

75 20



UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE INGENIERIA



DISEÑO DE UN REFRIGERADOR
PARA ULTRA BAJA TEMPERATURA

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

P R E S E N T A N
ERIC FEDERICO DE JESUS HERNANDEZ DESENTIS
JUAN VICTOR VALDESPINO MARTINEZ

Director de Tesis:

ING. HUMBERTO A. CASTRUITA



TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

MEXICO, D. F.

1990



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 "

INTRODUCCION

I.- REFRIGERACION

- 1.- CICLO BASICO DE REFRIGERACION POR COMPRESION.
- 2.- SISTEMAS DE REFRIGERACION SIMPLES Y COMPUESTOS.

II .- CALCULO DE CARGA TERMICA

- 1.- FACTORES A CONSIDERAR EN EL DISEÑO DEL SISTEMA DE REFRIGERACION.
- 2.- CONDICIONES DE DISEÑO
- 3.- CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO.

III.- LOS REFRIGERANTES Y SU SELECCION

IV.- CALCULO Y SELECCION DE LOS COMPONENTES

- 1.- COMPRESORES
- 2.- EVAPORADOR
- 3.- CONDENSADOR
- 4.- INTERCAMBIADOR DE CALOR
- 5.- TUBOS CAPILARES
- 6.-DIGRAMA ESQUEMATICO Y ACCESORIOS

V.- LUBRICANTES

VI.- SISTEMA DE CONTROL Y DIAGRAMA ELECTRICO

VII.- DISEÑO FISICO

VIII.- COSTEO

CONCLUSIONES

BIBLIOGRAFIA

" INTRODUCCION "

=====

Uno de los problemas a los que se ha enfrentado México es la gran dependencia tecnológica. Esta dependencia es muy notoria en equipos de refrigeración de ultra baja temperatura (-40 °C a -100 °C), donde todos los equipos existentes en el país son de importación, causando esto un alto costo de adquisición y mantenimiento y más actualmente, debido a la situación económica por la que atraviesa el país.

Para poder ver las necesidades de estos equipos y que tanta demanda tienen, primeramente se investigó donde era su principal aplicación en el país, encontrándose que era en el área Médico Biológicas. Después se realizó una encuesta en algunos centros donde se utilizan estos equipos. De ésta encuesta que se realizó solamente en el D.F., se encontró que en la mayoría de los casos la cantidad de equipos son suficientes, la única desventaja es el alto costo del mantenimiento. De los centros que se visitaron tenemos: Centro Nacional de Transfusión Sanguínea, Instituto Nacional de la Nutrición, Centro Nacional de Virología, Servicio de Hematología y Servicio de Oncología. Por parte de la UNAM se visitó: Instituto de Fisiología Celular, Instituto de Odontología y Facultad de Medicina. Por parte del IPN se visitó: Escuela Superior de Biología y Escuela Superior de Ingeniería Química.

Con la finalidad de crear tecnología propia y resolver ésta necesidad, en este trabajo se diseña un sistema de refrigeración de ultra baja temperatura (-80 °C), procurando utilizar el mayor número de componentes que se fabriquen en el país (compresores, evaporadores, etc.). A lo largo de este trabajo se hablará del ciclo teórico de refrigeración por compresión (simple y cascada), de refrigerantes de mayor uso en sistemas de ultra baja temperatura, así como también de sus propiedades y características; se calculará cada componente del sistema, se hablará de algunos lubricantes y propiedades que se deben tomar en cuenta para poder ser usados en éstos sistemas, se hará el diseño físico, y al final se comparará el precio del equipo de importación con respecto al diseñado, y se verá que tan factible es producir estos equipos con tecnología propia.

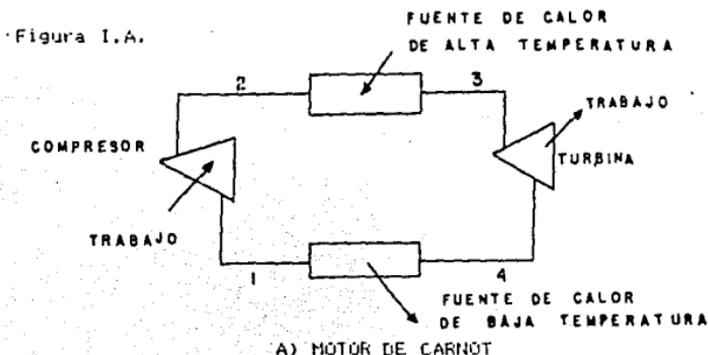
I - REFRIGERACION

I.1.- CICLO BASICO DE REFRIGERACION POR COMPRESION.

Los diagramas más utilizados en el análisis del ciclo de refrigeración son los $t-s$, $p-h$. El de mayor utilidad es el diagrama $p-h$ por su facilidad de localización de los puntos necesarios dadas las condiciones de presión, temperatura y entalpía a través de las tablas de los refrigerantes. Pero para efectos de explicación teórica, en el ciclo de Carnot se acostumbra utilizar el diagrama $t-s$; dado que se pueden observar las áreas bajo la curva tanto del trabajo realizado en el ciclo, el efecto refrigerante y los requerimientos de temperatura.

I.1.a. CICLO DE CARNOT COMO MOTOR

El ciclo de Carnot es el ciclo termodinámico de máxima eficiencia y por esta razón se toma como modelo de comparación cuando se opera entre dos temperaturas. El motor del ciclo de Carnot recibe energía de un depósito a alta temperatura, convirtiendo parte de ella en trabajo y descargando la sobrante a un depósito de calor a una temperatura inferior, el ciclo de Carnot se muestra en la figura I.A. y su correspondiente diagrama temperatura - entropía en la figura I.B.





B) DIAGRAMA TEMP-ENTROPIA

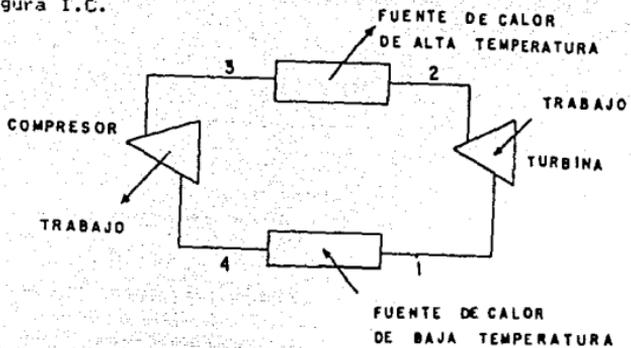
I.1.b.- CICLO DE CARNOT DE REFRIGERACION

Aún cuando el ciclo de Carnot fue desarrollado para máquinas directas, es posible extender su aplicación para el ciclo inverso, es decir, el de proporcionar energía en forma de trabajo para transportar calor de un depósito de menor temperatura a otra de mayor temperatura. Los procesos que forman el ciclo inverso son:

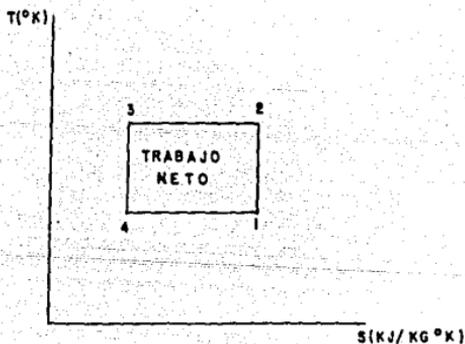
- 1 - 2 Compresión adiabática
- 2 - 3 Pérdida de calor isotérmica
- 3 - 4 Expansión adiabática
- 4 - 1 Ganancia de calor isotérmica

En las figuras I.C. y I.D. se muestran el ciclo de --- Carnot para refrigeración y el diagrama temperatura-entropía.

'Figura I.C.



C) CICLO DE CARNOT PARA REFRIGERACION



D) DIAGRAMA TEMP-ENTROPIA

La ganancia de calor en el proceso 4-1 a una baja temperatura es el objetivo del ciclo, siendo el de los demás procesos únicamente descargar la energía calorífica en un depósito a temperatura mayor.

Todos los procesos en el ciclo de Carnot son termodinámicamente reversibles, por lo que es imposible obtener una eficiencia mayor con algún otro ciclo. El estudio del ciclo se realiza por dos razones:

- 1.- Sirve como una comparación normalizada
- 2.- Provee una guía para seleccionar las temperaturas que deben mantenerse para obtener una alta eficiencia.

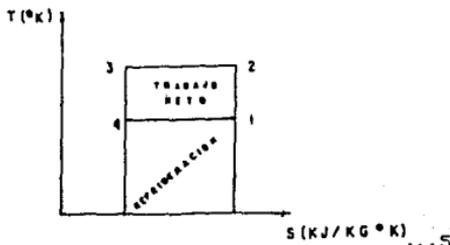
Para realizar esta comparación se define el término de coeficiente de funcionamiento (C.F.), como la relación de la refrigeración útil entre el trabajo neto, y representa el cociente entre:

$$\frac{\text{LA MAGNITUD DE COMODIDAD}}{\text{LA MAGNITUD DE COSTO}}$$

En el sistema internacional el coeficiente de funcionamiento es adimensional, pero algunos fabricantes suelen expresarlo en (Btu/Hr/Hp), lo más deseable es obtener el mayor coeficiente de funcionamiento posible, ya que esto indica la mayor cantidad de refrigeración al menor gasto de energía.

El calor útil de refrigeración es el área bajo la línea 4 - 1 y el calor cedido al depósito de alta temperatura es el área bajo la línea 2 - 3, tal como se muestra en la figura I.E. y por lo que se concluye que el calor agregado al ciclo durante el proceso de compresión es el área del rectángulo 1-2-3-4.

Figura I.E.



Una expresión del coeficiente de operación es:

$$CF = \frac{T_1 (S_1 - S_4)}{(T_2 - T_1)(S_1 - S_4)} = \frac{T_1}{T_2 - T_1} = \frac{Q_e}{W} \quad \text{--- (I.1.a.)}$$

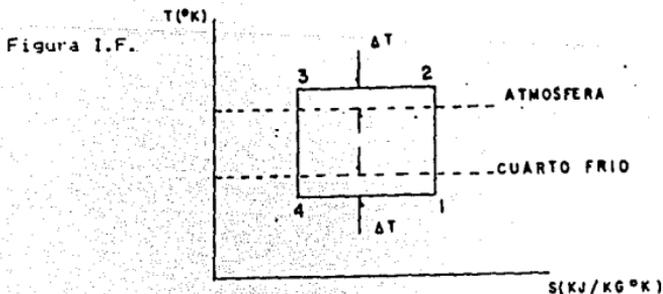
El coeficiente de funcionamiento puede variar de cero a infinito. Un bajo valor de T_2 proporcionará un coeficiente alto, y un alto valor de T_1 aumentará el coeficiente de eficiencia

Por lo que se pretende siempre mantener T_1 alto y T_2 bajo. En caso de hacer $T_1 = T_2$ el coeficiente es infinito, pero en la práctica se requiere ceder calor a un depósito de alta temperatura (T_A), por lo que la temperatura T_1 siempre será menor a T_2 . Además en el proceso de intercambio de calor la temperatura T_1 debe ser mayor a T_B para ganar calor y T_2 debe ser mayor a T_A para ceder calor. Este diferencial de temperatura hace que los procesos de intercambio de calor sean irreversibles, desviándose así del ciclo ideal de Carnot.

Una opción para no alejarse demasiado del ciclo ideal es tener un diferencial de temperaturas pequeños, ver fig. I.F., pero eso involucraria un aumento de área (A) o del coeficiente global de transferencia de calor (U) en la ecuación de

$$q = U A \Delta T \quad \text{--- (I.1.b.)}$$

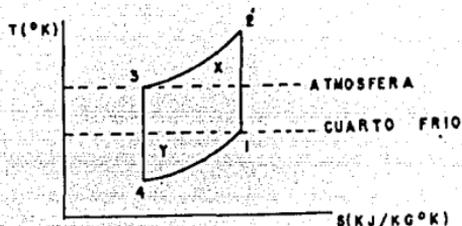
Si ΔT tiende a cero, U y A tienden a infinito provocandose un costo infinito en el intercambiador de calor, por lo que la selección de ΔT debe estar basada en un análisis económico.



Para tratar de reproducir lo más cercanamente posible el ciclo de Carnot para refrigeración, se puede usar el refrigerante como gas o bien en doble estado (gas-líquido).

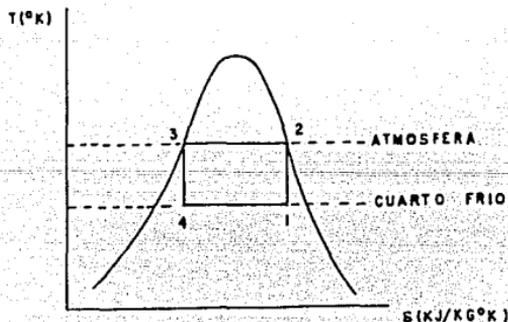
En el primer caso se obtiene una compresión y expansión isocentropica (procesos 1 - 2 y 3 - 4); siendo los procesos de intercambio de calor a presión constante (procesos 2 - 3 y 4 - 1). Este ciclo difiere del de Carnot como se nota en la figura I.G. en que se adicionan las áreas X y Y, teniendo como resultado otro aumento en el coeficiente de funcionamiento debido a un aumento de trabajo (area X) y una disminución de efecto de refrigeración (area Y).

Figura I.G.



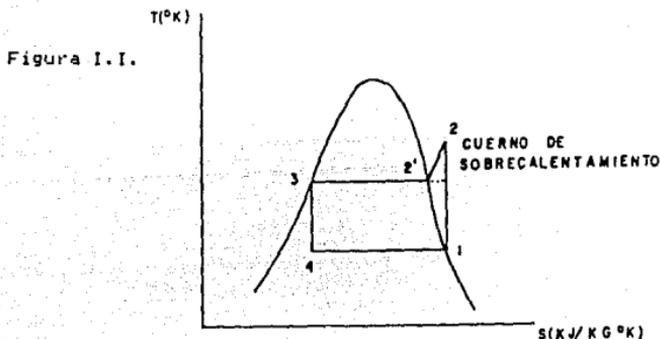
En el segundo caso el refrigerante se condensa al perder calor y se evapora al ganar calor, ésto ofrece un alto coeficiente de funcionamiento, ya que el cambio de fase se realiza a presión y temperatura constante. Como se ilustra en la figura I.H.

Figura I.H.



Uno de los problemas que ofrece el proceso de compresión del ciclo mencionado, es que se realiza con vapor húmedo (compresión húmeda), esto no es recomendable para el compresor debido a que las válvulas pueden dañarse o el refrigerante húmedo puede mezclarse con el lubricante bajando su viscosidad, acelerando así el desgaste.

Por ello siempre se pretende tener una compresión seca, en la que no exista refrigerante húmedo a la entrada del compresor; dando como resultado que el ciclo de refrigeración pierda su forma rectangular, como se muestra en la figura I.1.



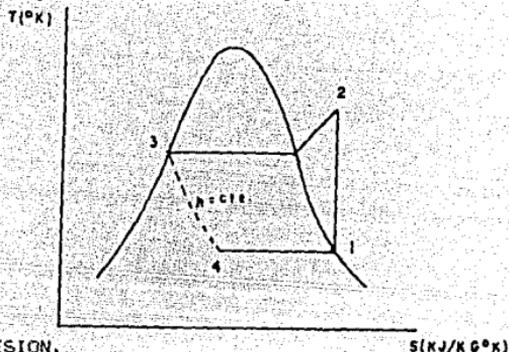
El refrigerante en el punto 2 se encuentra sobrecalentado generando un área adicional, siendo común llamar a esta "cuerno de sobrecalentamiento", la cual representa en el diagrama t-s una cantidad adicional de trabajo debido a la compresión seca.

Por otro lado, el proceso de expansión se propone como isentrópico (reversible), esto en la práctica no es posible realizarlo por varias razones.

- 1.- El trabajo que libera un motor de expansión es tan pequeño que no pueda recuperarse en el compresor.
- 2.- Un motor que trabaja con fluido en dos fases presenta serios problemas de lubricación.
- 3.- La cantidad de energía recuperada no justifica el costo del motor.

Debido a lo anterior el ciclo normalizado de compresión de vapor comprende los siguientes procesos (Figura I.J.):

Figura I.J.



1 - 2 PROCESO DE COMPRESION.

S(KJ/KG°K)

Consiste en una compresión reversible y adiabática de vapor saturado de la presión del evaporador a la presión del condensador.

El proceso 1 - 2 se efectúa en el compresor a medida que se incrementa la presión del vapor, debido a la compresión del vapor desde la presión en el evaporador hasta la del condensador. La compresión 1 - 2 se supone isentropica, es decir, adiabática. Durante este proceso se efectúa un trabajo sobre el vapor refrigerante, incrementándose la entalpia del vapor en una cantidad que es exactamente igual al trabajo efectuado sobre el vapor. Esta energía es también llamada calor de compresión y es igual a la diferencia de entalpias entre los puntos 2 y 1, de donde:

$$q_w = h_2 - h_1 \quad (\text{I.1.c.})$$

el trabajo total puede ser calculado de la siguiente forma:

$$W = (q_w) \dot{m} \quad (\text{I.1.d.})$$

$$W = (h_2 - h_1) \dot{m}$$

Como resultado de la absorción de calor en la compresión,

el vapor descargado por el compresor al condensador está en la condición de sobrecalentado.

2 - 3 PROCESO DE CONDENSACION.

Consiste en la pérdida de calor a presión constante, causando de-sobrecalentamiento y condensación del refrigerante.

Por lo general, los procesos 2 - 2' y 2' - 3 se verifican en el condensador a medida que el gas refrigerante caliente descargado del compresor es enfriado hasta la temperatura de condensación y después condensado.

El proceso 2 - 2' toma lugar en la parte superior del condensador, durante este proceso la presión del vapor permanece constante. La cantidad de calor sensible (sobrecalentamiento) eliminado por masa de vapor es:

$$(h_2 - h_{2'})$$

El proceso 2' - 3 es la condensación del vapor, siendo el calor cedido al medio ambiente igual a:

$$(h_{2'} - h_3)$$

el calor cedido por el refrigerante en el condensador será entonces:

$$q_c = h_2 - h_3 \quad \text{--- (I.l.e.)}$$

En un ciclo saturado simple la energía del refrigerante se incrementa sólo en dos procesos; (1) mediante el calor absorbido del espacio refrigerado y (2) mediante la energía equivalente debida al trabajo mecánico en el compresor, por lo que observando la figura I.G., concluimos que:

$$q_c = q_e + q_w \quad \text{--- (I.l.f.)}$$

3 - 4 PROCESO DE EXPANSION

Se realiza mediante la expansión irreversible a entalpia constante de líquido saturado de la presión del condensador a

la del evaporador.

El proceso descrito por los puntos 3 - 4 sucede en el control de refrigerante cuando la presión del líquido es reducida desde la presión de condensación hasta la presión de evaporación a medida que el líquido pasa a través de la válvula de expansión. Cuando la presión del líquido es reducida, la temperatura de éste disminuye desde la T_c hasta T_e y sucediéndose el cambio de fase líquido-vapor.

El cambio de entropía durante el proceso 3 - 4 ocurre debido a que se permite la expansión de fluido de una presión alta hasta una presión baja sin realizar trabajo útil.

4 - 1 PROCESO DE EVAPORACION

Sucede mediante la ganancia de calor a presión constante causando la evaporación hasta llegar a ser vapor saturado.

El proceso 4 - 1 es la evaporación del refrigerante en el evaporador. El proceso es isotérmico, ya que la temperatura y la presión permanecen constantes.

A medida que el refrigerante fluye a través del evaporador, éste absorbe calor del espacio refrigerado aumentándose la entalpia. Entonces, la cantidad de calor absorbida por el refrigerante en el evaporador es la diferencia entre la entalpia del refrigerante de la entrada a la salida del evaporador (puntos 4 y 1) a éste proceso se le conoce como efecto refrigerante. (Ecc. 1.1.g.)

