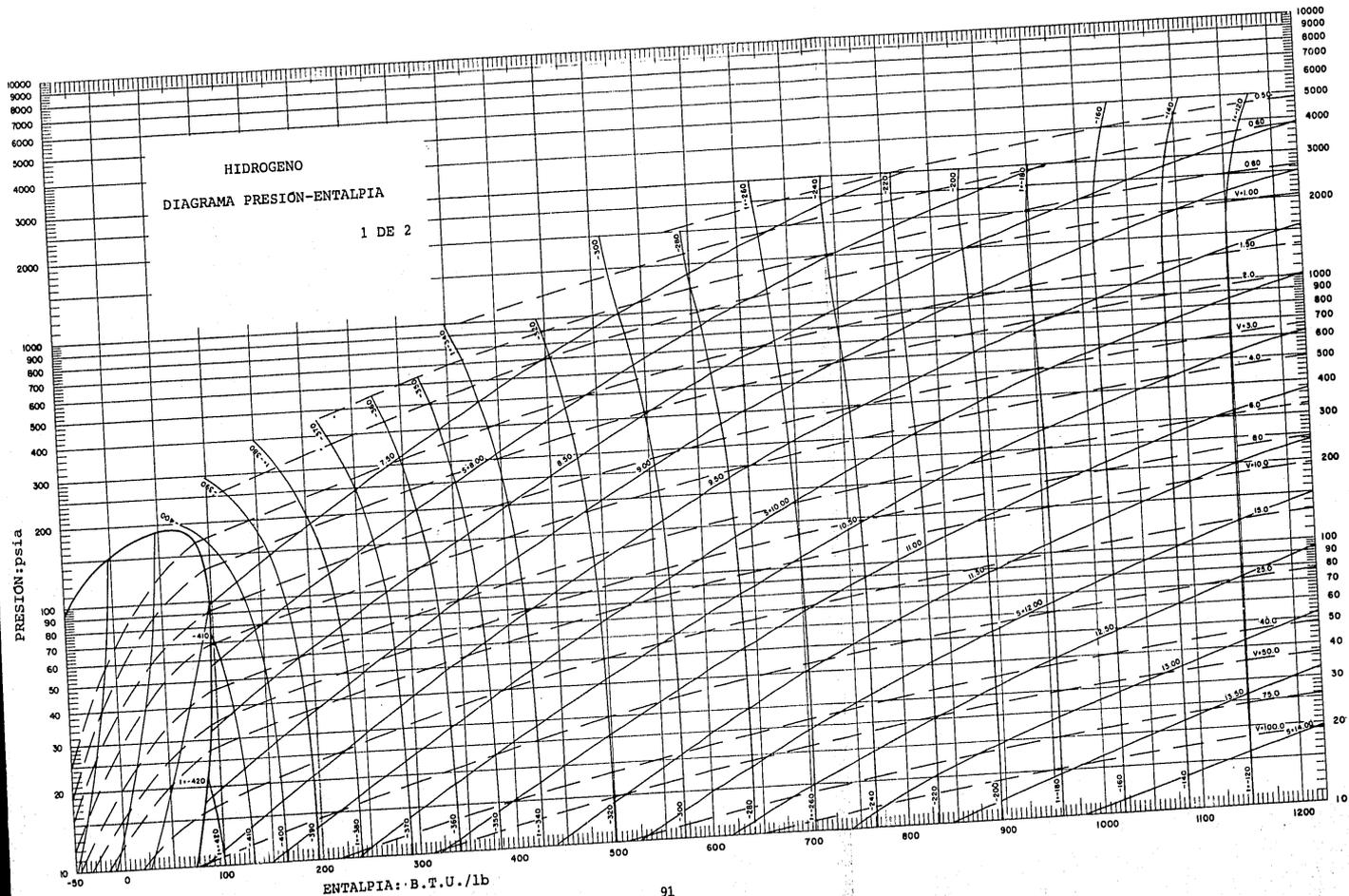


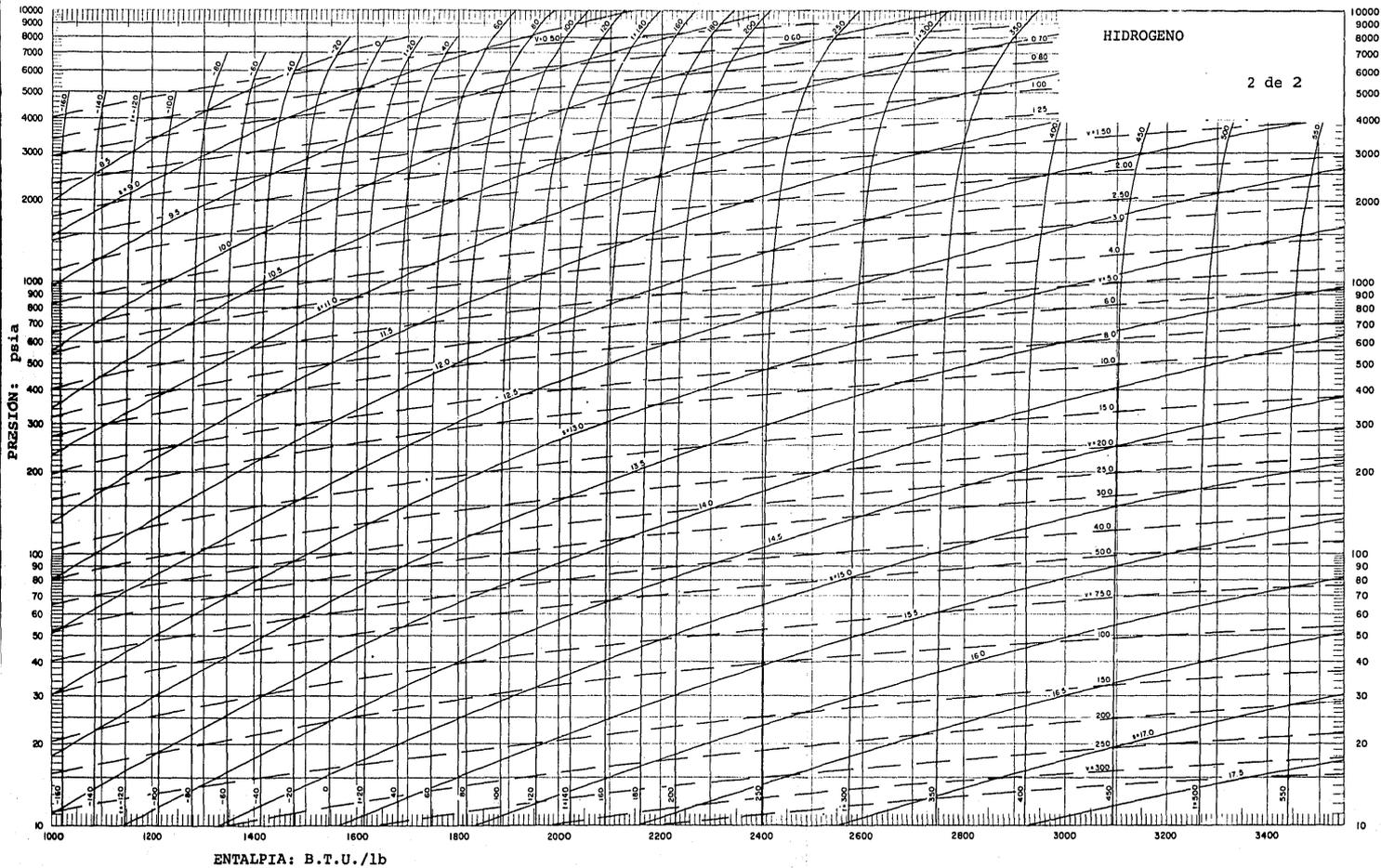
89

ENTROPIA: B.T.U./lb °F

DIAGRAMA  
ENTROPIA  
TEMPERATURA







## II. 5.- Selección De Acuerdo A Su Aplicación,

De capital importancia en refrigeración, es el establecer los usos primarios de los refrigerantes, así como también el tipo de compresor a utilizar con cada uno de ellos.

Como se verá en el desarrollo de la presente sección, existen productos que cubren aplicaciones similares; en estos casos se tomarán las siguientes consideraciones para elegir al refrigerante más conveniente, a saber:

- 1.- Tipo de planta donde se trabaja
- 2.- Tipo de sistema de refrigeración
- 3.- Tipo de producto a refrigerar
- 4.- Temperatura deseada
- 5.- Compresor disponible, utilizado
- 6.- Disponibilidad del refrigerante
- 7.- Costo del refrigerante
- 8.- Eficiencia del compresor
- 9.- Eficiencia del equipo en general

Cuando se satisfacen todos los puntos anteriores y se siguen teniendo dos o más alternativas, entonces prevalecerá el criterio de quien lo utilizará en sus instalaciones, por haber tenido una experiencia previa con el, al haberlo usado en un equipo similar, obteniendo resultados satisfactorios.

Se presentan enseguida a manera de guías, relaciones de usos para una aplicación más apropiada:

### II. 5.1.- Refrigerantes de Baja Presión y Alta Temperatura:

Utilidad: Aire acondicionado, teatros, edificios de oficinas, auditorios, fábricas, suministro de agua fría en fábricas, equipo de enfriamiento, destilación, cambiadores de calor, etc.

Refrigerantes Utilizados: R - 11; R - 113; Dicloroetano; Clorometano; Agua.

II. 5.2.- Refrigerantes de Presión Media y Temperatura Media:  
Utilidad Doméstica: Refrigeradores, enfriadores de agua, acondicionadores de aire.

Utilidad Comercial: Refrigeradores, Acondicionadores de aire, Enfriadores móviles, Cámaras de refrigeración de - Carnes.

Utilidad Industrial: Enfriadores de agua, Enfriadores de -- Aceite, Almacenamiento de Sustancias Químicas.

Refrigerantes Utilizados: R - 12; R - 114; Clorometano; Bióxido de Azufre; Iso-Butano; Carrene 7.

II. 5.3.- Refrigerantes de Alta Presión y Baja Temperatura:

Utilidad Doméstica y Comercial: Congeladores.

Utilidad Industrial: Cremerías; Plantas con Almacenamiento en frío; Cervecerías; Fábricas de Helados.

Refrigerantes Utilizados: Amoníaco; Bióxido de Carbono; -- R - 22; R - 12; Propano.

II. 5.4.- Refrigerantes de Muy Alta Presión y Muy Baja Temperatura.

Utilidad Industrial: Túneles de Viento Aerodinámicos; Metalurgia; Licuefacción de Gases; Criogénia.

Refrigerantes Utilizados: Eteno; Etano; R - 13; R - 14; etc.

II. 5.5.- Refrigerantes Secundarios. Aplicaciones Típicas:

En la página siguiente se muestra una relación de Refrigerantes Secundarios y Sus Aplicaciones Típicas en la industria.

II. 5.5.- Refrigerantes Secundarios Aplicaciones Típicas

APLICACION	Cloruro de Sodio	Cloruro de Calcio	Etilen Glicol	Propilen Glicol	Agua Metanol	Agua Etanol	Hidrocarburos Cl;F
Bebidas				X			
Plantas Químicas	X	X	X		X	X	X
Industria Lechera	X	X		X			
Enfriamiento de Alimentos	X	X		X		X	
Bomba de Calor		X	X				X
Empacado de Carne	X	X					
Serpentines de Pre-calentamiento			X				
Pistas de Patinaje		X	X		X		
Fusión de Nieve	X	X	X				
Bajas Temperaturas		X	X				X

**II. 5,6.- Relación De Refrigerantes Y Compresores  
Utilizados De Acuerdo A Su Uso Primario**

<b>Refrigerante</b>	<b>Uso Primario</b>	<b>Tipo De Compresor ó Sistema.</b>
Amoníaco	Manufactura De Hielo	R, C
CO <sub>2</sub>	Hielo Seco	R
CH <sub>3</sub> Cl	Enfriadores Y Refrigeradores	R
SO <sub>2</sub>	Enfriadores Y Refrigeradores	R
CH <sub>2</sub> Cl <sub>2</sub>	Aire Acondicionado	C
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	Sistemas De Cascada En Plantas Químicas Y Petroquímicas	C
R - 11	Aire Acondicionado Comercial En- friamiento De Agua Y Salmueras	C
R - 12	Refrigeradores, Enfriadores, Aire Acondicionado, Enfriamiento De Agua	R, Ro, S, C
R - 13	Aire Acondicionado, Enfriamiento De Alimentos, Aparatos De Baja Tempe- ratura	R, Ro, S, C
R - 22	Aire Acondicionado, Enfriamiento De Alimentos, Aparatos De Baja Tempe- ratura	R, Ro, S, C
R - 113	Aire Acondicionado Comercial	C
R - 114	Aire Acondicionado, Congeladores Procesos De Enfriamiento Industrial	R, Ro, C
R - 500	Congelar Alimentos Varios	R, Ro

R - 502	Enfriamiento De Alimentos Casos Especiales Para Congelarlos	R, Ro
Agua	Sistemas Indirectos	Salmuera O Chorro de Vapor
Aire	Aviación	C
Metano	Sistemas De Cascada En Plantas Químicas Y Petroquímicas	C
Etano	Sistemas De Cascada En Plantas Químicas Y Petroquímicas	C
Etileno	Sistemas De Cascada En Plantas Químicas Y Petroquímicas	C
Propileno	Sistemas De Cascada En Plantas Químicas Y Petroquímicas	C

Nomenclatura:

Tipo De Compresor

R: Reciprocante

Ro: Rotatorio

S: De Alabes

C: Centrifugo

## CAPITULO III

### CÁLCULOS

En este capítulo, se estudian los cálculos a realizar para la solución de los problemas de la refrigeración desde el punto de vista de la Termodinámica. Se presentan algunos de ellos y sus soluciones al final del mismo, así como también el uso de los Diagramas Presión-Entalpía de los refrigerantes.