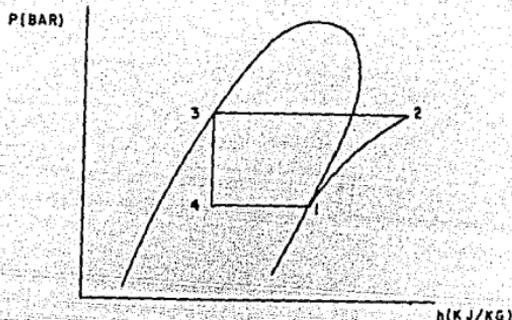
$$q_e = h_1 - h_4 \quad \text{--- (Ecc. 1.1.g.)}$$

o

$$h_3 = h_4$$

$$q_e = h_1 - h_3$$

Figura I.K.



I.I.c. CICLO REAL

En las figuras I.J. y I.K. se muestra el ciclo de refrigeración teórico. Más existen ciertas diferencias entre el ciclo real y el teórico, éstas son debidas a:

- Sobrecalentamiento en la succión del compresor.

En el ciclo teórico se supone que el refrigerante llega al compresor en forma de gas saturado y seco, pero en realidad, después que el líquido se evapora completamente, el vapor permanece absorbiendo calor y sobrecalentándose antes de entrar al compresor. (punto 1 de la figura I.I.)

- Subenfriamiento del líquido.

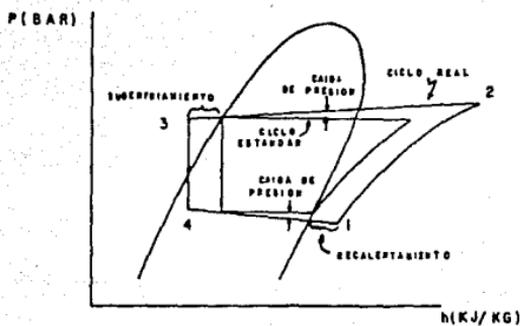
En el ciclo real, después del condensador, el líquido no sale saturado como supone el ciclo teórico si no hay un subenfriamiento (punto 3' de la figura I.L.)

- Efecto de pérdidas de presión debidas a la fricción.

Todas las tuberías e intercambiadores de calor provocan una caída de presión debidas a la fricción, en la figura I.L. se muestra un ciclo real considerando estas pérdidas de presión.

En éste estudio no se consideraran los efectos de sobrecalentamiento y subenfriamiento. Por lo que las ecuaciones que definen el trabajo realizado, el calor absorbido en el evaporador (q_e) y el calor rechazado en el condensador (q_c) quedan definidas con las ecuaciones. I.I.c., I.I.d. y I.I.e. respectivamente.

Figura I.L.



1.2.- SISTEMAS DE REFRIGERACION SIMPLES Y COMPUESTOS

Dependiendo de las condiciones de diseño, los sistemas de refrigeración pueden presentar cualquiera de las siguientes configuraciones:

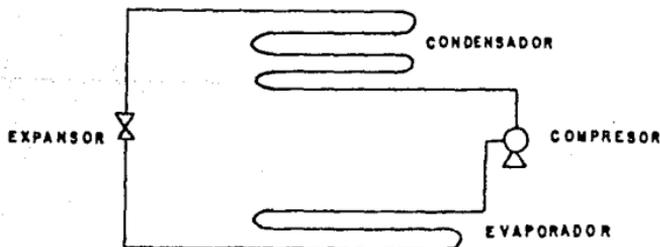
- 1.- Compresión de una sola etapa
- 2.- Compresión economizada
- 3.- Compresión de multietapas
 - a.- Sistema compuesto
 - b.- Sistema cascada

A continuación se detalla las configuración de dichos sistemas.

1.2.a.- COMPRESION DE UNA SOLA ETAPA

Es propiamente el sistema básico de refrigeración que se estudió anteriormente sus componentes principales son: evaporador (es), un compresor, un condensador, un tanque receptor (si es necesario), y un elemento controlador de refrigerante o expansor (válvula termostática o tubo capilar). el ciclo puede representarse como se muestra en la figura siguiente

figura I.M.

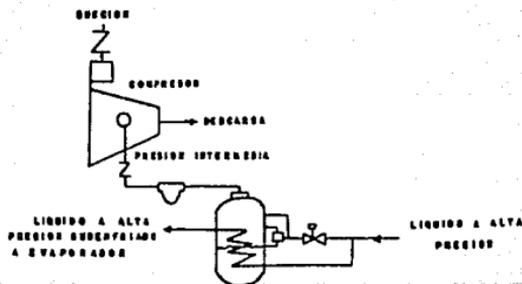


1.2.b.- SISTEMAS ECONOMIZADOS

Para obtener mayor rendimiento en un sistema de refrigeración se usan sistemas economizados, su aplicación se limita generalmente a compresores rotativos o centrifugos. Operan de la siguiente manera: El refrigerante liquido que va hacia el evaporador es subenfriado mediante la expansión del mismo refrigerante liquido, el vapor resultante se inyecta en un puerto intermedio del compresor. En este arreglo se puede producir un incremento de capacidad con un aumento insignificante en la energía de compresión. La fig. 1.N. muestra el arreglo basico de los componentes.

Cabe mencionar que un sistema que utiliza un refrigerante halogeno con este economizador a relaciones de compresión de 12 a 16 será más eficiente que un sistema sencillo. Por ejemplo, podemos citar un sistema con R-22 a una temperatura de condensación de 43 °C, en el que su eficiencia de operación se aproxima a la de un sistema de dos etapas.

figura 1.N.



1.2.c.- SISTEMA DE MULTITAPAS

Se define como cualquier sistema con uno o mas pasos de compresión; en general, existen dos tipos de sistemas de multitapas: compuestos y cascada.

Debido a que la compresión se aproxima a un proceso isentropico; un compresor operando a una relación de compresión alta, tiene en su descarga gas relativamente caliente, ésta temperatura puede ser lo suficientemente elevada para provocar que el aceite y el refrigerante se descompongan. Otro problema relacionado con una relación de compresión alta es el decremento de la eficiencia volumétrica; es decir, aumento de la relación de compresión las fugas y la reexpansión se vuelven exageradas y como consecuencia aumenta el consumo de energía por unidad de vapor comprimido. Además una relación de compresión alta daña el compresor, debido a las grandes fuerzas aplicadas a los pistones, anillos, bielas y chumaceras; y a las grandes temperaturas que deben soportar estando sujetas a dichas fuerzas.

Por las razones anteriores, los fabricantes generalmente limitan las relaciones de compresión. Por ejemplo: en máquinas de multicilindros se limita a diez (10), en compresores de acción vertical para baja velocidad a trece (13), y en compresores de tornillo y rotativos a diecinueve (19). Cuando la relación de compresión en un sistema se encuentra ya definida mediante el refrigerante seleccionado, la temperatura de evaporación y la temperatura de condensación se deberá evitar sobrepasar los límites anteriormente mencionados.

Un sistema con economizador no es la solución al problema, sólo un sistema de multietapas puede solucionarlo.

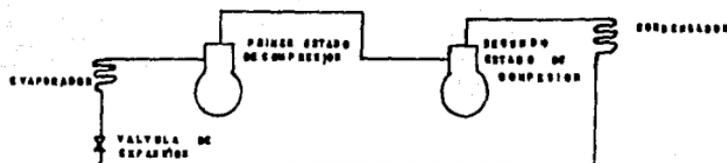
Otra ventaja que se tiene con el sistema de multietapas, es que el refrigerante puede subenfriarse cercanamente a la temperatura de la interetapa. Siendo que el efecto adicional obtenido sucede a costa del compresor de la etapa superior, reduciéndose el tamaño y la potencia requerida por el compresor de la etapa de baja. No obstante éste método aumenta la eficiencia del sistema y el costo inicial, por lo que debe realizarse un análisis económico para determinar si el ahorro en costo de operación sobrepasa los costos de inversión, por lo general un subenfriador se paga por sí mismo.

Cuando en una instalación de refrigeración se tienen distintas cargas, se requiere una amplia gama de temperaturas a través de la planta, el sistema de multietapas permite la selección de la temperatura para dichas cargas; utilizándose la etapa superior para temperaturas altas y medias, y la etapa inferior para temperaturas bajas.

1.- Sistemas compuestos

Es un sistema de multietapas, en el que los compresores están interconectados en serie con el mismo sistema de refrigeración, en la figura I.O. se muestra un sistema compuesto de dos etapas simple.

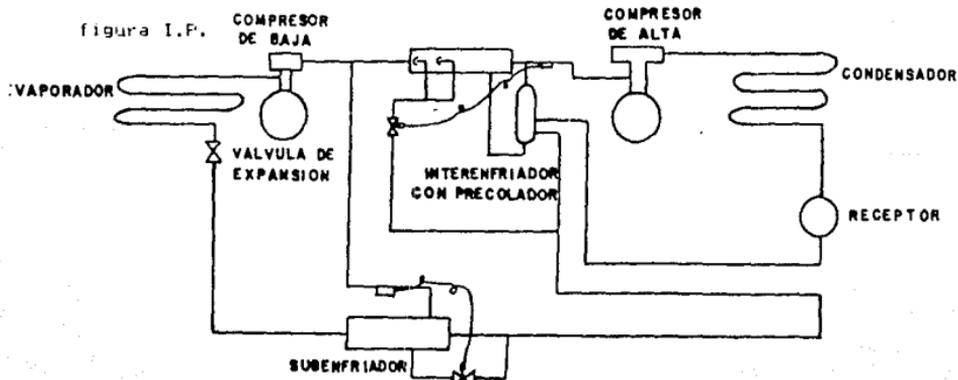
figura I.O.



ELEMENTOS BASICOS DE UN SISTEMA COMPUESTO DE DOS ETAPAS

Además de los componentes principales que integran un sistema simple, los sistemas compuestos tienen normalmente componentes adicionales como: desobrecalentadores y enfriadores de líquido, los cuales se muestran en la figura I.P.

figura I.P.



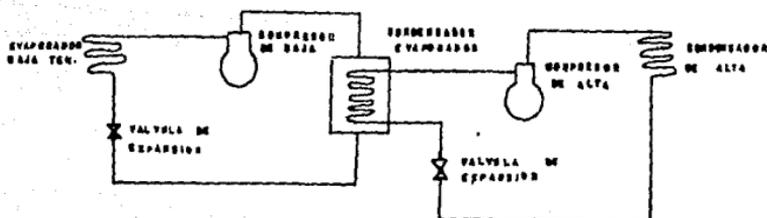
SISTEMA COMPUESTO DE DOS ETAPAS
CON SUBENFRIAMIENTO E INTERENFRIAMIENTO

2.- Sistemas de cascada

Es un sistema multietapa compuesto de dos o más sistemas de refrigeración separados, interconectados de tal manera que uno provee el enfriamiento para el condensador del otro.

Este sistema puede ser superior al compuesto, debido a que usa distintos tipos de refrigerantes en cada ciclo de la cascada, en la figura 1.0. se muestra un sistema simple de cascada. En el sistema de cascada pueden agregarse equipos tales como: recipientes de succión, tanques de expansión y separadores de aceite.

figura 1.0.



ELEMENTOS BASICOS DE UN SISTEMA EN CASCADA

El sistema de cascada debe utilizarse cuando se presentan los siguientes casos:

- 1.- La relación de compresión a la que debe operarse cuando se tiene un sólo refrigerante es mayor a la recomendada por el fabricante del compresor.
- 2.- Las condiciones de servicio hacen del sistema de cascada el más económico por la posibilidad de reducir el desplazamiento para el compresor de la etapa inferior y dimensiones de la tubería. Esto es posible porque puede seleccionarse un refrigerante para baja temperatura que tenga una presión de succión más elevada y un volumen específico menor a bajas temperaturas que las que tienen refrigerantes comunes.

Las ventajas que se obtienen al usar un sistema de cascada es que se elimina el problema de balancear el aceite en los carteres de los compresores de etapas separadas, y generalmente no se requiere utilizar sobrecalentadores y subenfriadores. Siendo una desventaja el requerir una diferencia de temperaturas entre el condensador de la etapa inferior y el evaporador de la etapa superior.

II.- CALCULO DE CARGA TERMICA

II.1.- FACTORES A CONSIDERAR EN EL DISEÑO DEL SISTEMA DE REFRIGERACION.

a.- SISTEMA DE REFRIGERACION

Los factores que deben tomarse en cuenta para realizar un diseño de un sistema de refrigeración adecuado y confiable son:

- 1.- El número de horas que funcionará el aparato en un año.
- 2.- La posibilidad de grandes variaciones de carga en intervalos cortos de tiempo.
- 3.- Control de la acumulación de hielo.
- 4.- Variaciones de afinidad del aceite a las variaciones de la temperatura.
- 5.- Escoger el medio de refrigeración.
 - a.- Refrigerante volátil para expansión directa.
 - b.- Refrigerante volátil para inundar
 - c.- Refrigerante secundario (solución eutéctica)
- 6.- Eficiencia y mantenimiento del sistema.
- 7.- Consideración de las presión de operación.

Con base a los factores anteriores el ingeniero debe escoger componentes que cumplan con la aplicación en particular

b.- CARGA DE REFRIGERACION

El análisis de la carga térmica es vital para la selección y operación adecuada del equipo; por lo que deben considerarse todos los aspectos que influyen a ésta, incluyendo los componentes que de alguna manera contribuyen con ella.

Los puntos a considerar al evaluar la carga, aún cuando no contribuyan a la carga final siempre deben tenerse en cuenta, y son los siguientes:

- 1.- Fuga de calor: Ya sea calor latente o sensible, su flujo es función de la diferencia de temperaturas y del coeficiente de transmisión del contenedor o la pared, incluyendo el aislamiento y el calor que se introduce por ventilación o infiltración.
- 2.- Carga del producto: El calor que debe extraerse al producto para llevarlo de su temperatura inicial a la temperatura final o de refrigeración.
- 3.- Carga sensible interna: Producida por motores, luces y equipo generador de calor.

II.2.- CONDICIONES DE DISEÑO

El diseño básico de un sistema de refrigeración compuesto debe iniciarse por la definición o conocimiento de los siguientes datos:

- 1.- Temperatura de evaporación del compresor de baja (T_e)
- 2.- Temperatura de condensación para el compresor de alta (T_c)
- 3.- Temperatura media del intercambiador de calor
- 4.- Capacidad requerida o cantidad de calor a retirar del depósito de baja temperatura (CAP)

TEMPERATURA DE EVAPORACION (T_e)

Para nuestro diseño en particular se conoce que la temperatura de operación del refrigerador está definida como de $T_i = -80$ °C. La selección de la temperatura de evaporación (T_e) se realiza en base a la experiencial. Para éste caso se usará un diferencial de temperatura de 5.6 °C.

$$T_e = T_i - 5.6 (^{\circ}\text{C}) \quad (\text{II.b.1})$$

sustituyendo el valor de T_i en la ecuación (II.b.1), se tiene que:

(II.b.2)

$$T_e = - 85.6 (^{\circ}\text{C})$$

TEMPERATURA DE CONDENSACION (T_c)

En las tablas de selección de temperaturas recomendadas para diseñar los condensadores en distintas ciudades de la Republica Mexicana. Debido a que la temperatura de diseño debe ser a la sombra, podemos tomar como la temperatura ambiente de:

(II.b.3)

$$T_a = 37.8 (^{\circ}\text{C}) (100^{\circ}\text{F})$$

Conociendo este dato se puede seleccionar la temperatura de condensación, del refrigerante (T_c) basandose en la experiencia, la cual indica que para un condensador de convección natural el diferencial de temperatura entre el refrigerante y el medio ambiente deberá ser de 8.3°C . Por lo que la temperatura de condensación pueda considerarse como:

(II.b.4)

$$T_c = T_a + 8.3 (^{\circ}\text{C}) = 46.1$$

Cabe hacer notar que la ASHRAE en la referencia arriba mencionada especifica un diferencial de temperatura que varía entre 8.3 y $22.2 (^{\circ}\text{C})$, pero debido a que se tiene un coeficiente de operación muy pequeño en éste diseño el diferencial de temperatura idóneo debe ser el menor (8.3°C). De esta forma se asegura que el trabajo que realizará el compresor es el mínimo.

TEMPERATURA MEDIA DE INTERCAMBIADOR DE CALOR

Llamese temperatura media del intercambiador de calor al promedio aritmético entre la temperatura de condensación de la etapa de baja y la temperatura de evaporación de la etapa de alta.

Para seleccionar la temperatura media, consideramos que queremos optimizar la eficiencia del sistema. Para lograr esto se busca encontrar una temperatura tal que la relación de compresión para ambos compresores sea la misma, o sea:

$$r_a = r_b \quad (II.b.5)$$

donde:

r_a = relación de compresión para el refrigerante secundario.

r_b = relación de compresión para el refrigerante primario

por lo que:

$$\frac{P_{sb}}{P_{sa}} = \frac{P_{db}}{P_{da}} \quad (II.b.6)$$

donde:

P_{sb} = presión de succión en el sistema de baja

P_{sa} = presión de succión en el sistema de alta

P_{db} = presión de descarga en el sistema de baja

P_{da} = presión de descarga en el sistema de alta

Considerando que la temperatura de saturación a la presión de descarga del refrigerante primario a la presión de succión del refrigerante secundario son iguales entre sí e iguales a la temperatura media del intercambiador de calor. Se puede realizar un programa de computadora que encuentre usando esta ecuación la temperatura media del intercambiador de calor.

Conociendo que la presión de saturación para los refrigerantes R-12, R-13 y R-22 puede encontrarse mediante la ecuación (II.b.7).

$$(II.b.7)$$

$$\ln P = F_1 + F_2/T + F_3 \times \ln(T) + F_4 - F_5 \times (T^{-1})/T \times \ln(T^{-1})$$

donde los valores de $F_1, 2, 3, 4, 5$ y c' están definidos de acuerdo a la tabla II.b.

TAELA II.b.

CONSTANTE	REFRIGERANTE		
	R-12	R-13	R-22
F1	9.3348056E1	6.4251423714E1	7.1554148092E1
F2	-4.39618785E3	-3.4161026958E3	-4.818957505E3
F3	-24715223E1	-7.172343913	-7.86103122
F4	1.96060432E-2	1.05487805E-2	9.0806824483E-3
F5	0	2.803010913E-1	4.45746703E1
0	0	3.0333E2	3.8117E2

El algoritmo que obtiene la temperatura media es el siguiente:

- 1.- Suponer una temperatura media del intercambiador de calor igual a la media aritmética entre la temperatura de evaporación del refrigerante primario y la temperatura de condensación del refrigerante secundario.
- 2.- Encontrar las presiones de saturación correspondientes a la temperatura media disponible.
- 3.- Encontrar la relación de compresión para el refrigerante secundario y para el refrigerante primario.
- 4.- Si la relación de compresión del lado secundario es mayor de 0.01 que la del lado primario, suponer una temperatura media mayor y regresar al paso 2.
- 5.- Si la relación de compresión de lado primario es mayor de 0.01 que el lado secundario, suponer una temperatura media menor y regresar al paso 2.
- 6.- Imprimir resultado.

El diagrama de flujo es el siguiente:

NOTA: Para el R-22 cambiar los datos que dicen R-12 por R-22

1
F1, F2, F3, F4, F5
T₀, T_c, T

CALCULAR
P_a | R13, P_c | R12

$$T_m = \frac{T_0 + T_c}{2}$$

P_m | R13, P_m | R12

$$R_b = \frac{P_m}{P_a} | R13$$

$$R_e = \frac{P_c}{P_m} | R12$$

SI
NO
R_a > R_b + 0.01

$$T_m = T_m + \left(\frac{R_a - R_b}{R_a} \right) 10$$

SI
NO
R_b > R_e + 0.01

$$T_m = T_m + \left(\frac{R_b - R_e}{R_b} \right) 10$$

P_c | R13, T_m
P_a | R12
F

A continuación se enlistan los resultados obtenidos para los dos distintos refrigerantes secundarios. Mismos que se realizaron con una calculadora programable de bolsillo.

TABLA II.c.

REFRIGERANTE PRIM.	REFRIGERANTE SEC.	RELACION COMPRESION	TEMP. MEDIA	PRESIONES OPER.	
				PRIM.	SEC.
			EVAP.	0.8061 (187.55)	1.0352 (243.88)
R-13	R-12	10.74	243.88		
			COND.	8.6624 (243.88)	11.125 (319.25)

			EVAP.	0.8061 (187.55)	1.6656 (243.6)
R-13	R-22	10.65	243.6		
			COND.	8.5862 (243.6)	17.7397 (319.25)

NOTA: Presiones en Bars, temperaturas en °K.

II.C.- CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO

Los componentes a considerar en la carga de enfriamiento son:

- a.- Ganancia del calor a través de las paredes.
- b.- Ganancia de calor debido al producto.

GANANCIA DEL CALOR A TRAVES DE LAS PAREDES

La ganancia de calor a través de las paredes se expresa mediante la siguiente ecuación:

(II.c.1.)

$$Q = U \times A \times \Delta T$$

Donde:

Q = Ganancia de calor por unidad de tiempo.

U = Coeficiente global de transferencia de calor.

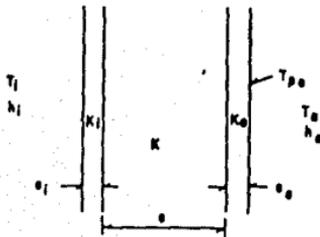
A = Área media del refrigerador = $(A_i \times A_e) / 2$.

T = Diferencial de temperatura.

Considerando un aislamiento perfecto (coeficiente de transferencia de calor por conducción invariable con la temperatura), podemos integrar la ecuación II.c.1. desde la pared interna hasta la pared externa de éste; obteniéndose que:

(II.c.2)

$$Q = U \times A \times (T_a - T_i)$$



El coeficiente global de transferencia de calor (U) para las paredes del refrigerador en estudio puede expresarse mediante la siguiente ecuación:

(II.c.3.)

$$U = \frac{1}{\frac{A}{h_i \cdot A_i} + \frac{e_i}{k_i} + \frac{e}{k} + \frac{e_a}{k_a} + \frac{A}{h_a \cdot A_a}}$$

Donde:

A_i = Area interior del refrigerador

A_a = Area exterior del refrigerador

h_i = Coeficiente de convección interno

h_a = Coeficiente de convección externo

e_i = Espesor de la pared interna

k_i = Conductividad de la pared interna

e = Espesor del aislamiento

k = Conductividad del aislamiento

e_a = Espesor de la pared externa

k_a = Conductividad de la pared externa

De la ecuación II.c.3. los términos debidos a las conductividades de las paredes pueden despreciarse y el término debido a la transferencia de calor por convección interna se elimina al tomar la temperatura interna igual a la temperatura de evaporación en la ecuación II.c.2. Quedando la ecuación como sigue:

II.c.3.

$$U = \frac{1}{\frac{e}{k} + \frac{A}{h_a \cdot A_a}}$$

La determinación del espesor para el aislamiento se realiza mediante el siguiente criterio:

Paso 1:

Calcular espesor del aislamiento de tal manera que considerando una temperatura ambiente de 32.2°C , la temperatura de la pared externa no sea menor a 28.9°C con esto se evita la condensación de la humedad del aire sobre esta pared.

Paso 2:

Aumentar 25.4 mm. (1") al espesor del aislamiento. (regla empírica, resultado de la experiencia)

Paso 1:

Usando la figura II.c.1. al desprestigiar los términos de conductividad podemos dibujar nuestro modelo como se muestra en la figura II.c.2.

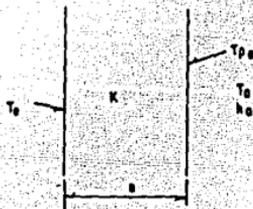


Figura II.c.2.

Para conocer el coeficiente de convección externo (h_a), se puede considerar el coeficiente de convección natural máximo del aire en una placa, el cual es igual a:

$$h_a = 5.6215 \text{ (W/m}^2\text{K)}$$

II.c.4.

El valor de k depende del material seleccionado como aislamiento, en la Tabla II.d. se muestran los valores correspondiente a k para diversos tipos de aislamientos.

Considerando un balance de calor entre el aire exterior y el aislamiento del refrigerador puede encontrarse el espesor del aislamiento de la forma siguiente:

$$e = \frac{k * (T_{pa} - T_i)}{h_a * (T_a - T_{pa})}$$

Sustituyendo valores en la ecuación II.c.5. se obtiene el espesor requerido, en la Tabla II.d se muestran éstos espesores. (Segun el paso 1)

Paso 2

La obtención del espesor del aislamiento final se realiza aumentando 25.4 mm, los resultados se enlistan en la Tabla II.d.

Tabla II.d.

TIPO AISLAMIENTO	CONDUCTIVIDAD (W*mm/m2* C)	ESPESOR RECOMENDADO	
		PASO 1	PASO 2
Fibra de vidrio o mineral rellena de aire (promedio)	31.7 a 40.3	195.7a	221.1 a
Fibra de vidrio para empaquetar firmemente apretada	22	135.8	161.2
Espuma de uretano espreado en el lugar	18.7	115.4	140.8
Espuma de uretano Preformado	23	142.0	167.4

PARA: $T_p = 28.9 \text{ C}$

$T_a = 32.2 \text{ C}$

$T_e = -85.6 \text{ C}$

$h_a = 5.6215$

Al conocerse el espesor del aislamiento la ganancia de calor a través de las paredes puede calcularse si se conocen las dimensiones del recipiente interior a refrigerar, este se determina de acuerdo a las necesidades del cliente. En la figura II.c.3. mostramos las dimensiones requeridas.

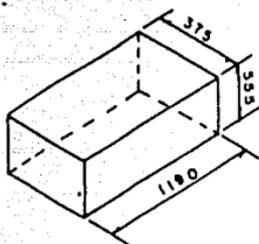


Figura II.c.3 (dimensiones en mm)

Conociendo todos los datos y despejando de la ecuación (II.c.2.) para cada aislamiento en particular, se obtendrá la ganancia de calor en cada uno de ellos. Nota: hay que recordar que $A = (A_i \times A_a) / 2$

En nuestro diseño:

$$A_i = 2.6296 \text{ m}$$

$$A_a = A_i + 4e (a+b+c) + 2de$$

$$h_a = 5.6215$$

$$T = T_a - T_i = 37.8 + 85.6 = 123.4$$

En la tabla II.e. se enlistan los resultados obtenidos para los distintos aislamientos.

Tabla II.e.

TIPO AISLAMIENTO	e (mm)	Aa (m ²)	A (m ²)	U (W/m ² *C)	Q (W)
Fibra de vidrio mineral	221.1 274.1	7.5527 9.0815	4.4565 4.8868	0.1412 0.1450	77.6504 87.4395
Fibra de vidrio empaquetada	161.2	5.9872	3.9679	0.1343	<u>65.7585</u>
Espuma de uretano espreada en el lugar	140.80	5.4934	3.8007	0.1307	61.2991
Espuma de uretano preformada	167.4	6.1413	4.0186	0.1352	67.0612

Por razones de mantenimiento, el aislamiento seleccionado en este diseño es la fibra de vidrio empaquetada. Siendo pues el calor através de las paredes igual a 65.7585 watts.

GANANCIA DE CALOR DEBIDO AL PRODUCTO

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

Se realizó una encuesta a los diversos usuarios que requieren de este tipo de equipos. En la tabla II.f se muestran los resultados que arroja esta encuesta.

TABLA II.f.

INSTITUCION	PRODUCTOS	MASA PROMEDIO (Kg)	TEMP. INICIAL	TEMP. ALMAC.
INSTITUTO DE QUIMICA	VIRUS, BACTERIAS	3	21 C	-80 C
HOSPITAL DE SANGRE	SANGRE, PLASMA	2	21 C	-80 C
FACULTAD DE MEDICINA	VIRUS, BACTERIAS, SANGRE	3	21 C	-80 C
FAC. VETERINARIA	VIRUS, BACTERIAS, HIGADOS DE POLLO	2.5	21 C	-80 C
HOSPITAL GENERAL	VIRUS, BACTERIAS, HONGOS	2	21 C	-80 C
INSTITUTO DE FISIOLOGIA CELULAR	CELULAS, VIRUS, BACTERIAS.	2.5	24 C	-80 C
	PROMEDIOS:	2.5	24 C	-80 C

La cantidad de calor puede calcularse mediante la siguiente formula:

$$Q = m \cdot c_p \cdot T/t$$

(II.c.6.)

Donde:

Q = Ganancia de calor en watts

m = Masa de producto en Kg.

c_p = Calor especifico en J/Kg g.k.

T = Diferencial entre temperatura, almacenamiento e inicial (K.)

t = Tiempo requerido para bajar de la temperatura inicial a la temperatura de almacenamiento.

Considerando la diversidad de productos, se propone utilizar valores promedio, los cuales son:

$$m = 2.5 \text{ kg.}$$

$$c_{cp} = 0.9669 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{K}$$

$$T = 101^\circ\text{K}$$

$$t = 28,800 \text{ (seg)} = (8 \text{ hrs.})$$

* El cp. promedio que se considera en este diseño, corresponde al cp de las sustancias que se llegan a utilizar como medios de cultivos para bacterias y virus.

Aplicando la ecuación (II.c.6.) tenemos una carga de:

$$Q = 8.4771 \text{ watts}$$

En lo que respecta a los recipientes de almacenamiento de los productos, se utilizan probetas de vidrio con las siguientes características:

$$m = 0.085 \text{ kg.}$$

$$c_p = 0.502 \text{ J/kg } ^\circ\text{K}$$

$$T = 101 \text{ K}$$

$$t = 28,800 \text{ (seg)} (8 \text{ hrs})$$

Nuevamente aplicando (I). tenemos que la carga de calor es:

$$Q = 0.1496 \text{ watts}$$

Considerando un promedio de 50 probetas, la ganancia de calor será:

$$Q = 7.4813 \text{ watts}$$

Otra carga de calor a considerar, es la debida al volumen de aire, que para las dimensiones del espacio a refrigerar representa 0.247 m³, para una densidad de 1.293 kg/m³ se

tiene una masa de 0.3194 kg.

$$c_p = 1 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$$

$$T = 101^\circ\text{K}$$

$$t = 28,800 \text{ (seg)} = (8 \text{ hrs})$$

Substituyendo los valores en la ecuación (II.c.6.), se tiene que la ganancia de calor debida al aire es de:

$$Q = 1.1201 \text{ (watts)}$$

EL CALOR TOTAL

La cantidad total de calor a retirar es la suma de las ganancias obtenidas; es decir; el calor a través de paredes, más el calor por la inercia térmica del producto, recipientes y del aire.

$$Q_{\text{tot}} = Q = 65.7585 + 8.4771 + 7.4813 + 1.1201$$

$$Q_{\text{tot}} = 82.837 \text{ Watts}$$

Un valor común de tiempo de operación diaria para sistemas de refrigeración es de 16 hrs. por día. De este modo la capacidad real del evaporador deberá ser de:

$$Q_{\text{tot}} = 82.837 \times (24/16)$$

$$= 124.2555 \text{ (watts)}$$

III.- REFRIGERANTES Y SU SELECCION

Un refrigerante, es cualquier cuerpo o sustancia que actua como agente de enfriamiento, absorbiendo calor de otro cuerpo o sustancia. Actualmente son numerosos los refrigerantes de uso común, pero la mayoría de ellos tienen una o más características indeseables que limitan o impiden su uso. Para que un refrigerante sea apropiado y pueda utilizarse en un sistema de refrigeración deba poseer ciertas cualidades que lo hagan seguro y económico, estas son:

1. Temperatura de Ebullición Baja. Un buen refrigerante debe tener una temperatura de ebullición baja
2. Punto de Congelación Bajo. El refrigerante debe trabajar siempre arriba de su punto de congelación por lo que es preferible tener un punto de congelación bajo.
3. Temperatura Crítica Alta. Arriba de esta temperatura es imposible licuar (condensar) un vapor, por elevada que sea la presión.
4. Volumen Específico Bajo. En estado gaseoso un refrigerante debe poseer poco volumen por kilogramo, de esta manera se pueden reducir las dimensiones del equipo y aumentar la eficiencia del compresor.
5. Presión de Condensación Baja. Una presión de condensación alta requerirá un material resistente para los compresores, tuberías y serpentines, aumentando de ésta manera la tendencia a fugas y costos.
6. Calor Latente Alto. Esto es deseable pero no esencial. Si el calor latente es grande, se tendrá una menor cantidad de refrigerante circulando por tonelada de refrigeración.

7. Viscosidad y Conductividad Térmica. Esto tiene gran importancia; principalmente en la transferencia de calor se debe tener baja viscosidad y alta conductividad térmica.
8. Propiedades Anticorrosivas. Un refrigerante no debe ser corrosivo, ni disolvente en estado puro o cuando lo mezclamos, ni tampoco debe mostrar problemas cuando se encuentra con impurezas o con sustancias, tales como, aceite o humedad.
9. Estabilidad. Un refrigerante no debe disociarse o descomponerse a la temperatura usual del sistema, ya que daría lugar a gases no condensables, como también a perturbaciones debidas a residuos.
10. Anti-Inflamables y Anti-Explosivos. Son dos cualidades necesarias en los refrigerantes, tanto en estado puro, como cuando se combina con el aceite.
11. Acción con el Aceite. No debe haber acción perjudicial entre el refrigerante y el aceite. El hecho de que el aceite se combine con el refrigerante no se considera dañino, aunque algunas veces se considera benéfico.
12. Comprobación de Fugas. Estas deben ser comprobadas por medios mecánicos o químicos.
13. Toxicidad. El refrigerante no debe ser venenoso, ni irritante.
14. Coefficiente de Funcionamiento. Esto es de gran importancia en la elección de refrigerantes. A continuación se indican algunos valores basados en una compresión isentrópica. 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.

El coeficiente de funcionamiento es para un ciclo

con -15°C de temperatura de evaporador y 30°C de temperatura de condensador.

REFRIGERANTES	COEFICIENTE DE FUNCIONAMIENTO
CICLO DE CARNOT	5.74
R-11	5.09
R-113	4.92
NH ₄	4.76
R-12	4.70
R-22	4.66
AGUA A 30°C Y 4°C	4.10
CO ₂	2.56
AIRE	1.67

TABLA III.A.

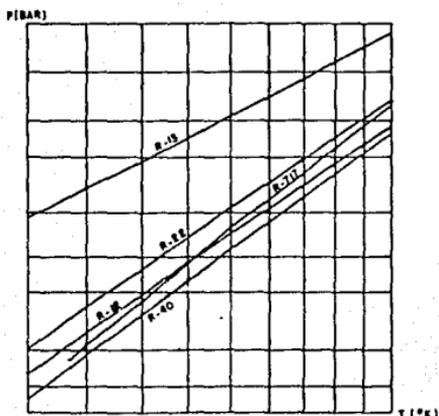
En general, la selección de un refrigerante va depender de las propiedades deseadas, por ejemplo, la presión en el evaporador debe ser tan alta como sea posible, mientras que en el condensador se debe tener una presión baja. Es deseable tener baja viscosidad y baja tensión superficial, por otro lado esto dificulta el proceso de condensación, también sería recomendable una alta capacidad con una baja potencia. Estos y otros problemas deben resolverse cuando se seleccione un refrigerante.

PROPIEDADES FÍSICAS DE LOS REFRIGERANTE

Termodinámicamente, en un ciclo ideal el funcionamiento de todos los refrigerantes es exactamente el mismo entre los mismos límites de temperatura, pero en el caso real la acción irreversible a través del controlador de flujo y la relativa cantidad de compresión en la región de vapor sobrecalentado causa una desviación con respecto al ciclo ideal. ASHRAE ha establecido -15°C y 30°C como condiciones estándar, a través de las cuales podemos hacer comparaciones, la tabla III.B. muestra algunos de estos valores tabulados.

En la gráfica siguiente se muestra la relación de presión temperatura para algunos refrigerantes.

GRAFICA III.A.



CARACTERISTICAS DE LOS REFRIGERANTES

De los primeros refrigerantes que se usaron antiguamente están el amoníaco, dióxido de carbono, dióxido de azufre y el cloruro de metilo. A excepción del amoníaco, todos los demás han dejado de usarse y solo se encuentran en algunas instalaciones antiguas.

La búsqueda de un refrigerante completamente seguro, con buenas propiedades térmicas y baja toxicidad, condujo al desarrollo de los refrigerantes halocarburos (hidrocarburos alogenados). Estos compuestos halocarburos son la sustitución de los átomos de hidrógeno por átomos de cloro y flúor en las moléculas de metano (CH_4) o de etano (C_2H_6), por ejemplo, suponiendo que los átomos de hidrógeno en la molécula de metano son sustituidos por dos átomos de cloro y dos de flúor, la fórmula resultante será CCl_2F_2 cuyo nombre es diclorodifluorometano. Debido a que éstos nombres son bastante largos y difíciles de aprender, ASHRAE decidió adoptar un sistema estandarizado, y llamo a estos refrigerantes por número, por ejemplo, el CCl_2F_2 designo como R-12, el $CHClF_2$ lo como R-22, etc. La tabla siguiente muestra un gran número de refrigerantes de acuerdo con el sistema estandarizado de ASHRAE.