#### III. 1.- Ciclo De Carnot.

Un ciclo de refrigeración es un ciclo de Carnot reversible. Ningún otro ciclo puede ser más eficiente que el ciclo de Carnot. Consiste básicamente en 4 procesos: 2 isentrópicos y 2 isotérmicos.

El calor suministrado reversible (No perdido) de una fuente de alta temperatura, produce un trabajo en una máquina, el calor remanente va en forma reversible al extremo de menor temperatura. Vease la Figura III.1

La eficiencia térmica del Ciclo de Carnot se define como:

$$e = \frac{Q_c - Q_e}{Q_c} = \frac{W}{Q_c} = \frac{T_c - T_e}{T_c}$$

Donde:

$$Q_c = T_c (S_2 - S_1) = \text{Calor Añadido (BTU)}$$

$$Q_e = T_e (S_2 - S_1) = \text{Calor Cedido (BTU)}$$

$$W = Q_c - Q_e = W_t - W_p = \text{Trabajo Neto Cedido (BTU)}$$

$$T_c ; T_e = \text{Temperatura De La Fuente y Temperatura Abatida (°R)}$$

$$S_1 ; S_2 = \text{Entropía De Los Puntos 1,4 y 2,3 (BTU)}$$

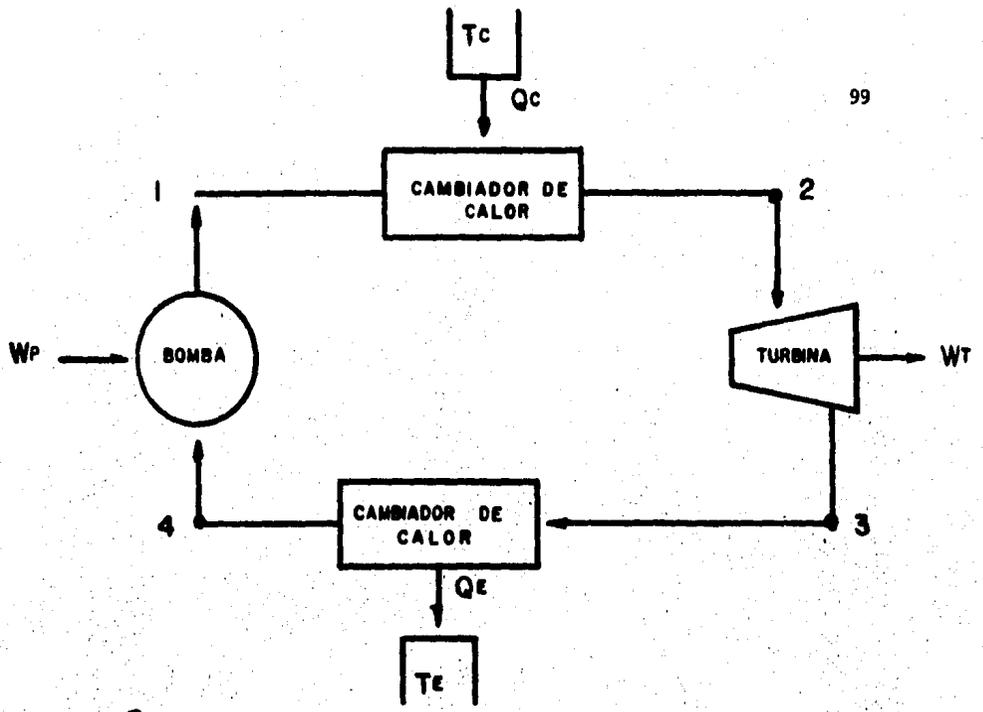
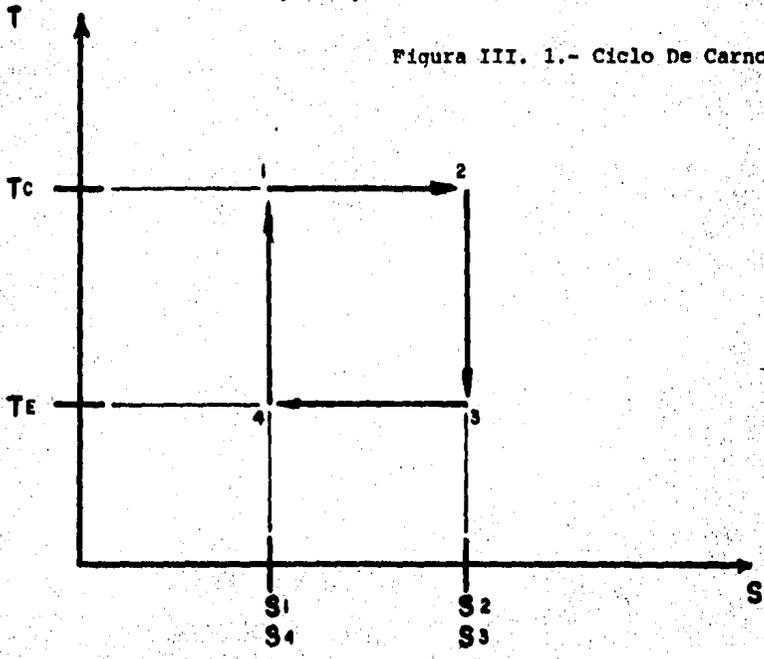


Figura III. 1.- Ciclo De Carnot.



$W_t$  = Trabajo De La Máquina O De La Turbina (BTU)

$W_p$  = Trabajo Cedido A La Bomba (BTU)

### III. 2.- Ciclo De Refrigeración Mecánica.

Si el Ciclo de Carnot se invierte,  $Q_c$  fluirá del sistema a una temperatura  $T_c$ , el calor  $Q_e$  fluirá del sistema a una temperatura  $T_e$  y el trabajo neto  $W_t - W_p$ , se obtendrá en el sistema.

Este Ciclo de Carnot invertido, será entonces el Ciclo de Refrigeración Mecánica. Figura III. 2 a, b y c.

Descripción de la Figura III. 2 a, b y c:

Nota 1 Vapor (Punto 1)

Líquido (Punto 1')

o Sobrecalentado (Punto 1'')

$P_1$  = Presión de entrada al compresor, correspondiente a la temperatura de saturación del evaporador.

Nota 2 Vapor a alta presión (Sobrecalentado)

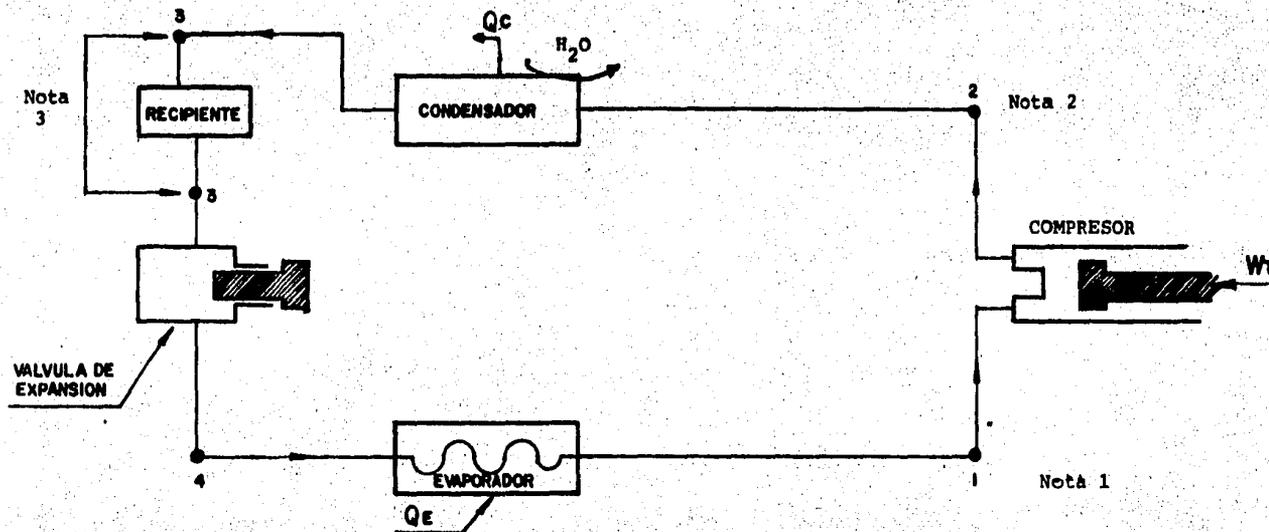
$P_2$  = Presión de descarga del compresor, correspondiente a la temperatura de saturación en el condensador.

Nota 3 Líquido a alta presión, puede ser subenfriado (Punto 3') o saturado (Punto 3).

Las operaciones para un sistema de refrigeración por compresión de vapor, se muestran en las figuras anteriores, donde las curvas representan:

1-2 Es compresión; es un proceso reversible, adiabático, (Isoentrópico) que empieza con vapor saturado y concluye con vapor sobrecalentado. La compresión real es irreversible.

Figura III. 2 a.- CICLO DE REFRIGERACION MECANICA



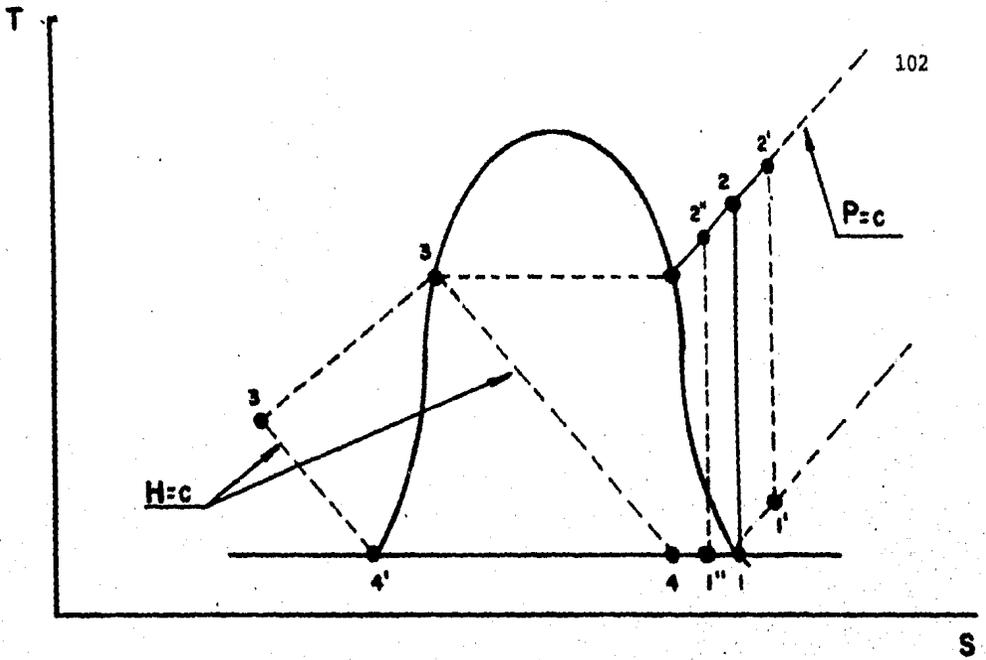


Figura III. 2 b.-

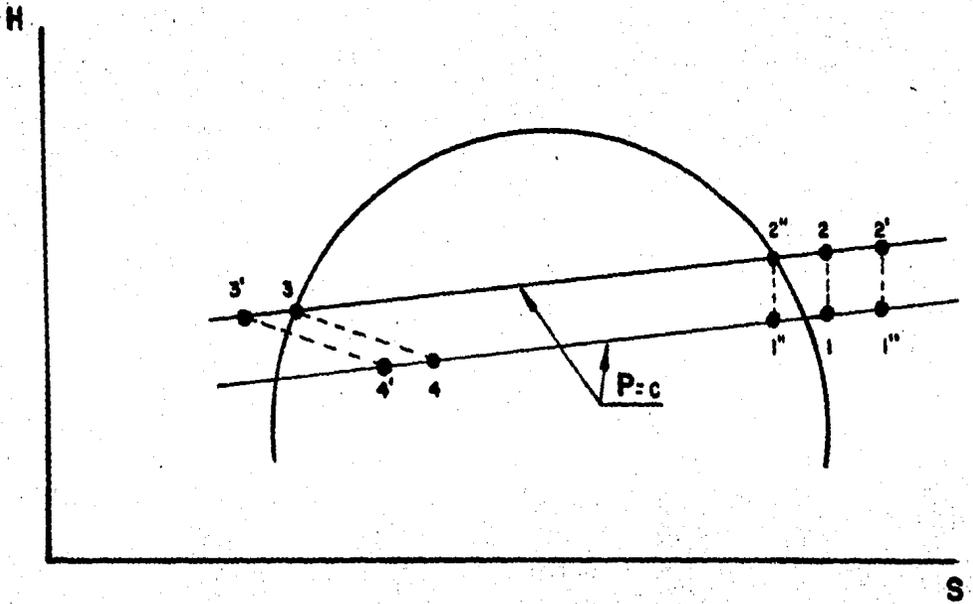


Figura III. 2 c.-

- 2-3 Es enfriamiento y condensación, este es un proceso sin fricción con presión constante, que termina con líquido saturado. El calor y el líquido condensado son transferidos a la temperatura  $T_3$
- 3-4 Es expansión, estrangulamiento, Este se aproxima a un proceso de entalpía constante. No se transfiere calor.
- 4-1 Es evaporación. Este es un proceso a presión constante el calor es transferido al líquido que se evapora.