DESIGNACION ESTANDAR ASHRAE	NOMBRE QUIMICO	FORMULA QUIMICA

COMPUUESTOS HALOCARBURUS E HIDROCARBURUS		

10	CARBONTETRACLORURO	CCCL4
11	TRICLOROMONOFUOROMETANO	CCCL3F
12	DICLORODIFLUOROTANO	CCCL2F2
13	MONOCLOROTRIFLUOROMETANO	CCCLF3
13B1	MONOBROMOTRIFLUOROMETANO	CCBrF3
14	CARBONTETRAFLUORURO	CCF4
20	CLOROFORMO	CCCL3
21	DICLOROMONOFUOROMETANO	CCCL2F
22	MONOCLORODIFLUOROMETANO	CCCHF3
23	TRIFLUOROMETANO	CCF3
30	CLORURO DE METILO	CCMCLF
31	MONOCLOROMONOFUOROMETANO	CCM2F2
32	FLUORURO DE METILO	CCM3CL
40	CLORURO DEMETIL	CCM3F
41	FLUORURO DEMETIL	CCM4
50	METANO	CCCL3CCL2
110	HEXAFLUOROETANO	CCCL3CCL2F2
111	PENTAFLUOROMONOFUOROETANO	CCCL3CCLF2
112	TETRAFLUORODIFLUOROETANO	CCCL2FCCLF2
112a	TETRAFLUORODIFLUOROETANO	CCCL3 CF3
113	TRICLOROTRIFLUOROETANO	CCCLF2CCLF2
113a	TRICLOROTRIFLUOROETANO	CCCL2FCF3

ñ	ñ	ñ	ñ	ñ	
ñ	DESIGNACION	ñ	ñ	ñ	
ñ	ESTANDAR	ñ	NOMBRE QUIMICO	ñ	
ñ	ASHRAE	ñ	ñ	FORMULA QUIMICA	
ñ	ñ	ñ	ñ	ñ	
ñ	114	ñ	ñDICLOROTETRAFLUOROETANO	ñ	ñCB ₂ F ₂ CB ₂ F ₂
ñ	ñ	ñ	ñ	ñ	ñ
ñ	114a	ñ	ñDICLOROTETRAFLUOROETANO	ñ	ñCCCLF ₂ CF ₃
ñ	ñ	ñ	ñ	ñ	ñ
ñ	114b2	ñ	ñDIBROMOTETRAFLUOROETANO	ñ	ñCF ₃ CF ₃
ñ	ñ	ñ	ñ	ñ	ñ
ñ	115	ñ	ñMONOCLOROPENTAFLUOROETANO	ñ	ñCHCL ₂ CCL ₃
ñ	ñ	ñ	ñ	ñ	ñ
ñ	116	ñ	ñHEXAFLUOROETANO	ñ	ñCHCL ₂ CF ₃
ñ	ñ	ñ	ñ	ñ	ñ
ñ	120	ñ	ñPENTAFLUOROETANO	ñ	ñCHCLCF ₃
ñ	ñ	ñ	ñ	ñ	ñ
ñ	123	ñ	ñDICLOROTRIFLUOROETANO	ñ	ñCHF ₂ CCLF ₂
ñ	ñ	ñ	ñ	ñ	ñ
ñ	124	ñ	ñMONOCLOROTETRAFLUOROETANO	ñ	ñCHF ₂ CF ₃
ñ	ñ	ñ	ñ	ñ	ñ
ñ	124a	ñ	ñMONOCLOROTETRAFLUOROETANO	ñ	ñCH ₂ CLCF ₃
ñ	ñ	ñ	ñ	ñ	ñ
ñ	125	ñ	ñPENTAFLUOROETANO	ñ	ñCH ₃ CCL ₃
ñ	ñ	ñ	ñ	ñ	ñ
ñ	133a	ñ	ñMONOCLOROTRIFLUOROETANO	ñ	ñCH ₃ CCLF ₂
ñ	ñ	ñ	ñ	ñ	ñ
ñ	140a	ñ	ñTRICLOROETANO	ñ	ñCH ₃ CF ₃
ñ	ñ	ñ	ñ	ñ	ñ
ñ	142b	ñ	ñMONOCLORODIFLUOROETANO	ñ	ñCH ₃ CHCL ₂
ñ	ñ	ñ	ñ	ñ	ñ
ñ	143a	ñ	ñTRIFLUOROETANO	ñ	ñCH ₃ CHF ₂
ñ	ñ	ñ	ñ	ñ	ñ
ñ	150a	ñ	ñDICLOROETANO	ñ	ñCH ₃ CHCL
ñ	ñ	ñ	ñ	ñ	ñ
ñ	152a	ñ	ñDIFLUOROETANO	ñ	ñCH ₃ CH ₃
ñ	ñ	ñ	ñ	ñ	ñ
ñ	160	ñ	ñCLORURO DE ETIL	ñ	ñCF ₃ CF ₃ CF ₃
ñ	ñ	ñ	ñ	ñ	ñ
ñ	170	ñ	ñETANO	ñ	ñCH ₃ CH ₂ CH ₃
ñ	ñ	ñ	ñ	ñ	ñ
ñ	218	ñ	ñOCTAFLUOROPROPANO	ñ	ñCH ₃ CH ₂ CH ₂ CH ₃
ñ	ñ	ñ	ñ	ñ	ñ
ñ	290	ñ	ñPROPANO	ñ	ñCH ₃ CH ₂ CH ₃
ñ	ñ	ñ	ñ	ñ	ñ
ñ	600	ñ	ñBUTANO	ñ	ñCH ₃ CH ₂ CH ₂ CH ₃
ñ	ñ	ñ	ñ	ñ	ñ
ñ	ñ	ñ	ñCOMPUESTOS INORGANICOS	ñ	ñ
ñ	ñ	ñ	ñ	ñ	ñ
ñ	717	ñ	ñAMONIACO	ñ	ñLNH ₃
ñ	ñ	ñ	ñ	ñ	ñ
ñ	718	ñ	ñAGUA	ñ	ñH ₂ O
ñ	ñ	ñ	ñ	ñ	ñ

DESIGNACION ESTANDAR ASHRAE	NOMBRE QUIMICO	FORMULA QUIMICA
727	AIRE	
744	DIOXIDO DE CARBONO	CO ₂
744a	OXIDO NITROSO	N ₂ O
764	DIOXIDO DE SULFURO	SO ₂
MEZCLAS AZEOTROPICAS		
500	REFRIGERANTES 12/152a (73.8/26.2)	CCl ₂ F ₂ /CH ₃ CHF ₃
501	REFRIGERANTES 22/12 (75/25)	CHClF ₂ /CCL ₂ F ₂
502	REFRIGERANTES 22/115 (48.9/51.2)	CHCl ₂ /CCL ₂ CF ₃
503	REFRIGERANTES 23/13 (40.1/59.9)	CHF ₃ /CCLF ₃
504	REFRIGERANTES 32.115 (48.2/51.8)	CHF ₂ /CCLF ₂ CF ₃

TABLA III.C.

El sistema de numeración para los halocarburos (hidrocarburos halogenados) se rige por la siguiente regla: el primer dígito a partir de la derecha es el número de átomos de fluor en el compuesto, el segundo dígito es uno más que el número de átomos de hidrógeno, y el tercer dígito es uno menos que el número de átomos de carbono del compuesto, cuando el último número es cero se omite. Por ejemplo, el R-12, el dos indica que hay dos átomos de fluor, el número uno será uno más grande que el número de átomos de hidrógeno, entonces éste nos indica que no hay átomos de hidrógeno presentes, así la fórmula es CCL_2F_2 . Para el R-110, el cero nos dice que no hay átomos de fluor, el siguiente dígito nos dice que no hay átomos de hidrógeno y el tercer dígito nos dice que hay dos átomos de carbono (o sea de la serie etano), así la fórmula es CCL_3CCL_3 . Finalmente el 7 en el primer dígito es aplicable a los compuestos inorgánicos.

R-717-AMONIACO- NH_3 . Es el refrigerante más ampliamente conocido su nombre data de la antigüedad y se relaciona con el dios egipcio del sol Ammon.

El punto de ebullición del amoniaco a la presión atmosférica es -33°C , su calor latente es mayor a 277.78 kcal/kg y tiene una temperatura crítica de 133°C a 114.285 bar . Las presiones en el evaporador y el condensador a condiciones de tonelada estandar de -15 y 30°C , son 2.405 bar abs . y 11.67 bar abs respectivamente. El volumen específico del vapor es bajo, lo cual da buenos resultados en compresores pequeños a pequeñas velocidades.

El amoniaco es anticorrosivo para materiales de hierro y acero sin embargo, en presencia de humedad corroe el cobre y aleaciones de cobre o zinc (latón, bronce). El amoniaco no es inflamable, ni explosivo y se mezcla muy poco con el aceite.

R-12-DICLORODIFLUOROMETANO- CCL_2F_2 . Este refrigerante tiene un punto de ebullición de -29.8°C , a presión atmosférica, y su temperatura crítica es de 112.22°C . El calor latente del R-12 a -15°C es de 38.6 kcal/kg . La presión de condensación está entre 6.867 y 9.025 bar , lo que permite una instalación ligera.

Es un refrigerante bastante seguro, en el sentido de que no es tóxico, ni inflamable y no es explosivo. Además, es un compuesto bastante estable, aunque, si lo ponemos en contacto con una flama o con superficies calientes se descompone formando gases muy irritantes y tóxicos.

R-13-MONOCOLOROTRIFLUOROMETANO-CCLF₃. Este refrigerante tiene una temperatura de ebullición de -81oC a presión atmosférica y su temperatura crítica es de 28.9oC.

Este refrigerante fué desarrollado para usarlo en aplicaciones de ultra baja temperatura, generalmente en el paso inferior de dos o tres etapas, es un refrigerante no miscible en aceite.

R-22-MONOCOLORODIFLUOROMETANO-CHCLF₂. Este refrigerante tiene un punto de ebullición de -40.8oC a presión atmosférica. Su calor latente a -15oC es de 52 kcal/kg y tiene una presión de condensación cerca de los 13.832 bars.

El R-22 no es tóxico, inflamable o explosivo; y es miscible en aceite.

Este es un refrigerante que se ha usado en sistemas de refrigeración a baja temperatura y su principal aplicación se encuentra en temperaturas de evaporador por debajo de 28oC

MEZCLAS AZEOTROPICAS. 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 diferentes a las de sus componentes.

R-502. Es una mezcla azeotrópica, desarrollada para reemplazar al R-22 en algunas aplicaciones de baja temperatura y relaciones de compresión altas, es una mezcla de refrigerantes 22 y 114 en una proporción de 48.8 y 51.2% en peso respectivamente.

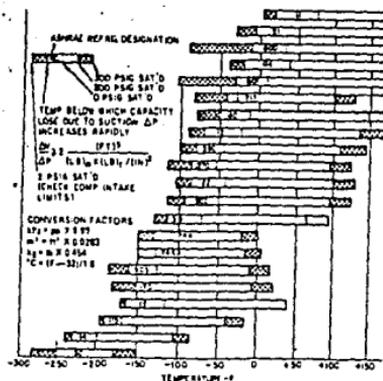
El R-502 tiene una temperatura de ebullición de -45oC y una temperatura crítica de 91.78oC a presión atmosférica. No es inflamable, ni tóxico y tiene baja miscibilidad con el aceite.

R-503. Es una mezcla azeotrópica relativamente nueva, desarrollada para reemplazar al R-13 en el rango de temperatura de -73.30°C . hasta -101°C . Es una mezcla de refrigerantes 13 y 23 en una proporción de 59.9 y 40.1% en peso respectivamente. Tiene una temperatura de ebullición de -88.7°C . y una temperatura crítica de 19.5°C . a presión atmosférica.

Se usa en compresores recíprocos en el paso inferior de un sistema de cascada, empleándose R-12, R-22, R-502 en el paso superior.

CONSIDERACIONES PARA LA SELECCION DEL REFRIGERANTE

Todos los refrigerantes pueden usarse tanto en un sistema sencillo como en un multietapas, en la grafica III.B. se muestran los límites dentro de los que se pueden usar los refrigerantes más comunes.



GRAFICA III.B.

Los refrigerantes más usados son: R-12, 13, 13B1, 22, 500, 502, 503 y 717. No obstante que dos refrigerantes sean útiles a una temperatura de evaporación dada, uno de ellos puede producir un costo de operación menor. Los factores que involucran la selección del refrigerantes son:

- Tamaño del sistema
- Tamaño de los compresores disponibles
- Costo relativo
- Disponibilidad del refrigerante.

No existen lineamientos generales para seleccionar el refrigerante más económico en una aplicación particular, por lo que los factores antes descritos deben ser considerados

Las presiones de seguridad y mínimas de distintos refrigerantes se pueden localizar en el código de seguridad para refrigeración. (ANSI/ASHRAE 15-1978).

Los refrigerantes disponibles en México y sus precios por kilogramo (1 Septiembre de 1986), se enlistan a continuación:

# REFRIGERANTE	NOMBRE QUIMICO	P/MASA
R-11	TRICLOROFLUOROMETANO	1,750.00
R-12	DICLORODIFLUOROMETANO	2,050.00
R-13	MONOCLOROTRIFLUOROMETANO	32,400.00
R-22	MONOCLORODIFLUOROMETANO	3,135.00
R-113	TRICLOROTRIFLUOROMETANO	3,700.00
R-500	REFRIGERANTES 12/152a	4,070.00
R-502	REFRIGERANTES 22/115	9,150.00
R-503	REFRIGERANTES 23/13	35,338.00

TABLA III.D.

SELECCION DEL REFRIGERANTE

ETAPA DE BAJA

Teniendo como refrigerantes más factibles el: R-12, R-13 R-22, R-502 y R-503, para poder seleccionar uno de ellos, utilizaremos un método práctico en el cual calcularemos ciertas propiedades que nos ayudaran a nuestros propósitos, ver tabla III.E.

Para calcular éstas propiedades, se tienen como valores conocidos:

$$T_e = -85.6 \text{ } ^\circ\text{C} \quad \text{y} \quad T_c = -24.1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

donde:

T_e = Temperatura de evaporación

T_c = Temperatura de condensación.

De tablas para cada refrigerante encontramos, ver tabla III.E.

P_s = Presion de succión (entrada del compresor) bars

P_d = Presion de descarga (salida del compresor) bars

ρ = Densidad (entrada del compresor) [Kg/m³]

T = Temperatura crítica [°C]

h_1 = Entalpia de vapor saturado [KJ/Kg]

h_4 = Entalpia de líquido saturado [KJ/Kg]

Ahora bién, la eficiencia volumétrica real, se calculará de la gráfica III.C. La eficiencia de los refrigerantes R-12, R-22 y R-502, no se calcula por ser grande su relación de compresión y por no estar su valor dentro de la gráfica III.C.

Finalmente, la relación de compresión (R_c), el efecto refrigerante (er) y la capacidad real refrigerante del compresor (Q_r), se hicieron con las siguientes relaciones, ver tabla III.E.

$$R_c = P_d/P_s \quad er = h_1 - h_4 \quad y \quad Q_r = V_p \cdot er$$

donde:

V_p = Desplazamiento del pistón [m³/hr].

	R-12	R-13	R-22	R-502	R-503
\bar{n}	\bar{n}	\bar{n}	\bar{n}	\bar{n}	\bar{n}
$\bar{n}P_s$ (bar)	\bar{n} 0.041	\bar{n} 0.818	\bar{n} 0.070	\bar{n} 0.101	\bar{n} 1.163
$\bar{n}P_d$ (bar)	\bar{n} 1.283	\bar{n} 10.124	\bar{n} 2.084	\bar{n} 2.495	\bar{n} 14.065
$\bar{n}R_c = P_d/P_s$	\bar{n} 31.293	\bar{n} 12.389	\bar{n} 29.771	\bar{n} 24.703	\bar{n} 12.094
$\bar{n} \rho$ (kg/m ³)	\bar{n} 0.320	\bar{n} 5.623	\bar{n} 0.384	\bar{n} 0.721	\bar{n} 6.824
$\bar{n} er$ (kJ/kg)	\bar{n} 129.188	\bar{n} 88.331	\bar{n} 136.521	\bar{n} 126.241	\bar{n} 103.779
$\bar{n} T$ (o C)	\bar{n} 112	\bar{n} 28.833	\bar{n} 96	\bar{n} 82.167	\bar{n} 19.5
$\bar{n} vr$ (%)	\bar{n} ---	\bar{n} 35	\bar{n} ---	\bar{n} ---	\bar{n} 37
$\bar{n}Q_r$ (kg/m ³)	\bar{n} ---	\bar{n} 173.840	\bar{n} ---	\bar{n} ---	\bar{n} 262.030
\bar{n} m ³ /hr)	\bar{n}	\bar{n} v_p	\bar{n}	\bar{n}	\bar{n} v_p
\bar{n}	\bar{n}	\bar{n}	\bar{n}	\bar{n}	\bar{n}

Tabla III.E

De la tabla III.E el R-12, R-22 y R-502 se desechan por tener relaciones de compresión grandes, quedando el R-13 y R-503. A pesar de que el R-503 tiene una presión de succión mayor a la atmosférica, una relación de compresión menor, un mayor efecto refrigeración y una mayor capacidad real refrigerante del compresor, nosotros seleccionaremos el R-13 debido a que tiene una presión de descarga menor, lo cual ayudará a tener equipos menos robustos. Y también porque el R-503 tiene una temperatura crítica baja (19.5 o C) lo cual causaría el empleo de un equipo extra, que sería un expansor, mientras que en el R-13 no es necesario este equipo, por que éste tiene una temperatura crítica alta (28.8 o C).

Se debe tomar en cuenta, que los valores calculados en la tabla III.E., se hicieron bajo las siguientes consideraciones:

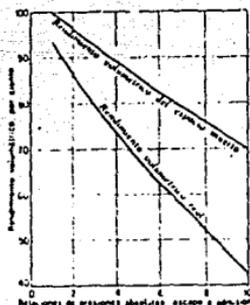
- 1.- No hay caídas por pérdidas de presión
- 2.- El gas de succión no está sobrecalentado
- 3.- El líquido que entra al elemento expensor está saturado.
- 4.- El expensor se comporta idealmente, es decir, isentalpicamente.
- 5.- El compresor no presenta pérdidas, ni ganancias de calor proceso isentropico.

ETAPA DE ALTA

Se sigue el procedimiento de la etapa de baja, solamente que aquí se tienen como refrigerantes factibles al R-12, R-22 y R-502, además aquí se tienen las siguientes temperaturas, tanto de evaporación como de condensación.

$$T_e = -34.1 \text{ } ^\circ\text{C} \quad \text{y} \quad T_c = 46.1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

también se hizo con las mismas consideraciones de la etapa de baja.



GRAFICA III.C.

	R-12	R-22	R-502	
\bar{n}	\bar{n}	\bar{n}	\bar{n}	\bar{n}
\bar{n} Ps (bar)	\bar{n} 0.848	\bar{n} 1.383	\bar{n} 1.687	\bar{n}
\bar{n} Pd (bar)	\bar{n} 11.134	\bar{n} 17.750	\bar{n} 19.279	\bar{n}
\bar{n} Rc = pd/Ps	\bar{n} 13.127	\bar{n} 12.833	\bar{n} 11.430	\bar{n}
\bar{n} ρ (kg/m ³)	\bar{n} 5.350	\bar{n} 5.254	\bar{n} 10.028	\bar{n}
\bar{n} er (kJ/kg)	\bar{n} 88.003	\bar{n} 128.320	\bar{n} 72.030	\bar{n}
\bar{n} T (oC)	\bar{n} 112	\bar{n} 96	\bar{n} 82.167	\bar{n}
\bar{n} (%)	\bar{n} 33	\bar{n} 34	\bar{n} 39	\bar{n}
\bar{n} Qr(kj/m ³ m ³ /hr)	\bar{n} 155.369 vp	\bar{n} 229.226 vp	\bar{n} 281.704 vp	\bar{n}
\bar{n}	\bar{n}	\bar{n}	\bar{n}	\bar{n}

TABLA III.F.

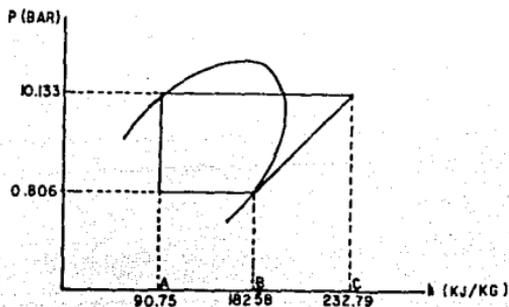
Finalmente, analizando la tabla III.F, nosotros seleccionaremos el R-12, debido a que este tiene una presión de descarga baja. De esta manera nosotros podemos utilizar equipos menos robustos en nuestro sistema.

IV.- CALCULO Y SELECCION DE LOS COMPONENTES

IV.1.- COMPRESORES

CALCULO DEL COMPRESOR PRIMARIO

Conociendo las presiones de succión y descarga del compresor primario, además teniendo como refrigerante factible el R-13 se puede calcular teóricamente el trabajo que debe realizar el compresor y la capacidad por unidad másica de refrigerante manejado. Utilizando la gráfica IV.A. se observa que el calor de compresión está representado por la distancia BC y la capacidad del sistema por la distancia AB.



GRAFICA IV.A.

Considerando para R-13 a las condiciones establecidas tenemos:

$$\text{Calor de compresión} = h_C - h_B = 50.21 \text{ [KJ/KG]} \quad (\text{IV.4.1.})$$

$$\text{Efecto de refrigeración} = h_B - h_A = 91.83 \text{ [KJ/kg]} \quad (\text{IV.4.2.})$$

Sabiendo que la capacidad requerida en el sistema debe ser de:

$$\text{CAP} = 124.2555 \text{ [W]} \quad (\text{IV.4.3})$$

El gasto másico teórico para obtener dicha capacidad será igual a

$$\dot{m} = \frac{\text{CAP}}{\text{HAB}} = 0.0013 \text{ [kg/s]} = 4.8712 \text{ [kg/hr]} \quad (\text{IV.4.4})$$

y la potencia teórica requerida por el compresor será:

$$W = h_{BC} * \dot{m} = 0.0653 \text{ kW} = 65.273 \text{ W} \quad (\text{IV.4.5})$$

El gasto volumétrico puede obtenerse conociendo el volumen específico del gas a la salida del evaporador, en este caso el volumen específico es:

$$V_g = 0.1803 \text{ [m}^3\text{/kg]} \quad (\text{IV.4.6})$$

conociendo lo anterior y el gasto másico el gasto volumétrico teórico es igual a:

$$V = \dot{m} * V_g = 0.0002 \text{ [m}^3\text{/s]} = 0.8782 \text{ [m}^3\text{/hr]} \quad (\text{IV.4.7})$$

Se debe tener en cuenta que en el cálculo del gasto volumétrico se consideró lo siguiente:

- 1.- No hay pérdidas por caídas de presión
- 2.- El gas de succión no está sobrecalentado
- 3.- El líquido que entra al elemento expensor está saturado
- 4.- El expensor se comporta idealmente, i.e., isentalpicamente
- 5.- El compresor no presenta pérdidas ni ganancia de calor. Proceso isentropico.

CALCULO IDEAL

Para éste cálculo se define la eficiencia volumétrica como el volumen de vapor fresco que entra a la cámara de compresión dividido entre el cambio volumétrico de la cámara de compresión. Basándose en el claro volumétrico (C), la eficiencia volumétrica puede calcularse, como:

$$e_1 = 1 - C (R^{1/n} - 1) \quad (IV.4.8)$$

donde:

- e₁ = eficiencia volumétrica
- C = claro volumétrico (generalmente = 4.5%)
- n = exponente de compresión isentropica
- R = relación de compresión

considerando que

$$\begin{aligned} C &= 0.045 \\ n &= 1.4 \\ R &= \frac{10.1326}{0.8061} = 12.5699 \end{aligned}$$

la eficiencia volumétrica será igual a

$$e_1 = 0.7706 \quad (IV.4.9)$$

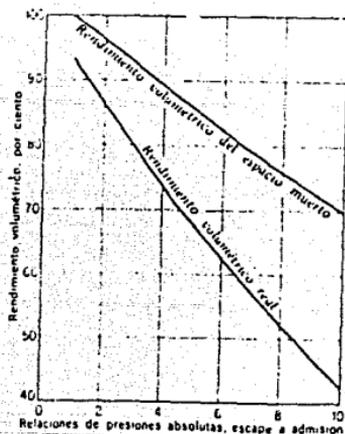
El gasto volumétrico ideal requerido por el compresor será:

$$V = \frac{0.8782}{e_1} = \frac{0.8782}{0.7706} = 1.1396 \text{ [cm}^3\text{/hr]} = 316.5 \text{ [cm}^3\text{/s]}$$

(IV.4.10)

CALCULO ACTUAL

La experiencia indica que la eficiencia volumétrica global puede ser considerablemente menor que la eficiencia volumétrica teórica. Según un fabricante de compresores (7), la eficiencia volumétrica para un compresor moderno de alta velocidad esta dada aproximadamente por la grafica IV.B



GRAFICA IV.B

Sustituyendo para una relación de compresión igual a 12.6 en la gráfica IV.b. la eficiencia volumétrica actual es de 0.3939

Conociendo esta eficiencia, el desplazamiento volumétrico actual será:

$$V_a = \frac{0.8782}{0.3939} = 2.2294 \text{ [m}^3\text{/hr]} = 619.3 \text{ [cm}^3\text{/s]} =$$

37.79 [in³/s]

(IV.4.11)

SELECCION DEL COMPRESOR PRIMARIO

En la práctica, para que un diseño resulte costeable debe de realizarse basandose en componentes comerciales en el caso de tirajes de producción pequeñas; o bien se utilizan componentes diseñados especialmente para la aplicación en particular, siempre y cuando el mercado lo amerite (aplicaciones especiales o tirajes de producción elevados).

Debido a que la mayoría de los fabricantes de compresores comerciales editan sus tablas de selección para los refrigerantes R-12 y R-22; en esta aplicación donde se tiene R-13, se puede utilizar éstas tablas haciendo una similitud estática y dinámica para volverlas aplicables al R-13.

Para lograr ésto se analizan las propiedades de operación principales para el refrigerante primario (R-13) en la tabla IV.A.

TABLA IV. A.

PROPIEDAD	R-13	UNIDAD
Relación de compresión	12.57	
Volumen específico del gas en la succión del compresor.	0.1803	[m ³ /kg]
Flujo másico teórico	4.8712	[kg/hr]

CAMBIO DE PROPIEDADES DE R-13 A R-12

Para que el R-12 como gas saturado esté con un volumen específico igual a 0.1803 [m³/kg] debe de encontrarse a una temperatura de saturación de 240.12 [oK] o presión de succión de 0.88 [Bar].

Si se tiene una presión de succión de 0.88 [Bar] y se desea lograr una relación de compresión de 12.57, la presión de condensación debe ser igual a 11.08379 [Bar] equivalente a una temperatura de condensación de 319 [o K].

Bajo las condiciones anteriores el efecto neto de refrigeración será de:

$$\text{EFECTO NETO (R-12)} = 201.65 - 109.44 \text{ [kJ/kg]}$$

$$= 92.21 \text{ [kJ/kg]}$$

(IV.4.12)

Si se debe manejar un flujo másico de 4.8712 [kg/hr], la capacidad a simular del sistema con R-12 será de 449.17 [kJ/hr] o sea igual a 124.72 [W]

En la Tabla IV.C. se compara el sistema con R-13 al sistema con R-12 simulado.

TABLA IV.8

PROPIEDAD	R-13	R-12 (simulado)	UNIDAD
Presión de evaporación	0.8061	0.89	Bar
Temperatura de Evap.	187.55	240.12	K
Presión de Condensación	10.1326	11.0638	Bar
Temperatura de Cond.	248.9	319	K
Relación de compresión	12.57	12.57	
Volumen específico a la entrada del comp.	0.1803	0.1803	m ³ /kg
Gasto másico	0.0013	0.0013	kg/s
Capacidad requerida (teórica)	124.2555	124.77	W

Considerando que las tablas que edita el fabricante pueden ser usadas para seleccionar el compresor basándose en las condiciones de operación del sistema simulado, se puede seleccionar este de la siguiente manera:

DATOS.- Temperatura de evaporación = 240.12 K = - 27.45°F
 Temperatura de condensación = 319 K = 114.53°F
 Capacidad requerida (R-12) = 124.77 W = 42.7326 BTU/hr

SELECCION DEL COMPRESOR UTILIZANDO LAS TABLAS DEL FABRICANTE

Conociendo la temperatura de evaporación (-27.5°F), en la gráfica de capacidad del compresor contra la temperatura de evaporación (gráfica IV.C) se traza una línea vertical a la temperatura de evaporación de diseño hasta que ésta

línea cruce con la línea de la temperatura de condensación (114,5F). En este punto se traza una línea horizontal para encontrar la capacidad que se puede obtener del compresor; si esta capacidad es mayor o igual a la capacidad requerida por el sistema simulado de R-12, se puede concluir que el compresor puede aplicarse al diseño.

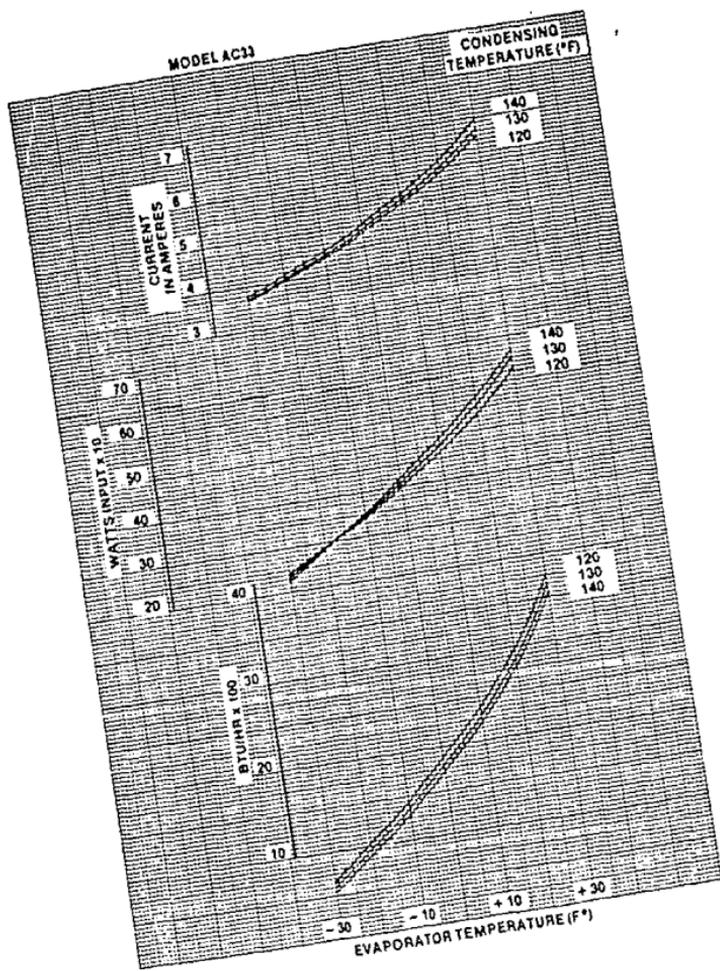
NOTA: En caso de que la capacidad del compresor sea mucho mayor a la capacidad requerida útil, debe tratarse de seleccionar un compresor de menor capacidad.

La selección más factible en este diseño en particular se muestra en la gráfica del fabricante (gráfica IV.c.) Equivale a un compresor marca Bristol AC33 para baja temperatura y tiene una capacidad de enfriamiento a condiciones de simulación de 760 [btu/hr] = 222.7334 [W]

Este compresor tiene una margen de seguridad en capacidad del 43.9% por lo que la corrección por cambio de densidad debido al sobrecalentamiento del gas refrigerante de retorno no es apreciable ya que ésta llega a ser tan solo de un 4%.

MODEL AC33

CONDENSING TEMPERATURE (°F)



GRAFICA IV.c.

...60

El calor de compresión se considera igual al calor teórico obtenido anteriormente en la ecuación IV.A.5. (65.273 W). Al realizar ésta consideración el calor total que será desprendido en el intercambiador de calor será igual a la capacidad de enfriamiento más el calor de compresión teórico. Esto es:

$$\begin{aligned} &\text{CALOR A SER ARROJADO EN} \\ &\text{EL INTERCAMBIADOR DE} \\ &\text{CALOR} \qquad \qquad \qquad = 65.273 + 124.2555 = 189.5285 \text{ [W]} \end{aligned}$$

CALCULO DEL COMPRESOR SECUNDARIO

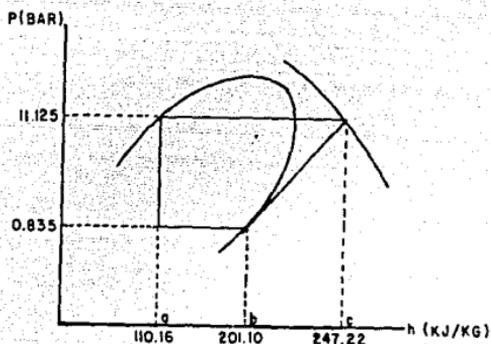
Sabiendo que las condiciones de operación y los requerimientos para el compresor secundario son los siguientes:

Temperatura de evaporación = - 34.3 C = 29.74 F
Presión de evaporación = 0.83591 Bar
Temperatura de condensación = 46.1 C = 115 F
Presión de condensación = 11.125 Bar
Capacidad de enfriamiento = 139.5285 [W] = 646.69 [BTU/HR]
Relación de compresión = 13.3088

Se procede al cálculo de la misma forma como se realizó con el compresor primario, con la excepción que en el sistema secundario se utiliza el refrigerante con que están especificadas las tablas de selección por el fabricante (R-12)

CALCULO TEORICO

Conociendo las condiciones de operación puede encontrarse el efecto de refrigeración y el calor de compresión por unidad de masa con la ayuda del diagrama presión-entalpía gráfica IV.D.



GRAFICA IV. D.

Entonces:

Efecto de refrigeración =

$$h_b - h_a = 201.1 - 110.16 = 90.94 \text{ (KJ/kg)} \quad (\text{IV. 4.13})$$

Calor de compresión =

$$h_c - h_b = 247.22 - 201.1 = 46.12 \text{ [KJ/kg]} \quad (\text{IV. 4.14})$$

El gasto másico requerido para tener la capacidad de enfriamiento requerida, puede obtenerse una vez calculado el efecto de refrigeración, en éste caso será igual a:

$$m_{R-12} = \frac{\text{CAP REQ}}{h_b - h_a} = \frac{189.5285}{90.94} = 2.0841 \text{ E} - 3 \text{ [kg/s]} \quad (\text{IV. 4.15})$$

Si el volumen específico del gas de retorno es de 0.1906 [m³/kg], el flujo volumétrico teórico para el compresor secundario será:

$$V_t = m_{R-12} \cdot v_s = 2.0841 \text{ E} - 3 \cdot 0.1906 = 0.3972 \text{ E} - 3 \text{ [m}^3/\text{s]} \quad (\text{IV. 4.16})$$

La potencia teórica requerida será igual a:

$$W_{R-12} = h_{bc} \cdot m_{R-12} = 46.12 \cdot 2.0841 = 96.1186 \text{ [W]}$$

(IV.4.17)

CALCULO IDEAL

Considerando un claro de 4.5 % para la relación de compresión de 13.3 y un exponente de compresión isentrópica de 1.4. La eficiencia volumétrica será:

$$e_{Is} = 1 - C * (R^{1/n} - 1) = 0.7593$$

(IV.4.18)

siendo el gasto volumétrico ideal de:

$$V_{Is} = V_{Ts} / e_{Is} = 0.3972 \text{ E-3} / 0.7593 = 0.5231 \text{ E-3} \text{ [m}^3/\text{s]}$$

(IV.4.19)

CALCULO ACTUAL

Observando la gráfica IV.B se puede extrapolar para una relación de compresión $R=13.3$. Siendo entonces la eficiencia volumétrica actual igual a 0.3733. Por lo que el desplazamiento volumétrico requerido será de:

$$V_{As} = V_{Ts} / e_{As} = 0.3972 \text{ E-3} / 0.3733 = 1.064 \text{ E-3} \text{ [m}^3/\text{s]}$$

(IV.4.20)

SELECCION DEL COMPRESOR MEDIANTE EL USO DE LA GRAFICA

En la gráfica IV. E se ilustra la selección del compresor secundario, el cual resulta el mismo que el del primario. Esto ofrece ventajas de mantenimiento en el reemplazo de los compresores.

En este caso tenemos que el compresor tiene una capacidad de 675 [Btu/hr] a las condiciones de operación. Y la capacidad requerida es de 646.69 [Btu/hr] de lo que el compresor operará con un margen del 5%.

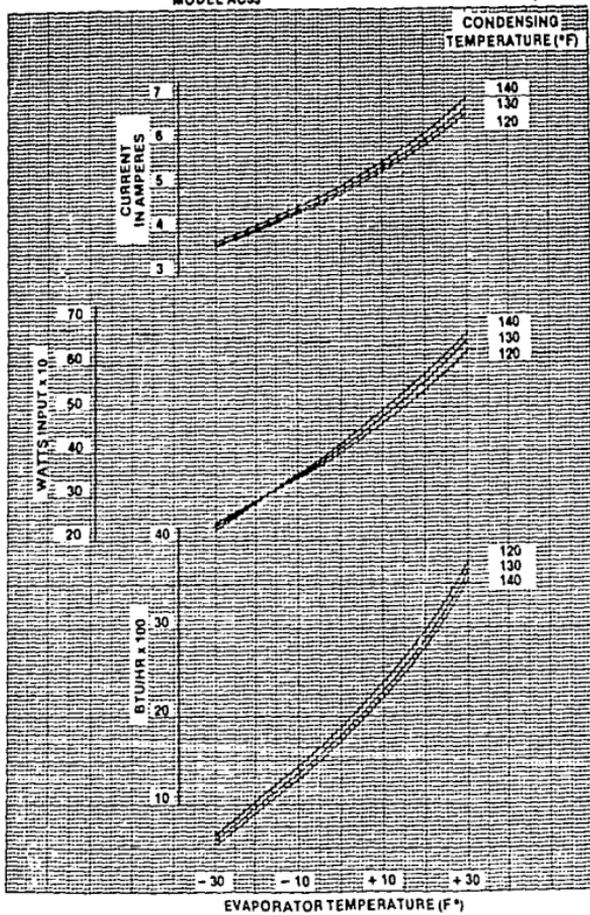
El Instituto de Aire Acondicionado y Refrigeración de los Estados Unidos (ARI) establece una desviación máxima del 5% para este tipo de gráficas. Por lo que se considerará la selección adecuada.

Debido a que la capacidad requerida es muy cercana a la capacidad máxima del compresor a las condiciones de operación dadas, y que el refrigerante de operación es el mismo que el de las especificaciones. La potencia absorbida por el compresor puede considerarse igual a la que muestra la gráfica de potencia o sea:

$$\text{POTENCIA DEL COMPRESOR} = 245 \text{ [W]}$$

(IV.4.21)

MODEL AC33



GRAFICA IV.F.

En la tabla siguiente se presentan los resultados obtenidos.

TABLA IV.C

RESULTADOS OBTENIDOS EN EL DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS COMPRESORES.

PROPIEDAD	SISTEMA PRIMARIO	SISTEMA SECUNDARIO	UNI.
Capacidad requerida	124.2555	189.5285	W
Efecto de Refrigeración	91.831	90.94	KJ/kg
Gasto másico teórico	1.3532 E-3	2.084 E-3	kg/s
Volumen específico del gas de succión	0.1803	0.1906	m ³ /kg
Gasto volumétrico teórico	0.2439E-3	0.3972E-3	m ³ /s
Gasto volumétrico ideal	0.3166E-3	0.5231E-3	m ³ /s
Gasto volumétrico actual	0.6194E-3	1.064E-3	m ³ /s
Gasto volumétrico real	0.767E-3	0.7670E-3	m ³ /s
Compresor seleccionado	AC-33	AC-33	----
Calor de compresión teórico	65.273	96.1187	W
Calor de compresión real	-----	245	W

IV.- DISEÑO DEL EVAPORADOR

Existen tres tipos de construcción para evaporadores que enfrían aire, estos son:

- 1.- Tubo descubierto
- 2.- Superficie de placa
- 3.- Aletados

Los dos primeros se llaman comúnmente evaporadores de superficie primordial debido a que para ambos tipos la superficie queda más o menos en contacto con el refrigerante que se evapora en el interior, éste tipo de evaporadores se utilizan comúnmente en aplicaciones para el enfriamiento del aire abajo los 0 °C.

La acumulación de escarcha en ellos no les afecta drásticamente como a los evaporadores aletados; por esta razón la selección adecuada en este diseño resulta dentro de este grupo. Siendo el evaporador de superficie de placas de fácil mantenimiento, la selección final se inclina hacia éste.

Considerando los procesos de manufactura disponibles, la fabricación de los prototipos se pueden realizar utilizando una caja rectangular de metal y con un tubo de metal enrollado en las paredes laterales y firmemente adherido a las paredes de la caja metálica, tal como se muestra en la figura IV.F.

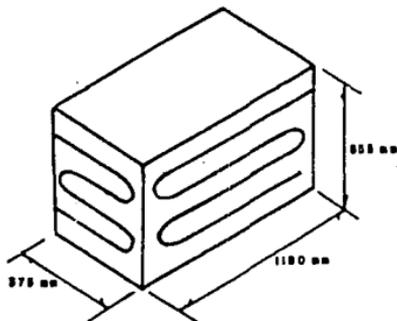


FIGURA IV.F.

Realizando un corte transversal a una de las paredes para el análisis de transferencia de calor, se puede simular el problema al de un tubo aletado por ambos extremos, en el

que las aletas se encuentran en contacto con el aire interior del refrigerador y con el aislamiento del mismo, tal como se muestra en la figura IV.G.