### III. 3.- Coefficiente De Rendimiento. (C. O. P.)

Al índice de rendimiento para sistemas de refrigeración se le conoce como coeficiente de rendimiento:

$$C. R. = \frac{\text{Efecto de Refrigeración}}{\text{Trabajo Neto}} = \frac{Q_e}{W}$$

Coefficiente de rendimiento ideal de Carnot. (COP) El coeficiente de rendimiento teórico de Carnot, se calcula para un ciclo de refrigeración, asumiendo un ciclo ideal, invertido, operando entre los mismos límites de temperatura como el ciclo actual de refrigeración:

$$C. O. P. \text{ Ideal de Carnot} = \frac{Q_e}{W} = \frac{Q_e}{Q_c - Q_e} = \frac{T_c}{T_c - T_e}$$

El C. O. P. actual, se calcula para un ciclo de refrigeración, determinando el efecto actual de refrigeración y el trabajo actual gastado:

$$C. O. P. \text{ Actual} = \frac{Q_e}{W} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

Donde  $h_1$ ,  $h_2$ ,  $h_3$  y  $h_4$  son las entalpías de los puntos similares, como se observa en la Figura III. 2 del presente Capítulo.

C. O. P. de la Bomba de Calor.- Los sistemas de refrigeración tienen como función primaria, la elevación o bombeo de la

energía térmica de un nivel de temperatura, a un nivel mayor de temperatura. Cuando el producto final deseado es el calor arrojado a la temperatura mayor, el sistema es llamado "Bomba Térmica".

C. O. P. Ideal del ciclo de Carnot para la bomba térmica:

$$\frac{\text{Efecto Calorífico}}{\text{Trabajo Neto}} = \frac{Q_c}{W} = \frac{Q_c}{Q_c - Q_e} = \frac{T_c}{T_c - T_e}$$

C. O. P. Para la bomba térmica ideal = 1 / Eficiencia de la máquina en el ciclo de Carnot para los mismos límites de temperatura.

$$\text{C. O. P. Bomba de Calor Actual} = \frac{Q_c}{W} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1}$$

$$\text{Eficiencia del Ciclo} = E_c = \frac{\text{C. O. P. Actual}}{\text{C. O. P. Carnot}}$$

### III. 4.- Componentes Del Ciclo De Refrigeración Mecánica:

Se analizan a continuación todos y cada uno de los componentes individuales del ciclo de refrigeración, desde el punto de vista de la Termodinámica, mostrado en la Figura III. 2 a, en el presente capítulo.

III. 4.1.- Válvula de expansión. Así se le denomina al instrumento que realiza la operación de estrangular o de bajar la presión sin cambio de entalpía:

$$h_{f3} = h_{f4} + xh_{fg4} = h_4$$

Donde:  $h_{f3}$  = Entalpía del refrigerante líquido a la temperatura de entrada en la válvula de expansión (BTU/lb).

$h_{f4}$  = Entalpía del refrigerante líquido a la presión del evaporador, si es subenfriado, tómesese la entalpía a la temperatura

ra del evaporador (BTU/lb).

$h_{fg4}$  = Calor latente del refrigerante a la presión del evaporador. Si es subenfriado, usese la temperatura del evaporador para calcular este valor (BTU/lb).

$x$  = Calidad del refrigerante, después de pasar através de la válvula de expansión (Decimal). Este valor, es el peso del vapor "Flashhead" formado por libra de refrigerante (lb).

### III. 4.2.- Evaporador.

$$Q_e = h_1 - h_4 = h_1 - h_{f3}$$

Donde:  $Q_e$  = BTU absorbidos por libra de refrigerante en el evaporador (BTU/lb).

$h_1$  = Entalpía del vapor que abandona el evaporador (BTU/lb).

$h_4$  = Entalpía del refrigerante líquido a la temperatura que lo entrega la válvula de expansión (BTU/lb).

$$W_R = \frac{200}{Q_e} = \frac{200}{h_1 - h_4} = \frac{200}{h_1 - h_{f3}} \text{ lb de refrigerante / min}$$

Tonelada de refrigeración.

Donde:  $W_R$  = Libras de refrigerante que circula por minuto por tonelada de refrigeración.

$$200 \frac{\text{BTU}}{\text{min}} = 12,000 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} = 1 \text{ Ton. Industrial de Refrigeración en 24 horas.}$$

ción en 24 horas.

Esta cantidad de calor tomada del agua a 32 °F producirá -- Una tonelada de hielo en un día.

### III. 4.3.- Compresor.

$$W_T = h_2 - h_1$$

Donde :  $W_T$  = Trabajo teórico (Isentrópico) (BTU/lb de refrigerante).

$h_2$  = Entalpía que abandona al compresor (BTU/lb)

$h_1$  = Entalpía que entra al compresor (BTU/lb)

$$h_p = \frac{W_R \times W_T}{42.4} \text{ Caballos de Fuerza / Ton. de Refrigeración.}$$

Donde:  $h_p$  = Caballos de fuerza teóricos por tonelada de refrigeración.

42.4 BTU/min = 1 Caballo de Fuerza.

$$C. O. P. \text{ Actual} = \frac{Q_e}{W_T} = \frac{h_1 - h_4}{W_T} = \frac{h_1 - h_{f3}}{h_2 - h_1}$$

Al combinar las ecuaciones de  $W_R$  y C. O. P. Actual, se obtiene la siguiente relación:

$$h_p = \frac{\left(\frac{200}{42.4}\right) \left(\frac{h_1 - h_{f3}}{C. O. P.}\right)}{42.4} = \frac{4.71}{C.O.P} h_p / \text{Tonelada}$$

En general los  $h_p$  isentrópicos, necesitan un incremento del 20 % para dar un estimado razonable, para indicar los  $h_p$  del compresor. Esto es equivalente a una eficiencia adiabática del compresor del orden del 80 %, se considera así mismo, una eficiencia mecánica del compresor de aproximadamente 85 %.

$$h_p \text{ requeridos para la flecha} = \frac{(h_p \text{ Teóricos Isoentrópicos})}{(0.80)(0.85)}$$

$$\eta_v = \frac{v_1}{PD} \quad (100)$$

Donde:  $\eta_v$  = Eficiencia volumétrica o de carga:

Peso o Volúmen de gas que entran al compresor,

= -----  
 Peso o Volúmen de gas que puede aceptar el compresor

$V_1$  = Volumen del vapor a la temperatura y presión de succión, se le llama desplazamiento teórico del pistón (c f m),

=  $(V_1)(W_R)$  Toneladas de Refrigeración,

$V_1$  = Volumen específico del vapor succionado al compresor ( $f_t^3/lb$ ),

PD = Desplazamiento actual del pistón (c f m).

$$PD = \frac{\pi D^2 S N}{4(1728)} \text{ c f m}$$

D = Diámetro Interno (in)

S = Carrera del Émbolo (in)

N = Velocidad (rpm)

$$\eta_v = 1 + c - c \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{1/n}$$

Donde: C = Porcentaje de Holgura del Cilindro  
(% del desplazamiento actual)

(c)(PD) = Volumen de la Holgura ( $ft^3$ )

$P_1, P_2$  = Presión antes y después de la compresión (PSI)

= Constante que depende del gas

III.4.4.- Condensador

$$Q_c = h_2 - h_3$$

Donde;  $Q_c$  = Calor disipado del refrigerante en el condensador (BTU/lb)

$h_2$  = Entalpía del vapor que entra al condensador. Generalmente se toma el mismo valor que el del compresor (BTU/lb).

$h_3$  = Entalpía del líquido que sale del condensador saturado o subenfriado (BTU/lb)

III.4.5.- Recipiente. El recipiente se usa únicamente para almacenar al refrigerante líquido. Termodinámicamente no tiene importancia.

### III. 5.- Carga De Refrigeración.

En un espacio a refrigerar, la cantidad de calor que debe removerse con el equipo de refrigeración, se le llama carga de refrigeración y se debe principalmente a las ganancias de calor.

III.5.1.- Carga de refrigeración tratándose de aire acondicionado.

1.- Ganancia de calor debida a la transmisión através de las barreras que pueda haber, tales como paredes, ventanas, puertas, techos, particiones y pisos, y que es ocasionada por la diferencia de temperatura entre los dos lados de la barrera.

2.- Ganancia de calor debida al efecto solar; el calor transmitido por la radiación a través de cristales y absorbido en el interior del espacio.

El calor absorbido por las paredes o techos expuestos a los rayos solares y posteriormente transferidos al interior.

3.- Ganancia de calor debida al aire de infiltración.

4.- Ganancia de calor debida a los ocupantes,

5.- Ganancia de calor debida a máquinas, alumbrado o cualquier otro equipo que genere calor.

6.- Ganancia de calor debida al aire de ventilación.

### III.5,2,- Carga De Refrigeración Tratándose de Refrigeración Industrial.

El cálculo de la carga de refrigeración para el caso presente, es similar que para el aire acondicionado, excepto dos o tres partidas que se analizarán a continuación.

Las cargas más comunes son :

- 1.- La transmisión de calor a través de barreras, o sea, paredes, techos y pisos.
- 2.- La ganancia de calor debida al efecto solar.
- 3.- La ganancia de calor debida a la infiltración del aire.
- 4.- La ganancia de calor debida a los ocupantes.
- 5.- La ganancia de calor debida a máquinas, alumbrado o cualquier otro tipo de equipo que genere calor.
- 6.- La ganancia de calor debida al aire por ventilación.
- 7.- La ganancia de calor debida a los productos por refrigeración.
- 8.- La ganancia de calor debida a la respiración de algunos productos.
- 9.- La ganancia de calor debida al tiempo que no funcionan los acondicionadores, durante el proceso de descongelamiento del evaporador.
- 10,- La ganancia de calor debida a materiales de envoltura o envases.

### III.6.- Problemas Ilustrativos.

A continuación se presentan algunos problemas ilustrativos donde se aplican los conceptos vistos en las secciones anteriores del presente capítulo.

III.6.1.- Una unidad de refrigeración que utiliza amoníaco, se maneja a 50 toneladas estandard, El compresor tiene un cilindro de doble acción, 10 x 21 in y corre a 180 r.p.m. y la holgura se considera como 5%

¿Cuál sería la capacidad de la unidad en toneladas de refrigeración si la temperatura de evaporación del amoníaco es  $-10^{\circ}\text{F}$  y la temperatura de condensación es  $100^{\circ}\text{F}$  ?

Considerar que el líquido que entra a la válvula de expansión no es subenfriado y que al compresor entra vapor saturado.