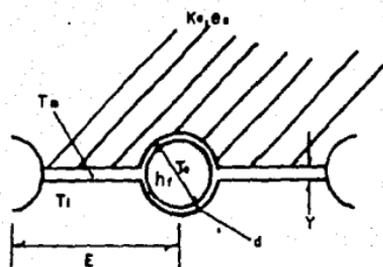


FIGURA IV.G

La transferencia de calor en éste caso ésta dada por la siguiente ecuación:

$$Q = \frac{1}{\frac{1}{k \cdot A_m} + \frac{1}{h_i \cdot A_f}} \cdot (T_i - T_b) \cdot (A_p + \eta \cdot A_s)$$

V.B.1

donde:

- Q= Calor total transferido hacia el gas refrigerante
- ka= Coeficiente de conducción para la pared de aislamiento
- Ta= Temperatura del aire ambiente
- Tb= Temperatura exterior del tubo (base)
- ea= Espesor del aislamiento
- hi= Coeficiente de convección natural del aire interior
- Ti= Temperatura del aire interior (espacio refrigerado)
- Ap= Área primaria (tubo)
- η = Eficiencia del aletado
- As= Área secundaria
- e= Espesor de la pared del tubo
- k= Conductividad del material del tubo
- Am= Área media del tubo

T_{bi} = Temperatura del interior del tubo (base interior)
 T_f = Temperatura del fluido interno (refrigerante)
 h_f = Coeficiente de convección forzada del fluido interno A_f =
 Área interior del tubo.

CALCULO DE LA EFICIENCIA DEL ALETADO

Para encontrar la transferencia de calor a través del aletado se considera que la sección de aleta en contacto con el tubo puede simularse como una aleta rectangular que nace en el tubo o base, como se muestra en la figura IV.H.

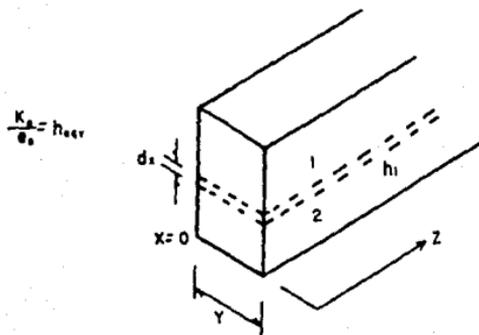


FIGURA IV.H

La solución se encuentra considerando un balance de energía para un elemento de la aleta con un espesor dx , tal como se muestra en la figura IV.H. Entonces el balance de energía puede expresarse:

Energía que sale de la cara inferior	=	Energía que entra en la cara superior	+	Energía ganada por convección al interior	+	Energía ganada por conducción al ext.
--------------------------------------	---	---------------------------------------	---	---	---	---------------------------------------

La ecuación de transferencia de calor por convección hacia el interior del refrigerador es:

$$q_{conv} = h_i \cdot A \cdot (T_i - T) = h_i \cdot dx \cdot z \cdot (T_i - T)$$

IV.B.2

donde:

q_{conv} = Calor transferido por convección
 h_i = Coeficiente de convección del aire interior
 A = Área del aletado
 T_i = Temperatura del aire interior
 T = Temperatura de la aleta.

Las demás cantidades de energía pueden definirse como:

$$\text{Energía que sale de la cara inferior} = q_x = -k \cdot y \cdot z \cdot dT/dx$$

IV.B.3

$$\text{Energía que entra en la cara superior} = q_{x+dx} = -k \cdot y \cdot z \cdot dT/dx$$

$$dx : x+dx = -k \cdot y \cdot z \cdot (dT/dx + d^2 T/dx^2 \cdot dx)$$

IV.B.4

Energía ganada por conducción:

$$= q_{cond} = k_a \cdot dx \cdot z \cdot (T - T_a)/e_a = h_{eqv} \cdot dx \cdot z \cdot (T - T_a)$$

IV.B.5

Sustituyendo las ecuaciones IV.B.2, 3, 4 Y 5 en el balance de energía y realizando un manipuleo algebraico, queda:

$$\frac{d^2 T}{dx^2} - \frac{h_{eqv} \cdot (T - T_a) + h_i \cdot (T - T_i)}{k \cdot y} = 0$$

IV.B.6

arreglando la ecuación IV.B.6 para despejar T se tiene:

$$\frac{d^2 T}{dx^2} - T = \frac{h_{eqv} + h_i}{k \cdot y} - \frac{h_{eqv} \cdot T_a + h_i \cdot T_i}{k \cdot y}$$

IV.B.7

haciendo $M2 = \frac{h_{eqv} + h_i}{k \cdot y}$

IV.B.8

y $N = \frac{h_{eqv} \cdot T_a + h_i \cdot T_i}{k \cdot y}$

IV.B.9

la ecuación homogénea asociada a la ecuación IV.B.7 es:

$$\frac{d^2 T}{dx^2} - M T = 0$$

IV.B.10

cuya solución es:

$$T_h = C1 \cdot e^{M \cdot x} + C2 \cdot e^{-M \cdot x}$$

IV.B.11

Utilizando el operador diferencial D sobre la ecuación no homogénea IV.B.7 se puede deducir que la solución general para esta ecuación es igual a:

$$T = T_h + C3$$

IV.B.12

donde C_3 es una constante cuyo valor puede valuarse considerando que debe de ser una solución a la ecuación general, entonces:

$$-M_2 \times C_3 = -N$$

despejando C_3

$$C_3 = \frac{h_{eqv} \times T_a + h_i \times T_i}{h_{eqv} + h_i}$$

IV.B.13

La evaluación de las constantes C_1 y C_2 se realiza mediante el uso de las condiciones de frontera, las cuales son:

$$x = 0 \qquad x = L = \frac{E-d}{2}$$

$$T = T_b \qquad dT/dx = 0$$

para $x=0$.

$$T_b = C_1 + C_2 + C_3$$

IV.B.14

para $x=L$

$$0 = M \times C_1 \times e^{M \times L} - M \times C_2 \times e^{-M \times L}$$

$$C_1 = C_2 \times e^{-2 \times M \times L}$$

IV.B.15

sustituyendo IV.B.15 EN IV.B.14

$$T_b = C_2 \times \left(1 + e^{-2 \times M \times L} \right) + C_3$$

$$C_2 = \frac{T_b - C_3}{1 + e^{-2 \times M \times L}}$$

IV.B.16

y sustituyendo IV.B.16 EN IV.B.15

$$C_1 = \frac{T_b - C_3}{1 + e^{-2 \times M \times L}}$$

La eficiencia de una aleta se define como el calor transmitido por la misma entre el calor que transmitiría si se encontrara a una temperatura equivalente a la de la base (T_b).

Para evaluar el calor total transmitido por la aleta se puede hacer uso de la ecuación IV.B.3. evaluandola en $x=0$.
Entonces:

$$q_{\text{real}} = -K \times y \times z \times (T_b - C_3) \times \left[\frac{M}{1 + e^{-2 \times M \times L}} + \frac{M}{1 + e^{-2 \times M \times L}} \right]$$

IV.B.18

arreglando

$$q_{\text{real}} = k \cdot y \cdot z \cdot (T_b - C_3) \cdot M \cdot \tanh(M \cdot L)$$

IV.B.19

considerando que la transferencia de calor en el caso que toda la aleta estuviera a la temperatura de la base T_b , el calor total transmitido será:

$$q_{\text{teórico}} = h_{eqv} \cdot (T_a - T_b) \cdot L \cdot z + h_i \cdot (T_i - T_b) \cdot L \cdot z$$

IV.B.20

sustituyendo IV.B.19 en la definición de la eficiencia de una aleta sacando como factor común $(h_{eqv} + h_i)$ del denominador tenemos:

$$\eta = \frac{M \cdot k \cdot L \cdot \tanh(M \cdot L)}{L \cdot (h_{eqv} + h_i)}$$

IV.B.22

conociendo que $\frac{h_{eqv} + h_i}{k \cdot y} = M^2$, la ecuación IV.B.22 puede

$$\eta = \frac{k \cdot y \cdot \tanh(M \cdot L)}{M \cdot L}$$

expresarse como:

$$\eta = \frac{\text{Tanh}(M \times L)}{M \times L}$$

IV.B.23

donde:

$$M2 = \frac{h_{eqv} + h_i}{k \times y}$$

$$L = \frac{E - d}{2}$$

$h_{eqv} = h_{ea}$ = conductividad del aislamiento entre su espesor

h_i = coeficiente de convección del aire interior

k = conductividad del aletado

y = espesor del aletado

E = espaciamiento entre tubos (paso de tubos)

d = diámetro de los tubos

CALCULO DEL COEFICIENTE DE CONVECCION FORZADA DEL
REFRIGERANTE (hf)

Debido al coeficiente de convección del refrigerante el diseño del evaporador resulta sumamente complicado, ya que se tiene el refrigerante en dos fases, y éste se caracteriza por la existencia de varios regímenes de flujo térmico.

El coeficiente de convección para un fluido en dos fases depende del régimen de flujo; y considerando que las propiedades termodinámicas y de transporte del vapor y el líquido, así como las condiciones de la superficie de calentamiento (rugosidad y humectancia) influyen al coeficiente de transferencia de calor de diferentes formas en diferentes regímenes de flujo. Entonces para determinar el coeficiente de transferencia de calor resulta necesario considerar cada régimen de flujo y evaporación por separado.

La realización de lo anterior hace prácticamente imposible evaluar este coeficiente (hf) mediante una herramienta matemática. Por lo que su definición requeriría de un trabajo aún más extenso que el presente.

En el presente cálculo se evitará la evaluación de éste coeficiente considerando la temperatura base del tubo (tb) igual a la temperatura de evaporación del fluido (Te).

EVALUACION DEL COEFICIENTE DE CONVECCION NATURAL

(hi) DEL AIRE INTERIOR

La convección natural se realiza al encontrarse un fluido en contacto inmediato con la superficie a otra temperatura, debido a la transferencia de calor por conducción al gas adyacente a la pared se genera una diferencia en densidad con respecto al demás fluido del recinto. Esta diferencia de densidad provoca un movimiento, al cual se contraponen una fuerza debida a la viscosidad como lo indica la ecuación de Navier-Stokes, entonces el proceso de transferencia de calor por convección natural está afectado por las siguientes fuerzas:

- 1.- Fuerza gravitacional debido a la expansión térmica
- 2.- Arrastre viscoso
- 3.- Difusión térmica

Por lo tanto, es de esperarse que el coeficiente de convección dependerá de: la aceleración gravitacional (g), el coeficiente de expansión térmica (β), la viscosidad cinemática ($\nu = k/\rho c_p$), y la difusividad térmica ($\alpha = k/\rho c_p$). Usando estas variables se ha encontrado que la evaluación del coeficiente de convección natural puede realizarse usando las ecuaciones IV.B.28 Y IV.B.28' en placas planas verticales.

$$\text{Flujo laminar } 1E4 < Gr * Pr < 1E8 \quad Nu = 0.56 * (Gr * Pr)^{1/4} \quad (28.d)$$

$$\text{Flujo turbulento } 1E8 < Gr * Pr < 1E12 \quad Nu = 0.13 * (Gr * Pr)^{1/3} \quad (18'.d)$$

donde:

$$Nu = \text{Número de Nusselt} = h * L / k$$

$$Gr = \text{Número de Grashof} = \frac{L^3 * \beta * \rho^2 * g * \Delta T}{2}$$

$$Pr = \text{Numero de Prandtl} = \nu * cp / k$$

donde:

h_i = coeficiente de convección natural para el aire

L = longitud de la placa

k = conductividad del aire

ρ = densidad del aire

β = coeficiente de expansión termica

g = gravedad

ΔT = diferencial de temperatura

ν = viscosidad del aire

cp = calor específico del aire

para nuestro diseño, con el aire interior a 187.55 oK

$$L = 555 \text{ mm} = 0.555 \text{ m}$$

$$k = 0.017219 \text{ W/m}\cdot\text{C}$$

$$\rho = 1.88822 \text{ kg/m}^3$$

$$\beta = 1/T = 0.005263 \text{ 1/oC}$$

$$g = 9.81 \text{ m/s}^2$$

$$\Delta T = 5.6 \text{ C}$$

$$\nu = 1.26878 \text{ E-5 kg/m}\cdot\text{s}$$

$$cp = 1.00686 \text{ E3 J/kg}\cdot\text{oC}$$

sustituyendo valores tenemos que:

$$Pr = 0.7418$$

$$Gr = 1.094.717.075$$

como el Gr es menor a 1012 y mayor a 108 entonces el flujo es turbulento y

$$Nu = 121.2848$$

despejando h_i de la definición del número de Nusselt y sustituyendo valores, el valor de h_i será:

$$h_i = 3.7629 \text{ W/m}^2\cdot\text{C}$$

(29.d)

CALCULO DE LA LONGITUD TOTAL DEL SERPENTIN

Debido al grado de dificultad que presenta la evaluación del coeficiente de convección forzada dentro del tubo, el término de transferencia de calor debido a éste proceso se puede despreciar al igual que el término debido a la transferencia de calor por conducción a través de las paredes del tubo, por estas razones se considera a la temperatura base (T_b) igual a la temperatura de evaporación (T_e). Recordando la ecuación IV.B.1 tenemos que:

$$Q = \frac{1}{\left[\frac{1}{k_a(T_a - T_e)} + h_i(T_i - T_e) \right] A_p + \gamma A_s}$$

IV.B.30

sancando inverso a la ecuación IV.B.30 y sustituyendo los valores

$$\begin{aligned} k_a &= .022 \text{ w/M}^\circ\text{c} \\ T_a &= 37.8^\circ\text{c} \\ T_e &= -85.6^\circ\text{c} \\ e_a &= .1612 \text{ m} \end{aligned}$$

tenemos que:

$$Q = 37.9134 * (A_p + \gamma A_s)$$

IV.B.31

sabiendo que el área primaria (A_p) es igual a la longitud total del tubo del evaporador (z) por el perímetro circunferencial (πd) entre dos.

$$A_p = z * \pi d / 2$$

IV.B.32

y el area secundaria (A_s) es igual a la longitud total

ESTA TESIS NO DEBE
SALIR DE LA BIBLIOTECA

del tubo del evaporador (z) por el espaciamiento (E) entre tubos menos el diámetro del tubo (d)

$$As = z * \frac{(E-d)}{2}$$

IV.B.33)

sustituyendo las ecuaciones IV.B.32, 33, Y.23 en IV.B.31 tenemos que

$$Q = 37.9134 * z * \pi * d/2 + 2 * \frac{\text{Tanh}(M * (E-d)/2)}{M}$$

IV.B.34

sabiendo que

$$k = 55 \quad W/m * C \text{ (para lámina de acero)}$$

$$y = 0.0016 \text{ m}$$

entonces

$$M = 6.6567$$

IV.B.35

y sustituyendo IV.B.35, en IV.B.34 ésta nos queda

$$Q = 37.9134 * z * \pi * d/2 + \frac{\text{Tanh}(3.3283 * (E-d))}{3.3283}$$

IV.B.36

De la ecuación anterior quedan como variables independientes la longitud del tubo (z), el espaciamiento entre tubos (E) y el diámetro (d) de los mismos.

Sabiendo que las dimensiones de la caja interior son de 0.555 m de altura, 1.190 m de longitud y 0.375 m. de ancho; y debido a que el tubo estará enredado en forma de serpiente en la caja tal cual se muestra en la figura 1.d. se pueden realizar una serie de cálculos para espaciamientos

submúltiplos de 0.555 de tal manera que se tengan hileras enteras. Inicialmente seleccionaremos un diámetro del tubo para el evaporador de 3/8" (0.0095 m). Por otro lado conocemos que el calor a retirar (Q) es igual a 124.25555.

Con los datos anteriores se calcula la longitud requerida (z) y se compara con la longitud disponible en la caja. A continuación se enlistan los resultados obtenidos mediante el procedimiento descrito (tabla IV.D.)

TABLA IV.D.

LONGITUD TOTAL REQUERIDA PARA ABSORBER EL CALOR NECESARIO
DENTRO DEL EVAPORADOR (CAP = 124.2555 M2, D = 3/8" PERIMETRO MAXIMO = 3.13)

ESPACIAMIENTO ENTRE TUBOS	NUMERO DE TUBOS	LONGITUD TOTAL M	PERIMETRO REQUERIDO
0.0793	7	22.1577	3.1654
0.0694	8	24.9818	3.1227
0.0617	9	27.7710	3.0857

De lo anterior se concluye que el evaporador deberá estar compuesto por tubería de 3/8", y en forma de serpentín con espaciamiento entre tubos de 0.0694 mts y una longitud total de 25 mts. como se muestra en la siguiente figura (FIGURA IV.H.)

IV.3.- CALCULO Y SELECCION DEL CONDENSADOR

El condensador en un sistema de refrigeración retira el calor absorbido por el refrigerante en el evaporador (intercambiador de calor) y el calor equivalente a la energía suministrada para lograr la compresión del refrigerante. El refrigerante es entonces convertido nuevamente a la fase líquida a presión constante, quedando listo para reexpandirse en el evaporador.

Los condensadores pueden clasificarse de dos formas distintas

A) Según el medio de enfriamiento:

1. Enfriados por agua
2. Enfriados por aire
3. Evaporativos (agua-aire)

B) Tipo de construcción:

1. Tubo descubierta
2. Superficie de placa
3. Aletados

Debido a las características del aparato a diseñar, el cual debe ser de instalación sencilla, el medio de enfriamiento para éste condensador será aire (grupo A.1.)

Para definir la clasificación óptima con respecto al grupo B, debe de considerarse dentro del contexto global del sistema de refrigeración. Los componentes que influyen directamente a realizar la selección son:

- Tubos
- Aletas
- Número de hileras
- Área disponible
- Resistencia del aire
- Tamaño del ventilador
- Potencia del ventilador
- Requerimientos de aire fresco

e indirectamente:

- el nivel de ruido de la unidad.
- el nivel de vibraciones de la unidad.

La selección del diámetro de tubos comprende muchos factores

- maquinaria disponible para la fabricación
- costo
- dificultad en los cabezales
- resistencia al aire
- resistencia al flujo del refrigerante
- arrastre adecuado de aceite

Quando existe la posibilidad de escoger debe preferirse el menor diámetro, obteniéndose así mayor flexibilidad en el circuitado del serpentín y resultando una menor carga de refrigerante en el sistema.

Por razones de espacio y mantenimiento, la selección adecuada es el de un condensador enfriado por aire mediante placas. Para economizar espacio y costo, se utilizara la lamina del gabinete exterior como la superficie secundaria del condensador. Recordando la ecuación de transferencia de calor del cálculo del evaporador (ecuación IV.B1), sabemos que la transferencia de calor para un intercambiador de calor de placas como el que se muestra en la figura IV.6, es:

$$Q = \frac{1}{\left[\frac{k\alpha(T_b - T_e)}{e\alpha} + h\alpha(T_b - T_a) \right] \times (A_p + \gamma A_s)}$$

$$= \frac{k \times A_m \times (T_{bi} - T_b)}{h_f \times A_f \times (T_f - T_{bi})}$$

(IV.C.1)

De acuerdo a estudios e investigaciones realizadas sobre la transferencia de calor y caída de presión en los condensadores [8] podemos observar que el diferencial de temperatura existente entre el refrigerante y el tubo se mantiene casi constante a partir que el refrigerante llega al largo de la tubería [2] que es cuando la temperatura promedio del refrigerante alcanza la temperatura de saturación. Dicho diferencial a condiciones normales resulta ser aproximadamente igual a 2.5 °C. (figura IV.1.)