A -  $10^{\circ}\text{F}$

$$\text{Presión} = 23.7 \text{ lb/cm}^2$$

$$\text{Volumen de vapor saturado} = 11.50 \text{ ft}^3$$

$$\text{Entalpia H de vapor saturado} = 608.5 \text{ BTU/lb.}$$

A  $100^{\circ}\text{F}$

$$\text{Presión} = 211.9 \text{ lb/cm}^2$$

$$\text{H del líquido} = 155.2 \text{ BTU/lb}$$

Efecto de refrigeración por libra :

$$608.5 - 155.2 = 453.3 \text{ BTU/lb}$$

Solución de acuerdo a la Figura III.3

$$\text{Toneladas de Refrigeración} = \left( \frac{1}{W_R} \text{ min-ton/16} \right) (V \text{ ft}^3/\text{min}) \left( \frac{1}{V} \text{ lb/ft}^3 \right)$$

$$W_R = \frac{200}{h_1 - h_{f3}} = \frac{200}{453.3} = 0.441$$

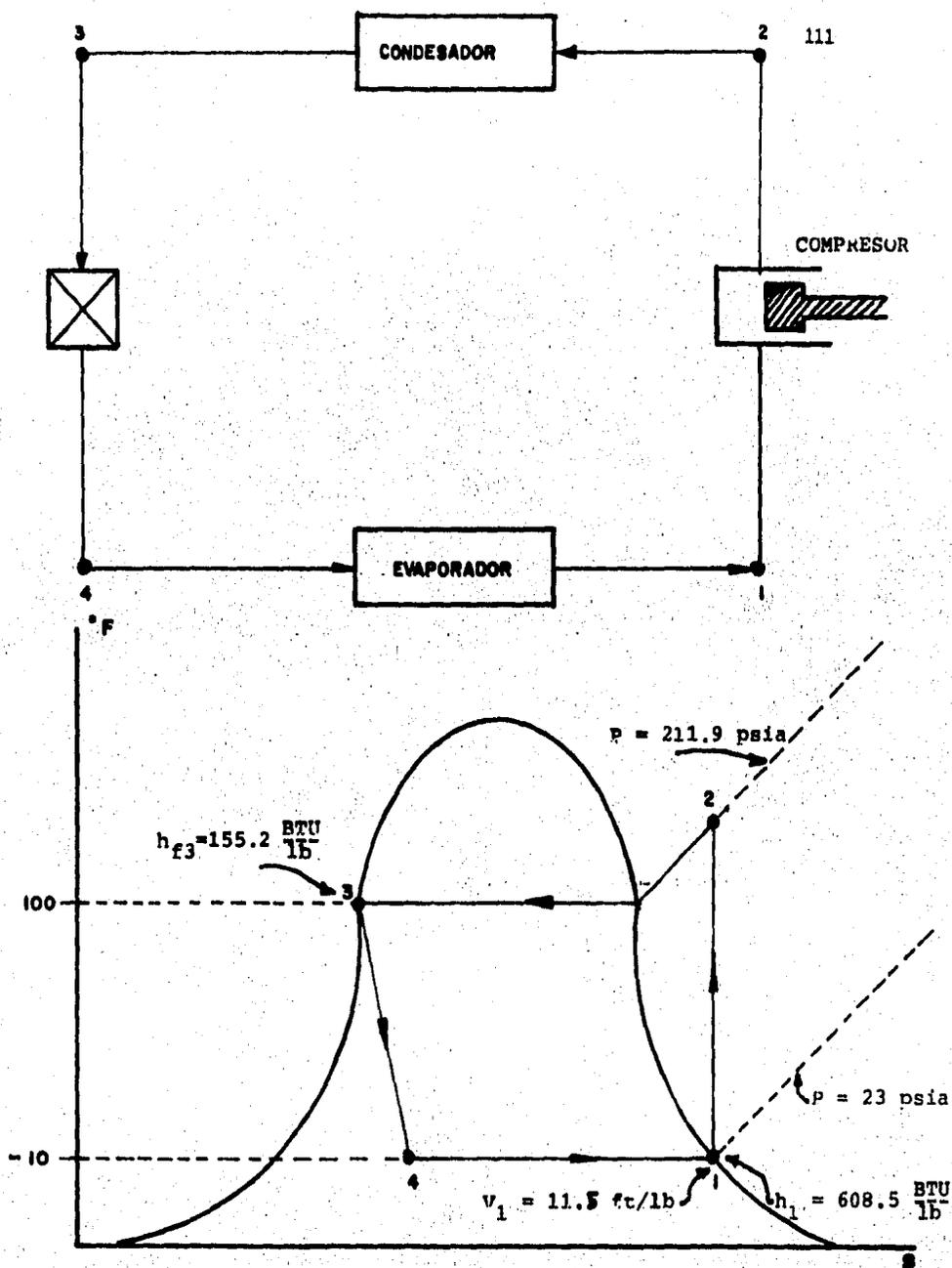


Figura III. 3

$$V_1 = (PD) \eta_v = \frac{2 \pi D^2 SN}{4(1728)} (1 + C - C \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{1/m})$$

Donde m para el amoníaco es : 1.3

$$= \frac{2 \pi (10)^2 (12) (180)}{4(1728)} (1 + 0.5 - 0.5 \left(\frac{211.9}{23.7}\right)^{1/1.3})$$

$$= (196) (1.05 - 0.05 (5.4)) = (196) (0.78) = 153$$

$$V_1 = V_{g1} = 11.5 \text{ ft}^3/\text{lb}$$

$$\text{Tons} = \left(\frac{1}{0.441}\right) (153) \left(\frac{1}{11.5}\right) = 3.02 \text{ Tons}$$

III.6.2.- Tres mil galones por hora de una solución cuya gravedad específica es 1.20 y su calor específico es 1.05 BTU/lb °F, van a ser enfriados de 10 °F a 0 °F utilizando la expansión directa del amoníaco.

El agua de enfriamiento está disponible a 65 °F a las peores condiciones y ganará 15° en el condensador. Figura III. 4

- Estimar el tamaño de la unidad requerida
- Su potencia expresada en kilowatts.

Asumir que la temperatura de salida del condensador es 80 °F (15 + 65) ya que está es la temperatura del agua. Asumir también que la temperatura de saturación en el evaporador es de 0°F, ya que la solución es enfriada a esa temperatura.

En el Evaporador :

$$Q = Wcp (T_1 - T_2)$$

$$= (3000 \text{ Gal}) (8.34 \text{ lb/Gal}) (1.2) (1.05) (10 - 0) = 315,000 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$\text{a) } \frac{315,000}{12,000} = 26.25 \text{ toneladas}$$

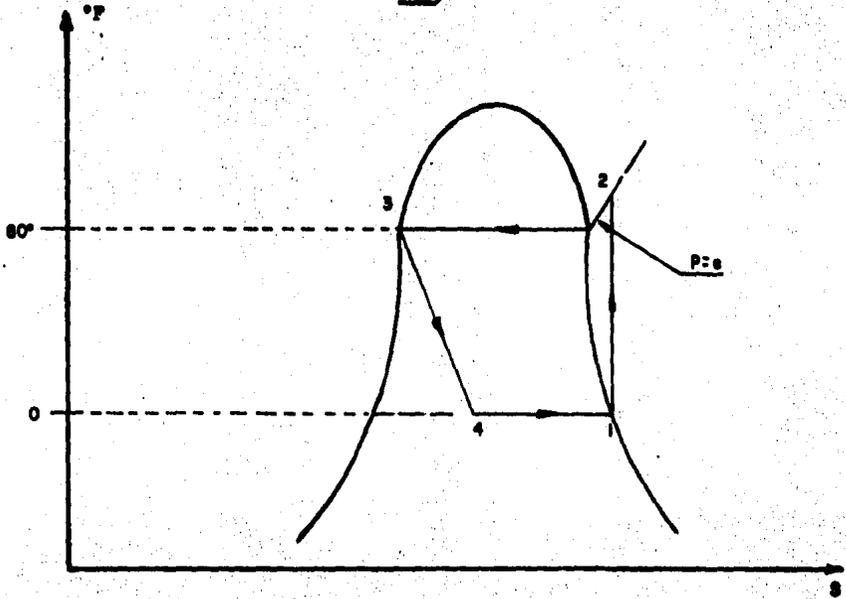
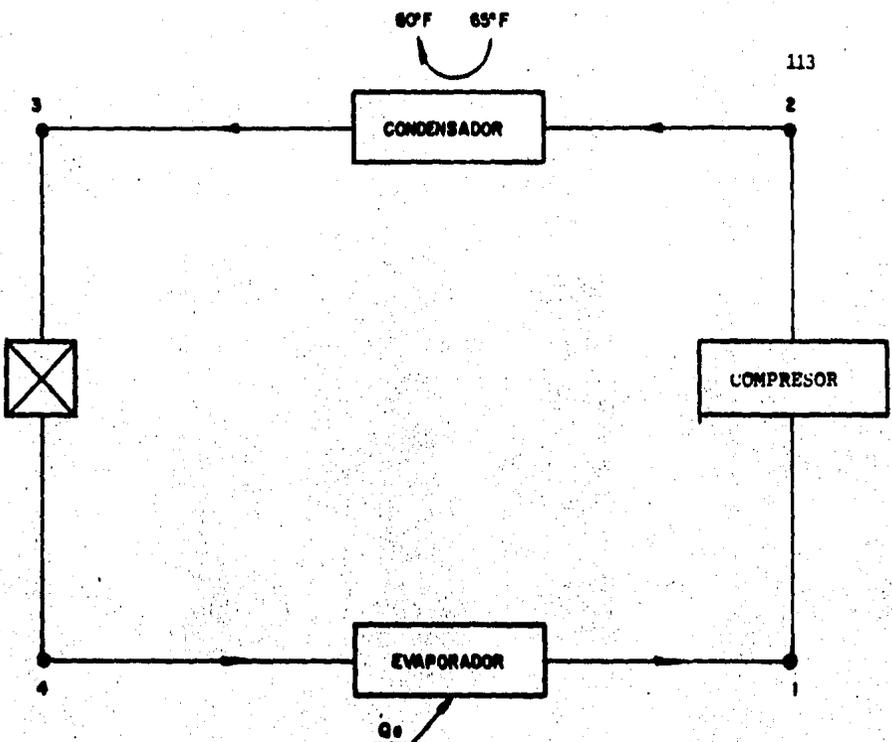


Figura III, 4

$$b) \text{ Coeficiente de rendimiento (ideal) Carnot} = \frac{T_c}{T_c - T_e}$$

$$= \frac{460 + 0}{(460 + 80) \times (460 + 0)} = 5.75$$

$$\text{hp} = \frac{200}{\text{CR. (42.4)}}$$

$$\text{hp} = \frac{200 \text{ Ton}}{\text{CR. (42.4)}} = \frac{(200)(26.25)}{(5.75)(42.4)} = 21.5 \text{ hp}$$

$$\text{Potencia : } (0.746)(21.5) = 16 \text{ Kw.}$$

La potencia se debe calcular como se indica a continuación :

$$\text{Trabajo} = \frac{\text{Refrigeración}}{\text{C. R.}} = \frac{(315,000)(778)(0.746)}{(5.75)(60)(33,000)} = 16 \text{ Kw}$$

III.6.3.a) Describir la operación de un sistema de chorro de vapor a vacío dibujándolo, mostrando todo el equipo involucrado, incluyendo controles para una capacidad cambiante de 50% a 100% como máximo.

Si se tiene vapor de agua disponible a 100 Psig y 70 °F.

b) Calcular el vapor circulado requerido y los requerimientos de agua de condensación para enfriar 500 galones por minuto de agua de 58 ° a 50 °F. Asumir que la relación de libras de vapor circulado a libras de vapor que entra al Equipo Booster es de 1 a 1.

Cuando la presión de descarga del Equipo Booster es de 2 in Hg absolutas, la cual es capaz de mantenerse con el Equipo removedor de aire.

Asumir que el condensador utilizado requiere una diferencia de temperaturas terminal de 7 °F.

a) Los eyectores se miden en libras por hora de gas o mezcla manejada a una presión de succión definida, La capacidad de un eyector estable a una presión definida de succión, es constante. No puede cambiarse variando la presión de vapor durante estos cambios la variación en peso de flujo. Figura III.5

Una presión baja causará que el eyector no trabaje. Y en una alta presión se desperdiciará vapor.

La capacidad (lb por hora de mezcla previamente calculada) se regula alimentando aire dentro del eyector o usando una válvula reguladora en la línea de succión al eyector. Estos dos métodos proporcionan un control gradual.

Si la carga deseada es grande en capacidad, se podrán utilizar multi-elementos eyectores y la regulación se obtiene cortando los elementos dentro y fuera. Este método es el más económico pero únicamente se controla el paso.

b) El proceso de entrada del agua al evaporador es un proceso regulador.

De las tablas de vapor a 58 °F leemos

$$h_f = 26.07 \text{ Btu/lb}$$

A 50 °F leemos

$$h_{fg} = 1064.8 \text{ y } h_f = 18.07$$

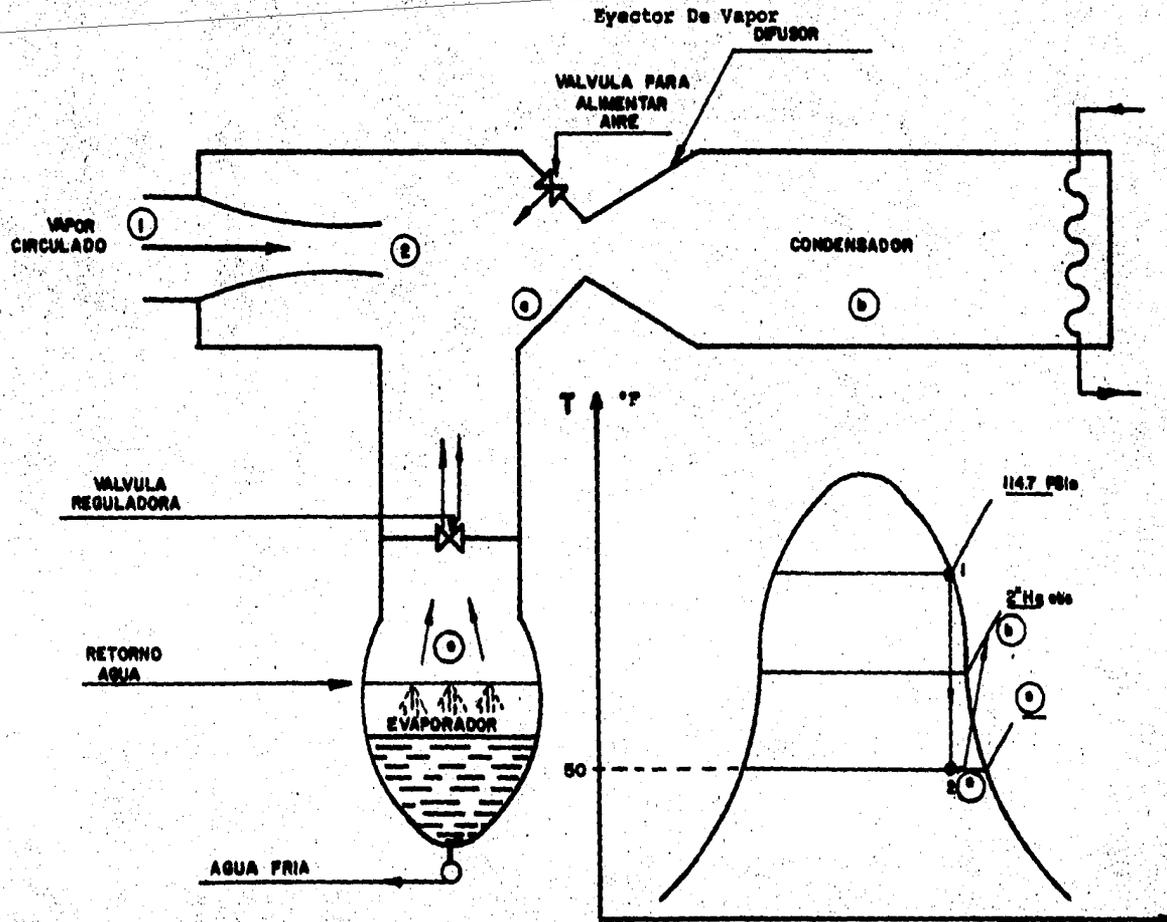
$$h_{58^\circ} = h_{50^\circ}$$

$$26.07 = 18.07 + (x)(1064.8)$$

$$x = 0.00752 \text{ lb vapor/lb agua}$$

Entonces hay 0.00752  $\frac{\text{lb Vapor}}{\text{lb Agua entrando al Evaporador}}$

Figura III. 5 .- Sistema De Refrigeración Utilizando



$$\text{Así: } 1 - 0.00752 = 0.99248 \frac{\text{lb de agua fría}}{\text{lb de agua entrando al evaporador}}$$

$$\frac{0.00752}{0.99248} = 0.00758 \frac{\text{lb de vapor}}{\text{lb de agua fría}}$$

$$\text{De este modo: } \frac{500 \text{ galones agua fría}}{\text{minuto}} \times \frac{8.33 \text{ lb}}{\text{gal}}$$

$$= 4165 \frac{\text{lb de agua fría}}{\text{min}}$$

$$4165 \times 0.00758 = 31.6 \frac{\text{lb vapor}}{\text{min}}$$

Si la relación de vapor que entra y de vapor requerido es de uno a uno habrá entonces 31.6 libras de vapor requerido por minuto, ó 63.2 libras de mezcla por minuto.

La entalpía a la descarga se determina de un balance total de energía:

Entalpía del vapor que entra + Entalpía del agua evaporada = Entalpía que abandona al Ejector

$$W_n h_1 + W_e h_e = (W_n + W_e) h_b$$

$$\left(\frac{W_n}{W_e}\right) h_1 + h_e = \left(\frac{W_n}{W_e} + 1\right) h_b$$

$$(1)(1189.8) + 1082.9 = (1 + 1) h_b$$

$$h_b = 1136.4$$

Donde:

$h_1$  = Entalpía del vapor requerido, a  $100 + 14,7 = 114,7$  psia, asumir que es vapor saturado (1189.8)

$h_e$  = Entalpía del vapor asumiendo que es saturado (1082.9)

La presión del condensador es de 2 in Hg absolutas. De las tablas de vapor leer:  $h_f$  a esa presión = 69.11 BTU/lb

Entalpía absorbida por el agua en el condensador = Entalpía cedida por la condensación de la mezcla.

$$W_{cp} \ t = (W_n + W_e) (h_b - h_f)$$

$$W \times 1 \times 7 = (63.2) (1136.4 - 69.11)$$

$$W = 9630 \text{ libras de agua de condensación por minuto}$$

### III.6.4. Sistema De Refrigeración A Base De Amoníaco -- Para 300 Toneladas De Refrigeración,

Un sistema requiere de la condensación de vapor a 15 °F.

La carga total de refrigeración será distribuida equitativamente e igual a 3,600,000 BTU/hr. Incluyendo un 10% como factor de seguridad y un 5% como pérdidas de calor del sistema. Diseñar un sistema usando amoníaco como refrigerante. Se seleccionó el amoníaco porque el nivel de temperatura es bueno y porque es compatible con el fluido de proceso, en caso de fuga. El agua de enfriamiento del condensador está a 90 °F durante los 3 meses que dura el Verano, y se debe de usar para garantizar operación continua.

Vease la Figura III. 6. Solución : En la que se presenta una solución del diagrama del sistema. Nótese que las condiciones seleccionadas se presentan como recopilación de las operaciones supuestas.

En disposición de permitir operaciones a mitad de carga, y flexibilidad en caso de falla mecánica, usense dos unidades recíprocantes de compresión, capaces de manejar 150 toneladas de refrigeración cada una de ellas.

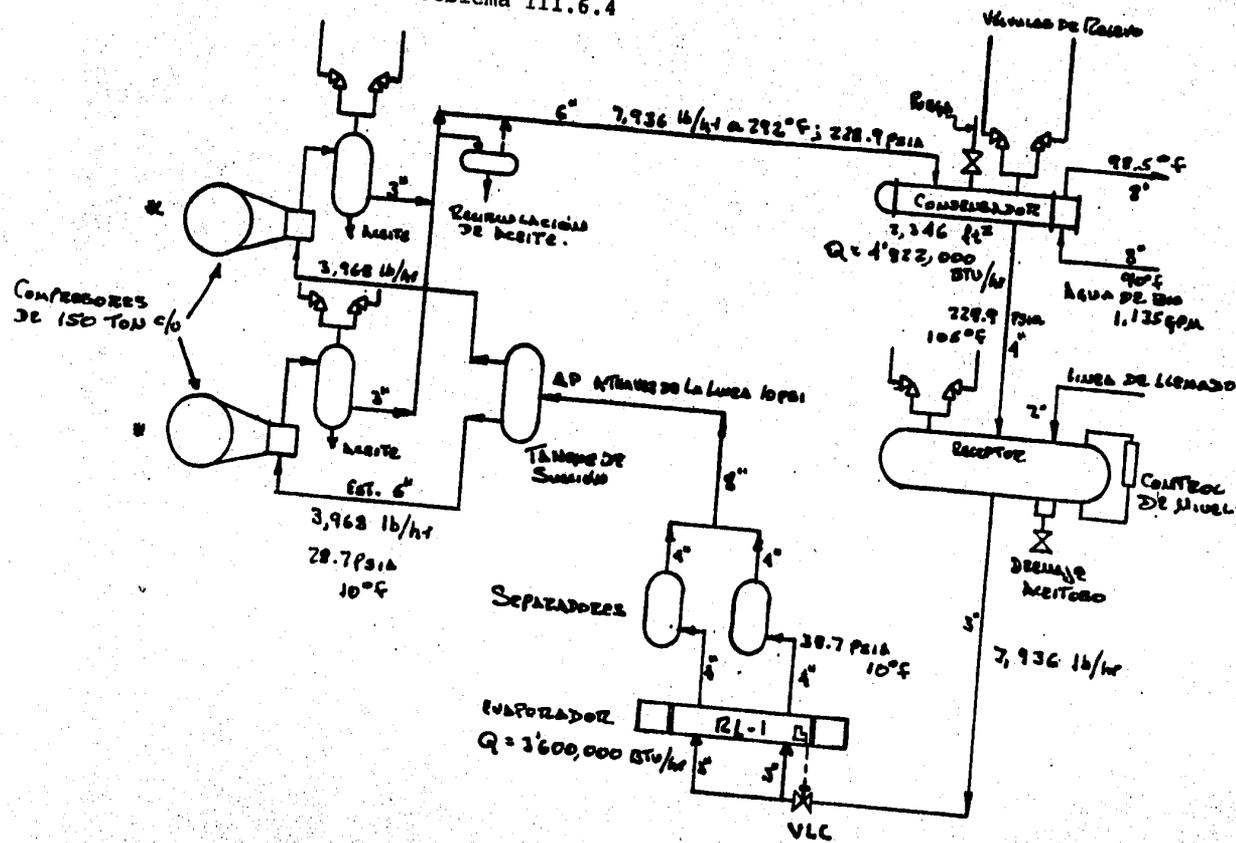
#### Presiones Seleccionadas :

1.- Descarga del compresor : 214.2 Psig (228.9 Psia) a la temperatura de condensación para el amoníaco de 105 °F.

Esto permite un rango de 15 °F que se obtiene de 105-90 = 15 °F en el lado frío del condensador. Esto es aceptable.

2.- Evaporador : Lado del refrigerante : 23.8 Psig. (38.5 Psia) Esto corresponde a una temperatura de ebullición o de evaporación del refrigerante a la temperatura requerida de 10 °F.

FIG. n. III. 6 Solución al Problema III.6.4



3.- Succión del compresor : 13.8 Psig (28.5 Psia). Esto permite suponer una caída de presión de 10 Psig en la turbina del evaporador a la brida de la succión del compresor. Esta debería de ser una caída de presión conservadora y deberá ser menor de ser posible, para conservar la potencia del compresor.

Flujo de Amoníaco :

Calor de trabajo : 3,600,000 BTU/hr

Toneladas : 3,600,000/12,000 BTU/Ton Ref  
= 300 Ton Ref

Calor latente del Amoníaco a 10 °F = 561.1 BTU/lb

Líquido vaporizado de Amoníaco = 3,600,000/561.1 = 6416 lb/hr

El flujo total requerido para el evaporador podrá ser mayor durante la evaporación (Flasheo) de amoníaco a través de la válvula de control antes del evaporador.

Dichos datos para - 40 °F son :

Entalpía del Líquido A 228.9 Psia = 161.1 BTU/lb

Entalpía del Líquido A 38.5 Psia = 53.8 BTU/lb

Entalpía del Vapor A 58.5 Psia = 614.9 BTU/lb

Sea  $x$  = Fracción de vapor de amoníaco en peso, formado por el flasheo 228.9 Psia del líquido en la válvula de control para obtenerlo a 38.5 Psia. Por un balance de energía por libra de amoníaco se tendrá :

Calor antes de la válvula = calor corriente abajo de la válvula.

$$161.1 = (x)(614.9) + (1-x)(53.8)$$

Líquido                  Vapor                  Líquido

$x = 0.191$  ó 19.1 por ciento en peso, corriente abajo de la válvula de control.

Nótese que durante el flasheo y formación de la mezcla vapor-líquido, la válvula de control frecuentemente esta cerrada.

a la entrada del evaporador tanto como sea posible,

La entrada total del líquido adelante de la válvula de control se deberá incrementar para compensar la pérdida al cruzar la válvula, entonces el líquido total requerido deberá ser :

$$\frac{6420}{(1.00 - 0.191)} = 7936 \text{ lb/hr}$$

Flujo en la succión del compresor = 7936 lb/hr a 28.5 Psia y 10 °F.

Razón de calores específicos = 1.292 a 150 °F

Temperatura de descarga esperada:

$$t = (t_0 + 460) (R_0)^{k-1/k} - 460$$

$$= (10 + 460) (228.9/28.5)^{(1.202-1)/1.202} - 460$$

$$t = (470) (1.60) - 460 = 292 \text{ °F}$$

Condensador:

Al enfriar 7936 lb/hr de amoníaco de 292 °F hasta 105 °F. - Leyendo en las tablas de vapor de amoníaco sobrecalentado o en el diagrama Presión-Entalpia: Se obtendrán los siguientes datos:

Entalpia del vapor a 292 °F y 228.9 Psia = 758 BTU/lb

Calor latente del vapor saturado a 105 °F = 472.3 BTU/lb

Entalpia de vapor saturado a 105 °F = 633.4 BTU/lb

Calor sensible perdido del vapor = 758-633.4 = 124.6 BTU/lb

Calor sensible transferido del condensador = (124.6) (7936)  
= 989,000 BTU/hr

Calor latente transferido del condensador = (472.3) (7936)  
= 3,750,000 BTU/hr

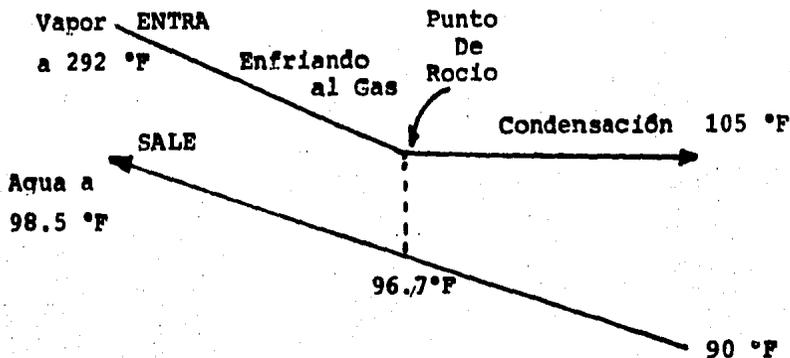
Total de calor transferido = 989,000 + 3,750,000  
= 4,739,000 BTU/hr

El condensador se diseña por métodos usuales, para nuestro propósito es conveniente hacer un resumen rápido del diseño :

Asumir un incremento de la temperatura =  $8.5^{\circ}\text{F}$

Galones por minuto requeridos = 1135

Figura III. 7.- Gufa De Diseño Del Condensador.-



Enfriamiento del gas : LMTD =  $55^{\circ}\text{F}$

Condensación : LMTD =  $11.3^{\circ}\text{F}$

Asumir una unidad como la descrita a continuación :

Tubo Duplex  $1''$  O.D. x  $16'$  de largo

Acero 16 BWG exterior

Interior de acero 16 BWG Copro-Niquel

N<sup>o</sup> 578 con arreglo triangular de  $1\ 1/4''$

Coraza  $36''$  O.D. Paso de 4 tubos.