Refiriéndose a la figura IV.1. [8], se distinguen tres zonas principales estas son:

- 1.- Zona de sobrecalentamiento
- 2.- Zona de condensación
- 3.- Zona de subenfriamiento

De acuerdo con los estudios ya mencionados, la zona 2 representa por lo general más del 90% de la transferencia total de calor, adicionalmente en este diseño el subenfriamiento del refrigerante se pretende se realice en el tubo capilar por el diferencial de temperatura entre la tubería de succión y éste

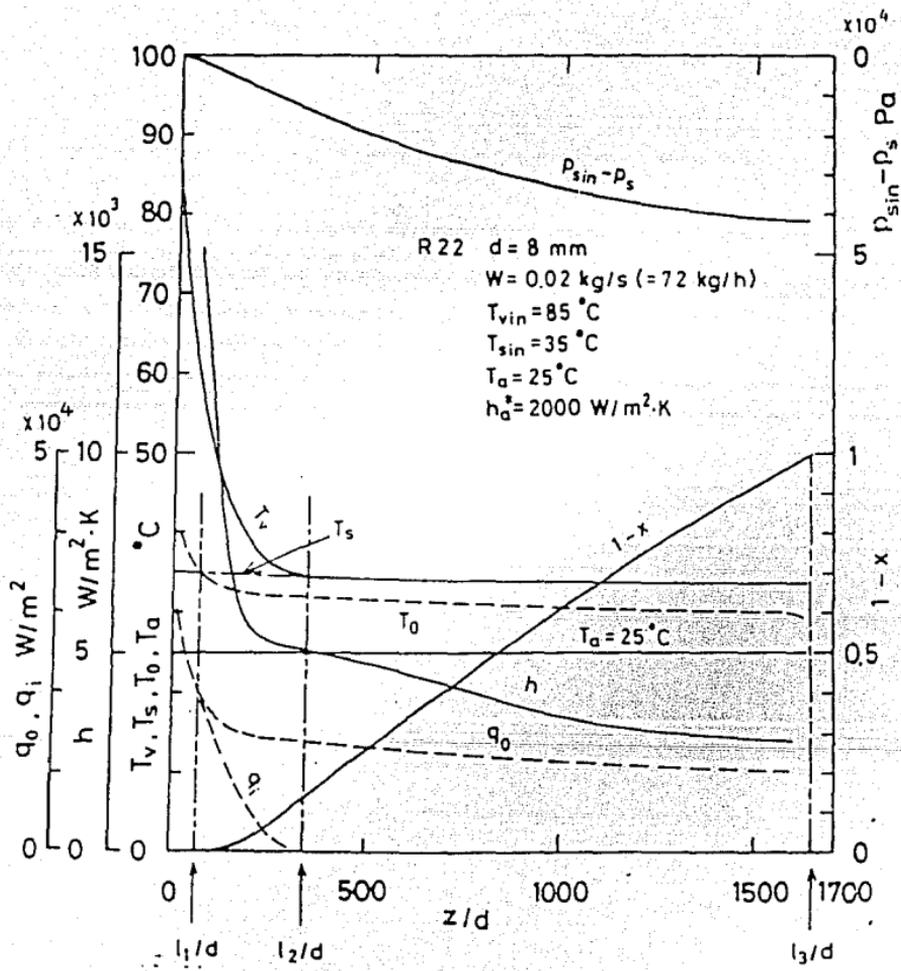


Figura IV.1.

Considerando lo anterior se puede realizar el cálculo y diseño preliminar del condensador al suponer lo siguiente:

- 1.- La temperatura de la pared del tubo es igual a la temperatura del refrigerante que se está condensando menos 2.5 °C.
- 2.- El proceso de condensación se realiza a presión constante en un 90% de la superficie total del condensador.

CALCULO DE PARAMETROS

Los datos disponibles son:

Conductividad del aislamiento = $k_a = 0.022$ [W/m*°C]

Temperatura de la base o tubo = $T_b = T_c - 2.5$
 $= 46.1 - 2.5 = 43.6$ [C]

Temperatura de evaporación = $T_e = -85.9$ [C]

Espesor del aislamiento = $e_a = 0.1612$ [m]

Coefficiente de convección natural para la pared exterior = $h_a = 5.6215$ [W/m* C]

Temperatura ambiente = $T_a = 37.8$ [C]

Area primaria = $A_p = z * \pi * d / 2$ [m²]

Area secundaria = $A_s = z * (E-d) / 2$ [m²]

Eficiencia del aletado = η = referirse a la ecuación IV.B.23

Sustituyendo los datos que ya se tienen en la ecuación IV.C.1 esta se puede escribir como sigue:

$$Q = 50.2784 * z * \left[\pi d/2 + 2 * \frac{\text{Tanh}(M*(E-d)/2)}{M} \right] \quad (2.e)$$

Considerando que el gabinete exterior será fabricado con lámina de acero de un espesor de 1.6 mm, el valor de M será igual a: (ecuaciones IV.B.23 Y 35)

$$M = 6.6567 \quad (3.e)$$

Sustituyendo el valor de M (ecc. 3.e.) en la ecuación 2.e. se tiene que:

$$Q = 50.2784 * z * \left[\pi d/2 + \frac{\text{Tanh}(3.3283 * (E-d))}{3.3283} \right] \quad (4.e)$$

Para simplificar aún más la ecuación anterior se debe definir el diámetro del tubo. En una aplicación de este tipo el diámetro más usado en un condensador es el de 5/16", esto no quiere decir que este diámetro vaya a ser la selección final pero el prototipo piloto debe construirse con este diámetro, en caso de que la caída de presión sea excesiva a lo largo del condensador deberá seleccionarse un diámetro mayor y experimentar con él. En el caso de que el retorno de aceite al compresor secundario sea deficiente se deberá buscar un diámetro menor al condensador. No obstante lo anteriormente dicho, la práctica señala que este diámetro de tubería trabajará adecuadamente en esta aplicación.

Conocemos también el calor total que debe de arrojarse al exterior, éste se calculó y se comprobó por medio de datos reales en la sección de compresores, dicho calor es igual a $Q=434.5285$ W. (Tabla IV.C)

Al igual que en el diseño del evaporador se tiene una restricción en cuanto al perímetro exterior del gabinete, esto a su vez restringe la longitud máxima de la tubería. En la figura IV.K. se muestran las dimensiones exteriores del gabinete. De donde el perímetro máximo disponible por parte de las paredes laterales es de: 4.4196 [m]

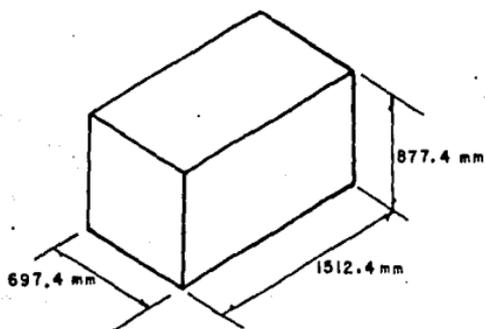


Figura IV.K.

Utilizando una calculadora programable puede calcularse la longitud total de tubo requerida para realizar la transferencia de calor a un espaciamiento de tubos dado se enlistan en la Tabla IV.E. los resultados obtenidos.

Tabla IV.D.

=====

LONGITUD TOTAL REQUERIDA PARA TRANSFERIR EL CALOR FUERA
DEL SISTEMA POR MEDIO DEL CONDENSADOR

(CALOR = 434.5285 W, d = 5/16", perimetro maximo = 4.4196 m)

Espaciamento entre tubos	Número de tubos	Longitud total Requerida	Perimetro requerido	Longitud Disponible
0.2925	3	13.9404	4.6468	13.2588
0.2194	4	16.7739	4.1935	17.6784
0.1755	5	19.8487	3.9697	22.098
0.1462	6	23.0480	3.8413	26.5176

Recordando que esta longitud obtenida tan solo se ocupará de una parte de la transferencia de calor y que según la experiencia representa el 90% del área total, por tanto de la longitud total requerida será de:

$$\text{LONGITUD TOTAL REQUERIDA} = \frac{16.7739}{0.9} = 18.6377$$

[m]

Esta tubería estará repartida de la siguiente forma:

Paredes laterales: un tubo de cobre de 5/16" de longitud total de 22.098m, enrollado uniformemente alrededor del gabinete exterior con un espaciamento entre tubos de 0.1755 m haciendo así 5 hileras de tubos a lo alto del gabinete. En la figura IV.L. se muestra el diagrama del diseño del condensador.

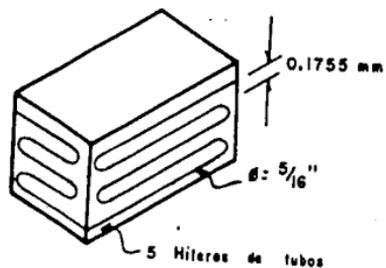


Figura IV.L.

IV.4.- CALCULO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

Para realizar el cálculo del intercambiador de calor se puede considerar un diferencial de temperatura de 10°C, posteriormente al fabricar el prototipo se podrá verificar si este diferencial es adecuado.

Recordando que la temperatura media del intercambiador de calor es de 243,88 °K, para lograr el diferencial de temperatura de diseño las temperaturas y presiones de los refrigerantes en el intercambiador de calor quedarán como se muestra en la Tabla 1.D

TABLA 1.D.

PRESIONES Y TEMPERATURA DEL REFRIGERANTE PRIMARIO Y SECUNDARIO EN EL INTERCAMBIADOR DE CALOR

REFRIGERANTE	PROCESO	TEMPERATURA	PRESION
R-13	CONDENSACION	-24,3°C (248,9K)	10,1326 BAR
R-12	EVAPORACION	-34,3°C (238,9K)	0,83591 BAR

El cálculo matemático del intercambiador de calor implica un problema de intercambio de calor en dos fases de dos fluidos volátiles, los cuales:

- a.- Sufren un cambio de estado únicamente, para el diseño teórico no se considera ni la caída de presión en el intercambiador ni tampoco un cambio de temperatura por subenfriamiento o sobrecalentamiento.

- b.- El fluido que se condensa fluye por un tubo de diámetro pequeño a contraflujo del refrigerante secundario, el cual se evapora y fluye por un tubo de diámetro mayor como se muestra en la figura IV.M.

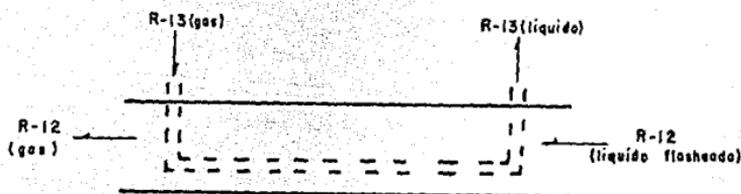


FIGURA IV.M.

DIAGRAMA ESQUEMATICO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

La fabricación del intercambiador de calor es muy sencilla ya que debido a la aplicación que se tiene y tratando de minimizar gastos; el intercambiador de calor consistirá tan solo de dos tubos de cobre concéntricos, éstos tubos pueden formar parte de la misma tubería de descarga (refrigerante primario) o de la tubería de succión (refrigerante secundario).

Una vez considerado el diferencial de temperatura para el intercambiador de calor se puede continuar con el diseño. Al construirse el prototipo habrá que realizarse pruebas con diferentes largos de intercambiadores de calor, para que de esta manera se pueda obtener la longitud adecuada que cumpla con las condiciones del diseño.

Debe considerarse que el ciclo de alta no retirará todo el calor del ciclo de baja, esto debido a que la tubería de descarga será pre-enfriada por el aire ambiente, inclusive se recomienda incrementar la longitud total de la tubería de descarga usando un arreglo en serpentín para incrementar este efecto.

Los diámetros recomendados para el intercambiador son de 1/2" para el tubo exterior (R-12) y 1/4" para el tubo interior (R-13)

IV.5.- SELECCION DE LOS TUBOS CAPILARES

FUNCION DEL ELEMENTO EXPANSOR

El elemento expansor tiene una función doble: la primera es reducir la presión del refrigerante líquido y la segunda de regular el flujo de refrigerante al evaporador.

GENERALIDADES

Los tubos capilares se usan extensamente en la mayoría de sistemas de baja capacidad (hasta capacidades de 10kw). Las longitudes de estos varían de 1 a 6 m y su diámetro de 0.5 a 2 mm. El nombre de tubo capilar es equivocado debido a que el diámetro interno es muy grande para permitir una acción de tipo capilar.

El tubo capilar trabaja bajo el principio que el líquido pasa a través de él mucho más fácil que el gas, esto es, el líquido entra al tubo capilar y fluye a través de éste, la presión disminuye debido a la fricción y la aceleración del refrigerante. Algo de líquido se flasha a vapor a la vez que el refrigerante fluye por el tubo.

Las principales características que hacen del tubo capilar la selección ideal para pequeños sistemas es:

- a.- Iguala las presiones en el sistema cuando éste ha sido apagado. Esto presenta la ventaja de que se puede seleccionar un compresor con motor de bajo torque de arranque.
- b.- Su simplicidad nos presenta la ventaja que reduce el costo grandemente.
- c.- No obstante el tubo capilar no opera eficientemente bajo todas las variaciones de carga térmica como la válvula de expansión, su eficiencia es lo suficientemente buena dentro de ciertos límites.

SELECCION PRELIMINAR

=====

En la selección del tubo capilar para una aplicación específica, deben considerarse factores físicos como el largo mínimo entre el lado de alta y el de baja, o longitud mínima para obtener una transferencia de calor adecuada. Refiriéndose al diámetro del tubo los factores a considerar son: la velocidad de salida, el ruido generado y la posibilidad de taponearse con partículas externas. El largo máximo se determinará por consideraciones de costo.

Existen dos metodologías para seleccionar el tubo capilar

- 1.- Seleccionar la longitud más conveniente y luego (dentro de ciertos límites) seleccionar el diámetro que dará el flujo deseado.
- 2.- Un método alternativo es el de seleccionar primeramente un diámetro estandar y ajustar la longitud según se requiera.

Los diámetros y anchos de pared normalizados para los tubos capilares pueden encontrarse en la norma ANSI/ASTM B36-76.

Es posible calcular el tamaño óptimo del tubo capilar que corresponda a las condiciones de operación del sistema, éstas condiciones de operación del sistema, son:

Presión

Flujo másico

Subenfriamiento o calidad del líquido a la entrada

éstas son función del diseño de la unidad y una selección de las condiciones de operación.

TUBO CAPILAR SECUNDARIO

Las tablas que se presentan a continuación están hechas para una selección rápida, debido a esto se tiene un cierto error. Por lo que se recomienda preseleccionar el tubo capilar y posteriormente efectuar pruebas prácticas para determinar la longitud óptima.

La preselección puede iniciarse usando la Figura IV.N Los datos en el sistema secundario son:

- Presión de entrada al tubo capilar = 160 psia.
- No subenfriamiento
- Flujo másico obtenido (Tabla 1.G) 61.5 lb/hr para tubo de 0.064 y 80 in de largo.

A continuación hay que obtener el factor de flujo (f_1) que corrige tanto la longitud como el diámetro del tubo. Esto se realiza utilizando la figura IV.O. El diámetro del tubo capilar puede fijarse basándose en la experiencia, generalmente no se selecciona un tubo capilar con diámetro menor a 0.02 in, por lo que el diámetro del tubo capilar será de 0.025 in y el factor de flujo requerido para obtener un flujo másico de 16.5396 lbm/hr dado que el flujo sin corregir es de 61.5 lbm/hr será de :

$$\frac{16.5396}{61.5} = 0.2689$$

Usando este valor en la Figura IV.O y fijando el diámetro del capilar a 0.025 in, la longitud Teórica del tubo capilar será de 10 in (0.254 m).

Por lo que la selección inicial de nuestro tubo capilar queda como sigue:

$$\begin{aligned} \text{diámetro interior} &= 0.635 \text{ mm} = 0.025 \text{ in} \\ \text{longitud del tubo} &= 0.254 \text{ m} = 10 \text{ in} \end{aligned}$$

Una vez obtenido éstos valores deberá procederse experimentalmente utilizando un dispositivo como el que se muestra en la figura IV.P.

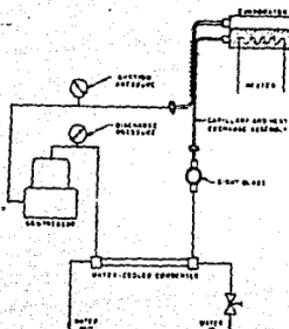


FIGURA IV. P

DISPOSITIVO PARA PROBAR EXPERIMENTALMENTE LA
CAPACIDAD DEL SISTEMA SECUNDARIO

Con este dispositivo se puede sentir la capacidad de enfriamiento requerida manteniendo constantes las presiones y la temperatura de evaporación.

TUBO CAPILAR PRIMARIO
=====

La preselección del tubo capilar primario se puede aproximar tal como se hizo con el sistema secundario.

Conociendo que la presión de descarga del sistema primario es igual a 8.6624 bar (125 psig) y considerando que no existe subenfriamiento, al usar la figura IV, el flujo másico teórico será de: 51 lbm/hr.

Considerando que el flujo másico requerido en el sistema primario es de $1.3532E-3$ kg/s (10.7396 lbm/hr), el factor de corrección,

$$C_c = \frac{10.7396}{51} = 0.2158$$

Seleccionando nuevamente un diámetro interior para el capilar de 0.635 mm (0.025 in), la longitud que manda la Figura 2.0, será de 0.381 m (15 in).

La selección final del tubo capilar deberá realizarse experimentalmente como se muestra en la figura IV. P. pero deberá recordarse que la temperatura de condensación tiene que mantenerse baja por lo que el refrigerante que se utilice para enfriar el condensador será una solución eutéctica para baja temperatura y se mantendrá a niveles de temperatura bajos mediante un enfriador de agua helada.

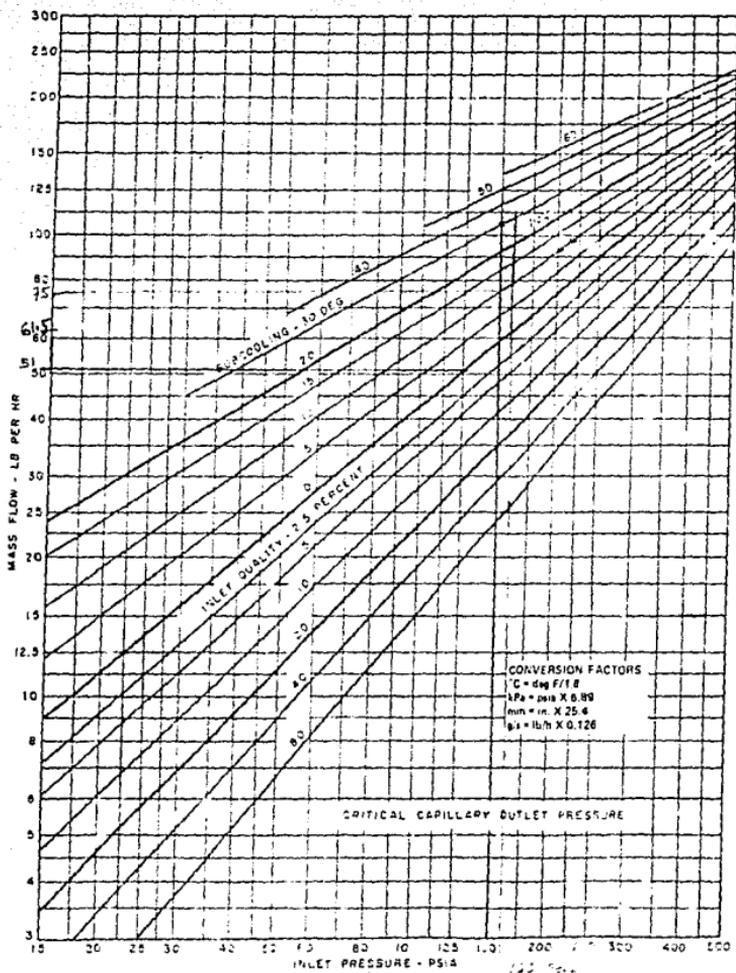


FIGURA IV.N.