Coefficientes de Pelicula :

Pelicula de los tubos lado del agua a  $6\ \text{ft}/\text{seg.}$

=  $1025\ \text{BTU}/\text{hr}\ (\text{°F})\ \text{ft}^2$

Lado de la Coraza para enfriar el gas :

$V_o = 23.4\ \text{BTU}/\text{hr}\ (\text{°F})\ (\text{ft}^2)$

Para un factor de incrustación de 0,002 incluyendo la película en el lado de los tubos,

Condensación del lado de la coraza

$$V_o = 246 \text{ BTU/hr } (^{\circ}\text{F}) \text{ ft}^2$$

Comun factor de incrustación de 0,002 incluyendo la película en el lado de los tubos.

Áreas Requeridas

$$\text{Enfriado de Gas} = 780 \text{ ft}^2$$

$$\text{Condensado} = 1370 \text{ ft}^2$$

$$\text{Área Total} = 2150 \text{ ft}^2$$

Area Disponible en la Unidad Asumida = 2346 ft<sup>2</sup>

Factor de Seguridad = 1.09 = 9% es satisfactorio

Lado de los tubos caída de presión calculada 10.0 Psi.

Puede ser hasta 12.0 Psi.

Los espejos en el lado de la coraza seran : 6 - 25 % corte horizontal en centros de 12 in, para el area de enfriamiento a la entrada del cambiador.

2 - 50 % corte horizontal para soporte de tuberías espaciados en 3 ft en la sección de condensación a la salida del líquido al final del cambiador.

Realizar un corte horizontal de 1.75 pulgadas de profundidad en todos los espejos inferiores para permitir el drenaje de los condensados.

Remover los 9 tubos en esta área de corte para permitir el drenaje libre.

### III.7.- Uso De Diagramas Presión-Entalpía.

Esta serie de cálculos se complementan con el uso de los Diagramas Presión-Entalpía mencionados en la sección II.4 del presente trabajo, de los cuales se obtienen datos importantes en el diseño de sistemas de refrigeración.

REFRIGERANTE 12  
 DIAGRAMA PRESION-  
 ENTALPIA

TEMP. CR.

TEMPERATURA CRITICA

P1 = P2 = 26.5  
 P2 = P3 = 108.0

ENTALPIA: 8700/5

h1 = 762 h2 = 86.63

h3 = 84.28.8

Que a manera de ejemplo se ilustran utilizando el Diagrama del Refrigerante N° 12 Dicloro Difluorometano :

1.- Las temperaturas de succión y descarga se supondrán como :

$$\text{Succión } t_1 = 5 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\text{Descarga } t_2 = 86 \text{ } ^\circ\text{F}$$

2.- Las presiones respectivas de succión y de descarga se pueden leer en la escala vertical de la izquierda, correspondientes a las temperaturas indicadas, en la línea de vapor saturado, en los puntos 1 y 2 tales como :

$$t_1 = 5 \text{ } ^\circ\text{F} \quad P_1 = 26,5 \text{ Psia. Succión}$$

$$t_2 = 86 \text{ } ^\circ\text{F} \quad P_2 = 108,0 \text{ Psia. Descarga}$$

3.- Para calcular el radio de compresión :

$$\text{Radio de Compresión} = \frac{P_2}{P_1} = \frac{108 \text{ Psia.}}{26,5 \text{ Psia.}} = 4,08$$

4.- El contenido de calor del líquido a 86 °F, se lee en la primera escala horizontal correspondiente a 86 °F, en la línea de líquido saturado en el punto 3 tal que :

$$h_3 = h_4 = 28,20 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}}$$

5.- El contenido de calor del vapor a la temperatura de 5 °F, se lee igualmente en la escala horizontal correspondiente a 5 °F en la línea de vapor al punto 1 tal que :

$$h_1 = 78,20 \text{ BTU/lb}$$

6.- La diferencia numérica entre los incisos 4 y 5 nos da el efecto neto de refrigeración al evaporar 1 lb de R 12 a 86°F y permitiendo que el vapor se enfríe por si solo a 5 °F :

$$h_1 - h_4 = 78,20 - 28,20 = 50 \text{ BTU/lb}$$

7.- Partiendo del punto 1 por la línea de entropía constante igual a 0.17 a la presión de descarga de  $108 \text{ lb/in}^2$  leemos que la temperatura de descarga en el punto 2 es :

$$t_2 = 100 \text{ }^\circ\text{F}$$

8.- El sobrecalentamiento en la descarga se obtendrá :

$$t_2 - t_2 = 100 \text{ }^\circ\text{F} - 86 \text{ }^\circ\text{F} = 14 \text{ }^\circ\text{F}$$

9.- El volúmen específico en la succión, se lee en la escala horizontal de la línea inclinada de volúmen constante correspondiente al punto 1 de tal modo que :

$$v_1 = 1.46 \text{ ft}^3/\text{lb}$$

10.- La refrigeración por pie cúbico se calcula dividiendo el inciso 6 entre el inciso 9 obteniéndose :

Refrigeracion por pie cúbico

$$= \frac{h_1 - h_4}{v_1} = \frac{50 \text{ BTU/lb.}}{1.46 \text{ ft}^3/\text{lb}} = 34.25 \frac{\text{BTU}}{\text{ft}^3}$$

11.- Si la Tonelada de Refrigeración se define como 200 BTU absorbidos por minuto; el refrigerante requerido para una tonelada de refrigeración usando el inciso 6 se calcula :

Relación de peso

$$= \frac{200}{h_1 - h_4} = \frac{200}{50} = 4 \frac{\text{lb}}{\text{min.}}$$

12.- De las tablas de densidad del R-12 líquido a  $86 \text{ }^\circ\text{F}$ , el valor anterior de  $4 \text{ lb/min}$  es equivalente a  $85.9 \text{ in}^3$  de líquido.

13.- El desplazamiento del compresor por tonelada se calcula de los incisos 11 y 9 de tal forma que :

$$\text{Desp. del compresor} = 4,00 \times 1,46 = 5,84 \text{ ft}^3$$

14.- Los caballos de fuerza por tonelada se calculan -- del inciso 11 y del cambio de entalpia entre los puntos 1 y 2 tales que :

$$\text{HP} = \frac{4(h_2 - h_1)}{42,42} = \frac{4(88,83 - 78,20)}{42,42}$$

$$\text{HP} = \frac{4(10,63)}{42,42} = \frac{42,52}{42,42} = 1,002 \text{ H.P.}$$

15.- El coeficiente de funcionamiento se calcula de la diferencia de entalpias en los puntos 1, 2 y 4 tales como :

$$\text{Coef. de Func.} = \frac{\text{Calor Absorbido en el Vaporador.}}{\text{Energia Otorgada al Compresor.}}$$

$$\text{C. f} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} = \frac{78,20 - 28,20}{88,83 - 78,20} = \frac{50}{10,63} = 4,70$$

Como se ve, el uso de este tipo de Diagramas simplifica el trabajo a la hora de diseñar o calcular un Sistema de Refrigeración.

## C A P I T U L O   I V

### ANÁLISIS ECONÓMICO

En el diseño de Plantas Industriales, es de Capital importancia, hacer un adecuado Análisis Económico ya que de cada peso gastado en el Diseño, resultan cinco o seis pesos invertidos en la compra del equipo y en la instalación del mismo.

La parte correspondiente al costo del Diseño de un Proyecto a menudo es del orden del 7 al 10 % del costo total. Esto implica que un estudio más minucioso en la fase de Diseño, puede tener un gran impacto en los costos totales del Proyecto, es por esto y por la naturaleza del presente trabajo, por lo que en este Capítulo, se planteará el análisis económico de un sistema mecánico de refrigeración, mencionando los elementos que influyen en el mismo. Se hará también la comparación del costo de los refrigerantes más comunes, finalizando el capítulo con los comentarios relativos a dicha comparación, en una evaluación de resultados.

#### IV.1.- Análisis Económico De Un Sistema Mecánico De Refrigeración.

El costo actual de los sistemas de refrigeración para diferentes aplicaciones variará considerablemente, los factores mayores que afectan a los costos del sistema son;

- La capacidad de refrigeración requerida.
- La presión del producto y su temperatura final.
- La potencia requerida del compresor.
- El medio usado para condensar al refrigerante.
- Los materiales empleados en la construcción y fabricación de la tubería y la coraza del evaporador y del condensador.
- El motor o turbina, seleccionados para el sistema como impulsores.

Los factores de menor consideración en los costos son entre otros :

- El tipo del refrigerante usado.
- Carga total de refrigeración.
- Alcance del control requerido.
- Compatibilidad con el fluido de proceso en caso de fuga.
- Requerimiento de los componentes a prueba de explosión.
- Arreglo físico del equipo.
- Niveles de temperatura para trabajar.

Es difícil generalizar acerca de las recomendaciones para seleccionar el sistema más económico como todos los problemas de Ingeniería, éste caso es a menudo especial y requiere de un análisis concienzudo tomando en cuenta todos los factores que afectan la elección.

Existen varias formas para comparar la economía de una solución propuesta, tales como el mínimo costo anual, el método del valor presente neto, el método del recobro de la inversión y algunos otros. Por razones de simplicidad se vera aquí el -- criterio del mínimo Costo anual, el cual incluye Costos de operación, mantenimiento, depreciación del Capital entre otros, - con estas bases la ecuación general se puede expresar de la siguiente forma :

$$C_t = dI + mI + Co$$

Donde:

d = Depreciación anual en %

I = Inversión

m = Coeficiente de Mantenimiento

Co = Costo de Operación

Ct = Costo total anual.

Los Costos de Inversión, se pueden encontrar como una función del tamaño del equipo, y se pueden ver en revistas técnicas en forma de gráficas o relaciones analíticas, de cualquier forma los costos de equipo estan en razón directa de la situación económica del País, del mercado, de las características -

de construcción, de los materiales que intervienen en su fabricación etc.

En base a los datos disponibles, se pueden usar las correlaciones publicadas, interpolando los valores para otros tamaños de los equipos.

Se presentan a continuación dos tipos de correlaciones recomendables, a manera de ejemplo:

$$\text{Función Exponencial: } y = A + Bx^C$$

$$\text{Función de Potencia: } y = A + Bx + Cx^2 + Dx^3$$

Donde  $x$  es la capacidad y donde  $y$  es el costo total instalado.

Cuando hay datos suficientes, se pueden utilizar simultáneamente, deben de estar estrictamente relacionados con las características del equipo a evaluar.

La ecuación de costo se puede usar para comparar la conveniencia económica de varias soluciones técnicas.

A continuación, en la Tabla No. IV.1, se presenta un análisis de costo en Dólares de un sistema mecánico de refrigeración de 2 etapas, a precios de 1967, obtenido del libro "Equipment - Design Handbook" del autor Frank L. Evans Jr. en el cual existen gráficas donde se pueden obtener valores lo suficientemente exactos como para hacer un estimado de la inversión en base a materiales y mano de obra referentes a la parte de la costa del Golfo de México, encontrando por medio de dichas gráficas, la elección del sistema de acuerdo a su capacidad, la potencia requerida por tonelada de refrigeración a varias temperaturas del evaporador, hasta los costos de sistemas simples de refrigeración relacionados con la capacidad de ellos a varias temperaturas del evaporador, así como también se incluyen costos de los motores y turbinas relacionados con la potencia necesaria para el sistema, y otras más.

Se incluye también en la Tabla No. IV.2 una cotización a precios de septiembre de 1983 de una máquina enfriadora de agua tipo absorción, con capacidad para 363 Toneladas de refrigera--

ción, cuyas especificaciones técnicas, están incluidas en el -- documento mencionado.

Para otros lugares, fechas y condiciones, se deberán corregir los estimados finales adecuadamente, pudiendo usar entre -- otras herramientas, los índices para obtener el valor presente de los equipos. Estos índices están en función de la inflación y servirán como ya se mencionó para obtener el valor actual de los equipos y de plantas industriales, los más usuales son:

- Marshall and Stevens                   Aplicables a toda la industria.
- Engineering News Record                Básicamente para la industria de la construcción.
- Nelson                                    Para la industria de el Petróleo exclusivamente.

En términos generales se tendrá:

$$C_e \frac{I_A}{I_E} = C_A$$

Donde:

$C_e$  = Costo inicial

$I_A$  = Índice del año actual

$I_E$  = Índice al año del costo inicial

$C_A$  = Costo Actual

Usando la fórmula anterior, se pueden determinar los costos actuales utilizando los índices mencionados.

En el caso de México se utilizan los índices de precios al mayoreo del Banco de México, los cuales tienen una subdivisión de artículos metálicos en la que se tomó al año de 1978 = 100 %

El cálculo del valor de equipos al año de 1984, resulta -- complicado por los acontecimientos devaluatorios e inflacionarios que se han llevado a efecto desde 1976 hasta el año en -- curso y además sale del alcance del presente trabajo.

Las siguientes definiciones servirán para comprender mejor

las evaluaciones económicas :

- Costo Inicial : Precio de compra, Costo básico del \_  
equipo.
- Costo Instalado : Costo Inicial, más los costos misce-  
laneos y de mano de obra requeridos \_  
para tener el equipo en el sitio.
- Costo de Operación : Costos ó ahorros involucrados en la\_  
operación anual de los equipos. In -  
cluye tradicionalmente electricidad,  
agua de enfriamiento, vapor y combus-  
tibles.
- Depreciación : Declinación anual en el valor del --  
equipo, se considera un costo en li-  
bros. Por el método de la línea rec-  
ta se tendrá que:

$$\text{Depreciación} = \frac{\text{Costo Inicial}}{\text{Años de Opera-}} \\ \text{ción del equipo}$$

- Vida del Equipo: El tiempo de vida activa del equipo.  
Para equipo petroquímico asumir 15 -  
años, si no se tiene el valor exacto  
Para plantas mineras asumir 3 años.
- Tasa de Interés: El valor del Dinero en un tiempo de-  
terminado.
- Valor de Rescate: El valor del equipo al final de su -  
vida activa. Normalmente se descono-  
ce este valor y como es relativamen-  
te pequeña su contribución al análi-  
sis, por lo regular no se incluye en  
las evaluaciones económicas.

Tabla No IV. 1.- Análisis Económico De Un Sistema Mecánico  
De Refrigeración De 2 Etapas.

	CARGA BASICA	PRIMERA ETAPA	SEGUNDA ETAPA	TOTAL
Capacidad en Toneladas de Refrigeración	1,000	100	100	
Temperatura del Producto en °F	-80	+10	+40	
Temperatura del Evaporador °F	-90	0	+30	
Potencia por Tonelada (HP)	5.75	2.20	1.70	
Potencia del Sistema (HP)	5,750	220	170	
Potencia de la etapa baja (Carga Básica HP x 0.40)	2,300			2,300
Potencia de la etapa alta (Potencia del Sistema menos Potencia de la etapa baja)	3,450	220	170	3,740
Calor cedido por el Condensador en MM BTU / h	26	2	1.5	29.5
Costo Básico del Sistema	\$ 287,500	\$37,500	\$25,000	
Corrección del Cambiador de Calor \$/Ton x Tons.	\$ 38,000			
Factor de Costo en las etapas	1	0.75	0.75	
<b>A</b> Costo Básico Corregido Del Sistema	\$ 325,500	\$28,100	\$18,750	<u>\$372,350</u>
Costo del Condensador				
Enfriado por Aire t = 20				\$120,000
Enfriado por Agua				
Corrección para el Cambiador de Calor \$/MM BTU / hr				
<b>B</b> Costo Corregido del Condensador				<u>\$120,000</u>
Costo de la Torre de Enfriamiento:				

Rango t

Material y Equipo Adicional  
(Bomba de agua condensada,  
tubería etc.)

C	Costo Total de la Torre	No se requiere
	Costo de los impulsores del Sistema:	
	Impulsor Etapa Baja	\$ 38,500
	Impulsor Etapa Alta	\$ 57,500
	Reductor (Solo Máquinas de Gas)	
D	Costo Total de Impulsores:	<u>\$ 96,000</u>
	Costos Diversos:	
	Alambrado de Poder	\$ 20,000
	Alambrado de Control	\$ 10,000
	Cimientos	\$ 10,000
	Estructura de Acero	\$ 20,000
	Costo adicional por trabajos en el sitio	
E	Costos Diversos Totales	<u>\$ 60,000</u>
	Costo Total Del Sistema De Refrigeración	
	A + B + C + D + E =	<u><u>\$ 648,350</u></u>

**TABLA No. IV.2 COTIZACION.**

**Muy señores nuestros:**

De acuerdo a sus deseos, tenemos el gusto de presentar a su consideración nuestro mejor presupuesto por el equipo marca CARRIER requerido por ustedes para -- ser instalado en su referencia arriba citada, y que a continuación se describe.

**PARTIDA UNICA:**

(1) Una	Unidad enfriadora de agua marca CARRIER tipo Absorción modelo 16JB036, de diseño completamente hermético para operar a 220 volts, 3 fases, 60 ciclos, - con capacidad para 363 toneladas de refrigeración - de acuerdo con la hoja de descripción y especificaciones técnicas, adjuntas.
---------	--

El valor total de este presupuesto en Moneda Nacional, asciende a la cantidad de:-----\$ 10'130,910.00---  
(DIEZ MILLONES CIENTO TREINTA MIL NOVECIENTOS DIEZ PESOS-----  
00/100 M.N.)

El valor total de este presupuesto en Dólares, asciende a la cantidad de:-----U. S. DLLS.--\$ 30,000.00----  
TREINTA MIL DOLARES 00/100 U. S. Cy.) -----

Unidad enfriadora de agua marca CARRIER tipo absorción modelo 16JB 036 de diseño completamente hermético - para operar a 220 volts, 3 fases, 60 ciclos; con capacidad para 363 toneladas de refrigeración, incluyendo:

- 1.- Enfriador-absorbedor del tipo casco y tubos.
- 2.- Enfriador aislado térmicamente para evitar condensación en las superficies frías.
- 3.- Condensador-generador del tipo casco y tubos.
- 4.- Generador con tubo de tipo "U" para libre expansión.
- 5.- Motobomba de diseño totalmente hermético de 3.3 BHP para circulación de la solución. Es enfriada y lubricada por el mismo fluido que maneja, eliminando en esta forma tuberías y conexiones exteriores necesarias para este fin; esta motobomba puede ser reparada sin necesidad de romper el vacío del equipo.
- 6.- Motobomba de diseño totalmente hermético de 1.6 BHP para circulación del refrigerante. Es enfriada y lubricada por el mismo fluido que maneja, eliminando en esta forma tuberías y conexiones exteriores necesarias para este fin; esta motobomba puede ser reparada sin necesidad de romper el vacío del equipo.
- 7.- Sistema de purga integral autooperante de diseño hermético para trabajar sin motor. El sistema de purga de estos equipos está diseñado para operar sin motor con el objeto de eliminar toda posibilidad de contaminación del refrigerante y disminuir al mínimo los costos de operación y mantenimiento.
- 8.- Sistema patentado "Cycle-Guard" elimina totalmente la posibilidad de cristalización de la solución -- en todas las condiciones de operación. (Hasta 55°F de temperatura de agua de condensación). Por consecuencia la máquina CARRIER no necesita línea de --

TABLA No. IV.2 (Continuación)

BY-PASS de la torre de enfriamiento con válvula de 3 vías motorizada y termostato para controlar y mantener una temperatura constante del agua de condensación.

- 9.- Consola de control automático conteniendo todos los controles necesarios para operar el equipo como son: botones con luz piloto para arrancar y parar el equipo, interruptor de seguridad con fusibles, protectores de sobrecarga, restablecedor automático de arranque, transformador de voltaje con entrada variable control de seguridad contra falta de refrigerante, arrancador para la bomba de la solución arrancador para la bomba del refrigerante, selector de temperatura para el agua fría termostato para el agua fría, indicador de tiempo de operación, switch de seguridad para alta temperatura, luz piloto para el sistema de purga, switch de seguridad para baja temperatura, válvula compensadora de concentración de la solución con su switch de arranque y paro, switch para el control de capacidad, ---- switch para el nivel de purga, switch para bajo nivel de refrigerante, switch para el alto nivel de refrigerante y switch de dilución térmico con termostato.
- 10.- Control de capacidad automático y válvula de vapor para regular la operación del equipo a cualquier porcentaje de su capacidad total -- (0% a 100%). Los controles en el equipo Carrier se pueden suministrar del tipo "electrónico" ó "neumático" sin que se altere su costo, --- siendo más recomendable el de tipo "electrónico" por su mayor exactitud y velocidad de respuesta así como por no requerir compresores -- de aire por separado.
- 11.- Carga inicial de Bromuro de Litio.
- 12.- El equipo que estamos ofreciendo, se envía -- probado contra fugas, sellado y bajo vacío.

TABLA No. IV. 2 (Continuación)

## ESPECIFICACIONES TECNICAS

ENFRIADOR DE AGUA MARCA "CARRIER" TIPO ABSORCION  
SERIE 16 JB

-----

NOMBRE DE LA OBRA: HOTEL PUERTO VALLARTA

LUGAR DE LA OBRA: PUERTO VALLARTA, JAL.

NUMERO DE PRESUPUESTO: MPC- 6424

CANTIDAD DE UNIDADES POR SUMINISTRAR: UNA

## DATOS POR UNIDAD

=====

UNIDAD MODELO 16JB036

CAPACIDAD 363 TONELADAS DE REFRIGERACION

FLUJO DE AGUA A TRAVES DEL ENFRIADOR 871 GPM

TEMPERATURA DEL AGUA FRIA A LA ENTRADA DE LA MAQUINA 55 °F

TEMPERATURA DEL AGUA FRIA A LA SALIDA DE LA MAQUINA 45 °F

NUMERO DE PASOS EN EL ENFRIADOR 2

CAIDA DE PRESION EN EL ENFRIADOR 15 FT.W.G.

FACTOR DE INCRUSTACION EN EL ENFRIADOR .0005

FLUJO DE AGUA A TRAVES DEL ABSORBEDOR/CONDENSADOR 1232 GPM

TEMPERATURA DEL AGUA DE CONDENSACION A LA ENTRADA DEL ABSORBEDOR 85 °F

TEMPERATURA DEL AGUA DE CONDENSACION A LA SALIDA DE LA MAQUINA 101.7 °F

NUMERO DE PASOS EN EL ABSORBEDOR 2

CAIDA DE PRESION EN EL ABSORBEDOR/CONDENSADOR 20 FT.W.G.

FACTOR DE INCRUSTACION EN EL ABSORBEDOR/CONDENSADOR .0005

VAPOR SUMINISTRADO A LA MAQUINA A. 10 PSIG.

CONSUMO DE VAPOR 6461 LBS/HR.

ALTITUD DE OPERACION N/M FT.S.N.M.

PESO DE OPERACION 23,530 LBS.

BOMBA DE SOLUCION 3.3 BHP, 208 240 VOLTS, 3 FASES, 60 CICLOS.

BOMBA DE REFRIGERACION 1.6 BHP, 208 240 VOLTS, 3 FASES, 60 CICLOS.

IV. 2.- Comparación Económica De Los Refrigerantes Más Comúnmente Usados.

En esta sección se hará la comparación del costo de los refrigerantes para producir una Tonelada Industrial Normal de Refrigeración.

En la Tabla IV. 3.- se relacionan los costos correspondientes a los refrigerantes más representativos, tomando como base las siguientes consideraciones, de acuerdo a los cálculos del Capítulo III del presente trabajo:

Si 1 Ton de refrigeración = 200 BTU Absorbidos por minuto, el refrigerante requerido por minuto para una Tonelada de refrigeración será:

$$\frac{200 \text{ BTU} / \text{min}}{(h_1 - h_4) \text{ BTU} / \text{lb}} = \frac{200}{(h_1 - h_4)} \frac{\text{lb}}{\text{min}}$$

Suponiendo una Eficiencia de A % y un Costo por libra de refrigerante de \$ B / lb , se podrá obtener:

$$C = \frac{200}{h_1 - h_4} \times A \times B = \text{Costo del refrigerante por minuto por Ton. de refrigeración.}$$

De acuerdo a lo anterior, los datos contenidos en la Tabla IV. 3.- serán los siguientes:

Columna No 1:	Número y Nombre del refrigerante.
Columna No 2:	Precio por Kilogramo.
Columna No 3:	Fuente de Datos a Diciembre de 1983.
Columna No 4:	$h_1 - h_4$ , Efecto neto de refrigeración al evaporar una libra de refrigerante.
Columna No 5:	Refrigerante requerido por Tonelada de refrigeración por minuto.
Columna No 6:	Factor de conversión.

Columna No 7: Eficiencia considerada.  
 Columna No 8: Costo Del Refrigerante Por Tonelada Industrial Normal De Refrigeración.

## NOTAS:

1.- Para efectos de cálculo supóngase:

$$t_1 \text{ Succión} = 5^\circ \text{ F}$$

$$t_2 \text{ Descarga} = 86^\circ \text{ F}$$

$$\text{Eficiencia} = 80 \% = 0.8$$

Obtener el contenido de calor del líquido a  $86^\circ \text{ F}$  (BTU / lb)

$$h_3 = h_4$$

Obtener el contenido de calor del vapor a  $5^\circ \text{ F}$  (BTU / lb)

$$h_1$$

El efecto neto de refrigeración al evaporar una libra de refrigerante será:

$$h_1 - h_4$$

2.- Los precios de los productos de PEMEX, son L. A. B. Centro embarcador, no incluyen cargos por flete o bombeo.

3.- En todos los precios expresados, no se incluye el Impuesto al Valor Agregado.

4.- Los datos de otros proveedores son precios L. A. B. México D. F. y no incluyen cargos por flete o bombeo.

5.- El factor de conversión expresado en la Columna No 6, - se obtiene de acuerdo a las siguientes consideraciones:

- a) Se requiere de unidades consistentes.
- b) Los precios por lo general se expresan en \$ por kilogramo de refrigerante.
- c) El efecto neto de refrigeración se expresa en términos de 1 lb de refrigerante.

Con estas consideraciones y teniendo en cuenta las equivalencias entre las unidades que a continuación se expresan:

$$1 \text{ lb} = 454 \text{ gm} = 0.454 \text{ Kg}$$

$$1 \text{ Día} = 24 \text{ hr}$$

$$24 \text{ hr} = 1440 \text{ min}$$

Se tendrá entonces que:

$$C_{\text{TINR}} = \frac{\text{lb}}{\text{min}} \times \text{\$} \times \frac{\text{\$}}{\text{Kg}} \times \frac{0.454 \text{ Kg}}{1\text{b}} \times \frac{1440 \text{ min}}{24 \text{ hr}}$$

$$C_{\text{TINR}} = \text{\$} \times \text{\$} \times \frac{0.454 \times 1440}{24}$$

$C_{\text{TINR}}$  = Costo del refrigerante para producir una Tonelada Industrial Normal de Refrigeración.

El valor del factor de conversión será de:

$$\text{F. C.} = \frac{0.454 \times 1440}{24} = 27.24$$

Este valor se utiliza por simplicidad de cálculo.

Tabla No. IV. 3.- COMPARACION DEL COSTO  
DE LOS REFRIGERANTES MAS COMUNES

No	1 Nombre	2 \$/ Kg	3 Fuente	4 $h_1 - h_4$	5 $\frac{200}{h_1 - h_4}$	6 Factor de Conversion	7 Eficiencia	8 Costo \$ por T1NR
717	AMONIACO	6.00	PEMEX	485.5	0.4119	27.24	0.80	53.90
744	BIOXIDO DE CARBONO	45.00	LIQUID CARBONIC	65.1	3.07	27.24	0.80	3010.56
11	R - 11	243.74	QUIMOBAS- SICOS	66.8	2.99	27.24	0.80	15881.63
12	R - 12	257.38	QUIMOBAS- SICOS	50	4.00	27.24	0.80	22435.30
22	R - 22	491.45	QUIMOBAS- SICOS	70	2.86	27.24	0.80	30631.55
113	R - 113	728.38	QUIMOBAS- SICOS	53.7	3.73	27.24	0.80	59205.75
114	R - 114	1059.64	QUIMOBAS- SICOS	44.7	4.47	27.24	0.80	103219.80
502	R - 502	1154.96	QUIMOBAS- SICOS	44.9	4.46	27.24	0.80	112253.25
50	METANO	10.81	PEMEX			27.24	0.80	
170	ETANO	10.81	PEMEX			27.24	0.80	
290	PROPANO	10.81	PEMEX	118.9	1.68	27.24	0.80	395.76

Tabla No. IV. 3.- CONTINUACION...

No	1 Nombre	2 \$/ Kg	3 Fuente	4 $h_1 - h_4$	5 $\frac{200}{h_1 - h_4}$	6 Factor de Conversión	7 Eficiencia	8 Costo \$ por TMR
600	ISO-BUTANO	10.81	PEMEX	114.3	1.75	27.24	0.80	412.25
1150	ETILENO		PEMEX			27.24	0.80	
1270	PROPILENO		PEMEX			27.24	0.80	
	NITROGENO					27.24	0.80	
	HIDROGENO					27.24	0.80	

#### IV. 3.- Evaluación De Resultados.

De acuerdo a la Tabla No IV. 3.- del presente Capitulo, se podrá elaborar la siguiente evaluación de resultados:

En primer lugar se ve, que el Amoniaco, cuyo precio por kilogramo es de \$6.00 y cuyo costo por Tonelada Industrial Normal De Refrigeración, es de \$53.90, lo hacen ser el refrigerante más popular en la industria, y también por las propiedades estudiadas en el Capitulo No. 2 del presente trabajo.

Los Hidrocarburos ligeros como son los refrigerantes Nos. 50, 170, 290 y 600, también tienen una buena aceptación en la industria petroquímica debido a su disponibilidad para este uso y cuyos precios y costos son sumamente atractivos, aunados a sus propiedades fisicoquímicas.

Como dato curioso, diremos que los refrigerantes No. 1150 Etileno y 1270 Propileno, Petroleos Mexicanos No los vende al público por tratarse de materias primas vitales para el desarrollo de la industria petroquímica primaria y secundaria.

En relación a la Familia de los Poli-Halo-Alcanos, podemos mencionar que independientemente de su alto precio unitario y de su elevado costo por Tonelada Industrial Normal De Refrigeración son los refrigerantes más comercializados ya que son lo suficientemente versátiles, para utilizarlos en las condiciones que se requiera. Debido a esto y a la gran demanda de los otros refrigerantes, para usarlos como materias primas, han surgido las empresas que ya los fabrican en México.

Por último y en el caso particular que se usó como base para elaborar la Tabla anterior, mencionaremos que el Metano y el Etano, No cumplen en principio con las condiciones para el problema, por lo que para lograrlo se tendrían que variar las condiciones de Presión, utilizando un Compresor de mayor tamaño y capacidad, lo que resulta incosteable para el caso que nos ocupa.

Ya para terminar, mencionaremos que se tendrá que elaborar una tabla comparativa de los diferentes refrigerantes y sus cos-

tos para el caso de variaciones de temperaturas diferentes. Se -  
seleccionará al refrigerante más acorde a las instalaciones que\_  
se posean.

## C A P I T U L O V

### C O N C L U S I O N E S

Cuando se tienen varias alternativas de selección, se tendrá que elaborar un análisis Técnico-Económico de los sistemas aplicables a un caso en particular y como parte integral, realizar también el análisis de los refrigerantes que satisfagan las condiciones del caso, como en el ejemplo visto en el presente trabajo, para que al conjugar las economías en funcionamiento, --- costo y tiempo, se llegue a la mejor selección.

De acuerdo al costo, existen 10 productos que cumplen con -- las condiciones, estos son el amoníaco, el 744, el R-11, el R-12 el R-22, el R-113, el R-114, el R-502, el R-290 y el R-600, pero la solución óptima para el caso estudiado está dada por los refrigerantes Amoníaco, R-12 y R-22, ya que cumplen satisfactoriamente con los requerimientos del sistema propuesto.

Para asegurar lo anterior se comparó al calor latente de los refrigerantes ya que esta propiedad es la cantidad de calor necesaria para cambiar de estado una sustancia, por lo que en los refrigerantes, el calor latente por libra debe de ser elevado, - para tener menor peso en circulación por tonelada de refrigeración, ya que reduce las dimensiones de tuberías en grandes instalaciones y la capacidad en el compresor.

Podemos concluir también que de acuerdo a su aplicación tenemos Refrigerantes de baja presión y alta temperatura.

Refrigerantes de presión media y temperatura media.

Refrigerantes de alta presión y muy baja temperatura.

Refrigerantes de muy alta presión y muy baja temperatura

Refrigerantes secundarios.

La búsqueda de refrigerantes todavía mejores que los actuales sigue adelante.

B I B L I O G R A F I A

ASHRAE-GUIDE AND DATA BOOK

## ASHRAE EQUIPMENT

1969 - U.S.A.

Published by the American Society of Heating  
Refrigerating and Air Conditioning Engineers.

CALCULOS QUIMICOS

Sidney W. Benson

Editorial Limusa, S.A.

1974 - 1a. Edición 3a. Reimpresión

México

Varios Capítulos

ENCICLOPEDIA DE TECNOLOGIA QUIMICA

Kirk-Othmer

UTEHA 1a. Edición en Español 1963

Volumen XIII PP. 686 "Refrigeración"

EQUIPMENT DESIGN HANDBOOK FOR REFINERIES AND CHEMICAL  
PLANTS VOL. 1

Frank. L. Evans, Jr.

Book Division, Gulf Publishing

1971 - first edition U.S.A.

Vol. 1 Chapter 5 "Refrigeration"

FLUID THERMODYNAMIC PROPERTIES FOR LIGHT PETROLEUM SYSTEMS

Kenneth E. Starling

Gulf Publishing Co.

Houston, Texas

1973 - First Edition Printed in the United States of America

Varios Capítulos.

**FUNDAMENTOS DE FISICO-QUIMICA**

Samuel H. Maron; Carl F. Pruton

Editorial Limusa Wiley, S.A.

México, D.F.

1968 - 1a. Edición en Español

Impreso en México

Varios Capítulos

**HANDBOOK OF THERMODYNAMIC TABLES AND CHARTS**

Kuzman Raznjevic

Mc Graw - Hill Book Company

New York

1976 - First Edition Printed in the United States of America

**HYDROCARBON PROCESSING**

Vol. 50 No. 11 Noviembre 1971

1971 - Petrochemical Handbook Issue

Houston, Texas - Gulf Publishing Co.

**INTRODUCTION TO THERMODYNAMICS AND HEAT TRANSFER**

David A. Mooney

Prentice Hall Inc.

Englewood Cliffs, N.J. U.S.A.

1953 - 1955 - 1a. Edición 10a. Impresión U.S.A.

PP.324 Capítulo 18 "Refrigeration"

**ORGANIC CHEMISTRY**

ED. F. DEGERING PH. D.

BARNES AND NOBLE, INC.

COLLEGE OUTLINE SERIES

1966 - NEW YORK, U.S.A. 6a. Edición

PP. 41 Capítulo 4

**PRINCIPIOS DE LOS PROCESOS QUIMICOS****PARTE II TERMODINAMICA**

O.A. HOUGEN

K.A. WATSON

R.A. RAGATZ

Editorial Reverte, S.A.

1964 - 1a. Edición en Español. Madrid, España

Varios Capítulos.

**PROFESSIONAL ENGINEER'S EXAMINATION**

Chemical Engineering

Gerald Coren

Arco Publishing Company, Inc. 2nd Edition 1971

Chapter 6 "Refrigeration" PP. 91

**PRINCIPIOS Y CALCULOS BASICOS DE LA INGENIERIA QUIMICA**

DAVID M. HIMMELBLAU

Editorial: Union Tipografica Editorial Hispano Americana

1966 - 1a. Edición en español.

Impreso en México

Varios Capítulos

**QUIMICA FISICA**

Gordon M. Barrow

Editorial Reverte, S.A.

1968 - 2a. Edición

Impreso en España

Varios Capítulos

**QUIMICA ORGANICA FUNDAMENTAL**

Henry Rakoff; Norman C. Rose

Editorial Limusa, S.A.

México, D.F.

1974 - 1a Edición 2a. Reimpresión

Impreso en México

Varios Capítulos

**STANDARD BASIC MATH AND APPLIED PLANT CALCULATIONS**

Steve Elonka

Mc Graw - Hill Book Company

1978 - 1a. Edición U.S.A.

PP. 224 Capitulo 12 "Refrigeration and Air Conditioning"

**APPLIED PROCESS DESIGN FOR CHEMICAL AND PETROCHEMICAL PLANTS**

Vol. III Ernest E. Ludwig

Gulf Publishing Company

Houston, Texas, U.S.A.

First Edition

Printed in the U.S.A.

PP 167 Chapter III "Refrigeration Systems"

**MECHANICAL ENGINEERING THERMODYNAMICS**

David A. Mooney

Prentice Hall Inc.

Englewood Cliffs, N.J., U.S.A.

1953 - 1a. Edición 9a. Impresión E.U.A.

PP. 324 Capitulo 18 "Refrigeration"

**QUIMICAL INDUSTRIAL RIEGEL**

James a Vent

Tratados y Manuales Grijalbo

Ediciones Grijalbo, S.A.

Barcelona-México, D.F.

1964 - Primera Edición en Español

Impreso en España

PP. 1028 Capitulo 25 "Productos Orgánicos Sintéticos"

**REFRIGERACION INDUSTRIAL Y COMERCIAL**

C. Wesley Nelson  
Editorial Dossat, S.A.  
Madrid, España  
1969 - 1a. Edición en Español  
Impreso en España  
Varios Capítulos

**REFRIGERACION Y ACONDICIONAMIENTO DE AIRE**

W.F. Stoecker  
Editorial Mc Graw-Hill de México, S.A. DE C.V.  
México, D.F.  
1970 - 1a. Edición en Español  
Impreso en México  
PP. 153 Capítulo 9 "Refrigerantes"