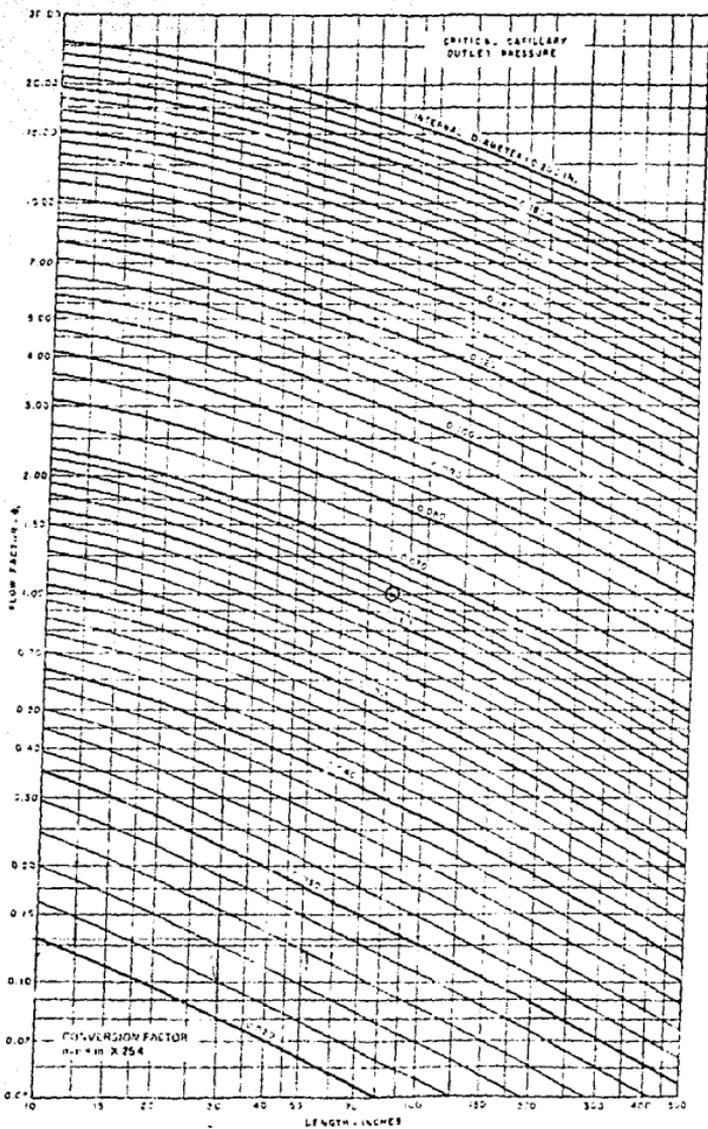


FIGURE IV.D

IV.6.- DIAGRAMA ESQUEMATICO Y ACCESORIOS

Para una mejor comprensión del sistema, y para la evaluación y selección de los accesorios es necesario hacer un diagrama del sistema. (Figura IV.)

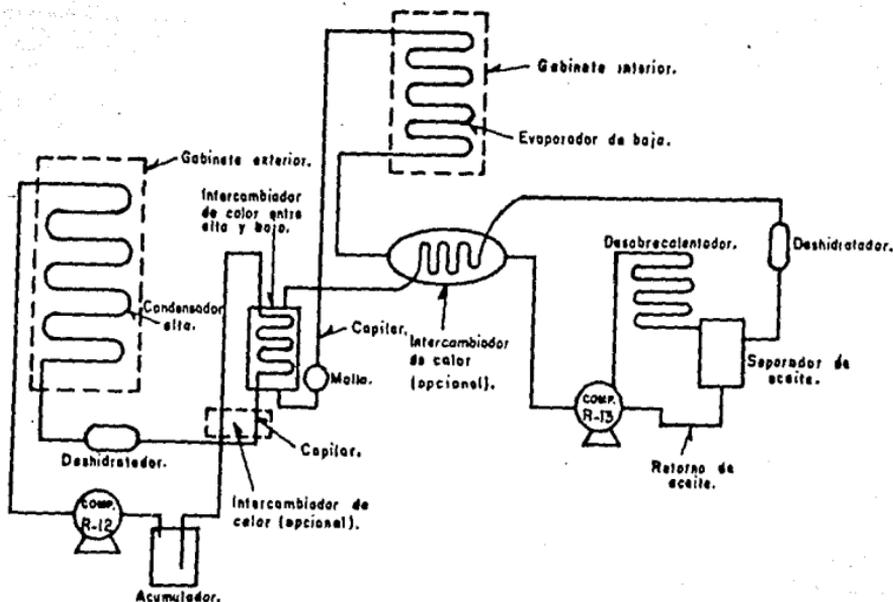


FIGURA IV.

DIAGRAMA ESQUEMATICO DEL SISTEMA DE REFRIGERACION

En esta figura, podemos notar que existen ciertos componentes no considerados anteriormente. Para su adecuada selección los enlistamos a continuación.

DESHIDRATADORES (ALTA Y BAJA)

=====

Su finalidad es doble, filtran de impurezas al refrigerante en circulación y absorben la humedad contenida en el sistema su selección adecuada debe basarse en la capacidad del compresor. En este caso, se han preferido que sean filtros deshidratadores con silica molecular.

INTERCAMBIADOR DE CALOR PARA ALTA

=====

Evita el flasheo del refrigerante líquido en el tubo de expansión. Debido a que su fabricación se realiza con la misma tubería de succión y el tubo capilar como se ve en la figura IV. . no se tomará en cuenta para el costeo de la unidad.

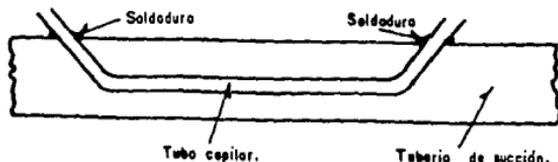


FIGURA IV.

DIAGRAMA DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

DESOBRECALENTADOR

=====

Como su nombre lo dice, su función es la de enfriar el refrigerante sobrecalentado a la salida del compresor. En éste caso dado que la temperatura de descarga es prácticamente igual a la temperatura de diseño su uso teórico es nulo. Más en la práctica se recomienda ponerlo, ya que su fabricación se realiza con la misma tubería de descarga enrollada en forma de serpentín.

SEPARADOR DE ACEITE

=====

En el circuito de baja (R-13) resulta indispensable usar un separador de aceite. Ya que como se discutirá a continuación el aceite es poco soluble con el R-13 esto podría causar la evacuación total del aceite del compresor.

INTERCAMBIADOR DE CALOR DE BAJA

=====

Al igual que su similar de alta, sobrecalienta el gas de succión para proteger el compresor pero en este caso su acción es la de ayudar al condensador de baja a condensar el refrigerante. Su función no aumenta la eficiencia del sistema pero protege al compresor.

ACUMULADOR

=====

Como una protección para el compresor en el sistema de alta se recomienda el uso de una trampa o acumulador de succión esto garantizará la no presencia de líquido en la línea de succión.

TUBERIAS

=====

Una parte esencial del sistema son las tuberías, su adecuada selección de dimensión, trayectoria y aislamiento dictaran el éxito o no en el sistema.

Para el inicio del prototipo pueden usarse los diámetros de tubos contenidos en el compresor, ya que estos ya han sido calculados y probados para los gastos que maneja un compresor de esta naturaleza. No obstante en el primer prototipo deberán cuidarse las elevaciones y chequear que el aceite regrese al compresor evitando la excesiva caída de presión en la tubería.

Los diámetros seleccionados para el primer prototipo son:

SISTEMA DE ALTA (R-12)

TUBERIA DE DESCARGA : 3/8"

TUBERIA DE LIQUIDO : 5/16"

TUBERIA DE SUCCION : 3/8"

SISTEMA DE BAJA (R-13)

TUBERIA DE DESCARGA : 3/8"

TUBERIA DE LIQUIDO : 5/16"

TUBERIA DE SUCCION : 3/8"

V.- LUBRICANTES

LUBRICACION

=====

La función principal de un lubricante es minimizar la fricción y evitar el desgaste. En condiciones ideales, un lubricante evitará completamente el contacto entre superficies, aunque tales condiciones no son siempre fáciles de obtener, como se observa en la figura V.A. donde se muestra la acción del lubricante en la separación flecha cojinete.

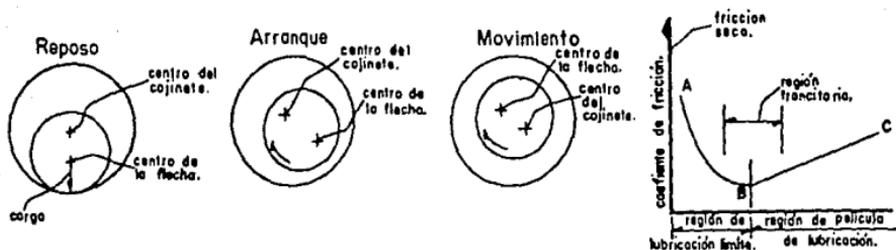


FIGURA V.A
ACCION DE LUBRICACION

Quando la flecha y el cojinete estan en reposo, el peso propio de la flecha hace que exista el contacto metal-metal, figura (a), teniendo con esto un coeficiente de fricción grande. Al comenzar a girar la flecha figura (b), el ligero movimiento permitido por el ajuste hace que la flecha gire sobre una película de lubricante, teniendo con esto una disminución drástica en el coeficiente de fricción, conociendo esto como región de lubricación límite figura (d), donde esta region depende de la naturaleza química del aceite.

Conforme la flecha aumenta su velocidad, el lubricante es llevado al claro que existe entre la flecha y el cojinete figura (c), generando con esto un aumento en el coeficiente de fricción y una presión hidrodinámica, la cual eventualmente llegará a ser suficiente para soportar la carga, conociendo esto como región de película lubricante.

Aunque se ha demostrado que cualquier fluido puede ser empleado como lubricante, por ejemplo el gas en los cojinetes,

Los aceites minerales son los que mejor funcionan para tales propósitos.

COMPOSICION DE LOS ACEITES Y CARACTERISTICAS DE LOS

COMPONENTES.

Las numerosas mezclas de aceites de refrigeración de origen mineral, pueden ser agrupadas dentro de las siguientes estructuras:

- 1.- Parafina.- Son estructuras de cadena recta o de cadena ramificada saturadas de hidrocarburos, por ejemplo el metano y el isobutano.
- 2.- Naftenos.- Son estructuras cíclicas o de anillo saturadas de hidrocarburos, por ejemplo, el ciclopentano y el ciclohexano.
- 3.- Aromáticos.- Son estructuras de anillo caracterizadas por tener varias dobles uniones todas ellas alternadas, por ejemplo, el benceno y el tolueno.
- 4.- No-hidrocarburos.- Los cuales son llamados aromáticos polares o resinas, son moléculas que contienen átomos de sulfuro, nitrógeno u oxígeno en adición a carbono e hidrógeno, es un ejemplo de este grupo el hidrocarburo puro bajo oxidación.

Los aceites refinados se clasifican en naftenicos debido a la preponderancia de estas moléculas.

Las estructuras moleculares importantes para aceites de refrigeración son:

- 1.- Saturadas o No-Aromáticas
- 2.- Aromáticas
- 3.- No-hidrocarburos

Dentro de los saturados estan todas las parafinas libres y naftenos, como también las mezclas de moléculas de parafinas y naftenos. Los saturados son notables por su excelente estabilidad química, pero tienen poca solubilidad con refrigerantes polares* (R-22) y también tienen lubricación límite pobre. De los saturados, únicamente el libre y las cadenas rectas son indeseables para aplicaciones de refrigeración, debido a que se precipitan como cristales de parafina cuando el aceite es enfriado.

Los aromáticos contienen moléculas parafínicas o naftenicas unidas a un anillo aromático. Los aromáticos son un poco mas reactivos que los saturados, pero tienen buena solubilidad con los refrigerantes, y también tienen buenas propiedades de lubricación límite.

Los No-hidrocarburos son los más reactivos, pero se usan por ser los más benéficos para la lubricación límite, aunque las cantidades necesarios para estos propositos son pequeñas. Los No-hidrocarburos aparecen cuando el aceite es calentado durante la refinación, pero estos se presenta en cantidades pequeñas en los aceites de refrigeración por el cuidado en la refinación, así ellos difícilmente afectan las propiedades del aceite.

PROPIEDADES DE LOS ACEITES

Los requerimientos de un aceite para aplicaciones en refrigeración deben ser evaluados en base a sus propiedades físicas y químicas. Entre otras estan:

La viscosidad y el Grado de Viscosidad

La viscosidad es una propiedad que se define como la resistencia ofrecida por un fluido al corte, y se expresa en términos de viscosidad absoluta, cinemática o segundos saybolts universales (ssu). Los aceites de refrigeración se venden en grados de viscosidad, la ASIM propuso un sistema estandarizado para usos industriales, este sistema fue diseñado para eliminar grados de viscosidad innecesarios proporcionando

un número suficiente de grados de viscosidad para equipos de operación; el punto de referencia es la viscosidad cinemática a 40 °C. (104 °F.), ver tabla siguiente:

SISTEMAS DE IDENTIFICACION DE GRADOS DE VISCOSIDAD		PUNTO MEDIO DE LA VISCOSIDAD CS* A : 40 CC. (104 GF)	LIMITES DE VISCOSIDAD CINEMATICA, CS* A : 40 CC (104 GF)	
			MIN.	MAX.
ISO VG 2	:	2.2	1.98	2.42
ISO VG 3	:	3.2	2.88	3.52
ISO VG 5	:	4.6	4.14	5.06
ISO VG 7	:	6.82	6.121	7.48
ISO VG 10	:	10	9.00	11.00
ISO VG 15	:	15	13.15	16.50
ISO VG 22	:	22	19.80	24.20
ISO VG 32	:	32	28.80	35.20
ISO VG 46	:	46	41.40	50.60
ISO VG 68	:	68	61.20	74.80
ISO VG 100	:	100	90	110
ISO VG 150	:	150	135	165
ISO VG 220	:	220	198	247
ISO VG 320	:	320	288	352
ISO VG 460	:	460	414	506
ISO VG 680	:	680	612	748
ISO VG 1000	:	1000	900	1100
ISO VG 1500	:	1500	1350	1650

* MN2/S=CSX1.00

 TABLA V. A

La viscosidad de los fluidos lubricantes decrece con el aumento de la temperatura y también decrece si el refrigerante se disuelve notablemente en el aceite. Una reducción grande en la viscosidad causada por los factores anteriores puede afectar la función de lubricación.

Un método práctico para determinar la mínima viscosidad requerida es determinando la eficiencia volumétrica total de un sistema de compresor dado. El aceite de más baja viscosidad que cumpla satisfactoriamente con la eficiencia volumétrica será el adecuado. Como guía, la tabla (V.B.) enlista los rangos de viscosidad, los cuales son recomendados para varios tipos de sistemas de refrigeración.

RANGOS DE VISCOSIDAD RECOMENDADOS

A.- SISTEMAS PEQUEÑOS			
REFRIGERANTE	TIPO DE COMPRESOR	VISCOSIDAD DE ACEITE A 37.8 G.C. (100 GF) SSU CS	
AMONIACO	TORNILLO	280-300	60-65
AMONIACO	RECIPROCANTE	150-300	32-65
REFRIGERANTE 11	CENTRIFUGO	280-300	60-65
REFRIGERANTE 12	RECIPROCANTE	150-300	32-65
REFRIGERANTE 12	CENTRIFUGO	280-300	60-65
REFRIGERANTE 12	ROTATORIO	280-300	60-65
REFRIGERANTE 22	RECIPROCANTE	150-300*	32-65*
OTROS TIPOS DE	RECIPROCANTE	150-300	32-65
REFRIGERANTES	CENTRIFUGO	280-300	60-65
ALOGENADOS	ROTATORIO	280-300	60-65

ALGUNAS APLICACIONES PUEDEN REQUERIR ACEITES LIGEROS DE 14 - 17 CS (75-85 SSU) OTROS ACEITES PESADOS DE 108-129 CS (500-600 SSU).

TABLA V. B

B.- REFRIGERACION INDUSTRIAL

(COMPRESORES DE AMONIACO CON SALPICADURA, FUERZA DE ALIMENTACION O SISTEMAS DE CIRCULACION POR GRAVEDAD)

TIPOS DE COMPRESOR	VISCOSIDAD DEL ACEITE A 37.8 GC (100 G.F.)	
	SSU	CS
DONDE EL ACEITE PUEDE ENTRAR AL SISTEMA DE REFRIGERACION O A LOS CILINDROS DEL COMPRESOR	: 150-300	: 32-65
DONDE EL ACEITE ES PREVENIDO: DE ENTRAR AL SISTEMA O CILINDROS	:	:
EN SISTEMAS FUERZA-ALIMENTA- CION O GRAVEDAD	: 500-600	: 108-129
EN SISTEMAS POR SALPICADURA	: 150-160	: 32-34
CILINDROS DEL COMPRESOR MO- VIDOS POR VAPOR CUANDO EL ES REDUCIDO PARA HACER HIELO.	: EL ACEITE TENDRA: : ALTA VISCOSIDAD : : 1440-165 SSU A : : 210 G.F. :	: 35-30 CONDENSADO

INDICE DE VISCOSIDAD

La viscosidad de los aceites minerales decrece rapidamente con un aumento en la temperatura. El método convencional de representar este efecto es por medio de una gráfica viscosidad - temperatura. La pendiente de la línea viscosidad - temperatura - varía dependiendo del tipo de aceite, ésta variación comunmente es expresada por un número empirico llamado indice de viscosidad.

El indice de viscosidad esta relacionado con la composición del aceite. En general, un aumento en la estructura ciclica aromática, hace decrecer el indice de viscosidad. Los aceites parafínicos usualmente tienen un alto indice de viscosidad y bajo contenido aromático, por otro lado, los aceites nafténicos tienen un bajo indice de viscosidad y un alto contenido aromático.

Dependiendo del uso podremos seleccionar el índice de viscosidad; por ejemplo: cuando el aceite no entra al evaporador, un aceite de índice de viscosidad alto es preferido a uno de índice de viscosidad bajo, mientras que si el aceite circula por el sistema es preferible un aceite de índice de viscosidad bajo porque el refrigerante disuelto tiene más efecto en la viscosidad.

DENSIDAD =====

La densidad es una indicación de la composición del aceite mineral. Los aceites nafténicos son usualmente más densos que los aceites parafínicos, también un aceite con alto contenido aromático será más denso. Para composiciones equivalentes, un aceite altamente viscoso, tiene alta densidad, pero el cambio en la densidad por el contenido aromático es más grande que con la viscosidad.

PESO MOLECULAR =====

El peso molecular de un aceite es necesario en muchas aplicaciones de refrigeración, por ejemplo se ha demostrado que en una base molar, los refrigerantes: 22, 115, 133 tienen los mismos efectos en la reducción de la viscosidad en un aceite parafínico; también se ha demostrado que la reacción aceite R-12 es afectada por el peso molecular.

PUNTO DE FLUIDEZ =====

El punto de fluidez de un aceite está definido como la temperatura más baja a la cual éste puede fluir.

El punto de fluidez es de gran importancia, principalmente para sistemas de baja temperatura donde el aceite circula por todo el sistema, ya que si el aceite no tiene adecuado punto de fluidez podría ocasionar problemas en el sistema, por ejemplo podría disminuir la transferencia de calor.

La pérdida de fluidez puede presentarse de dos maneras; los aceites nafténicos usualmente se acercan al punto de

fluidez por un incremento uniforme en la viscosidad, mientras que los aceites parafínicos al ir separando redes rígidas de cristales de parafina van disminuyendo el flujo.

PRESION DE VAPOR

La presión de vapor es la presión a la cual la fase vapor de una sustancia está en equilibrio con la fase líquida a una temperatura específica. Los aceites nafténicos generalmente muestran presiones de vapor más grandes que los aceites parafínicos.

PUNTO ANILINA

La temperatura a la cual el aceite y la anilina son mutuamente soluble se le conoce como punto anilina del aceite. La anilina es una estructura de anillo compuesta de aromáticos.

El significado práctico del punto anilina, es que nos predice el efecto de un aceite en materiales elastomeros. En general un aceite altamente nafténico aumentará más el material elastomero que un aceite nafténico, esto es debido a la gran solubilidad de los compuestos aromáticos y nafténicos presentes en un aceite nafténicos.

SOLUBILIDAD DE LOS REFRIGERANTES EN ACEITE

Muchos de los gases refrigerantes son altamente solubles. Los gases que se consideran poco solubles son: el amoniaco y el dióxido de carbono.

La cantidad disuelta va a depender de la presión del gas, de la temperatura del aceite, de la naturaleza del gas y del aceite.

Como el refrigerante es menos viscoso que el aceite una cantidad apreciable de refrigerante en la solución causa una

marcada reducción en la viscosidad del aceite.

A continuación se muestra una tabla de las propiedades típicas de los aceites de refrigeración.

PROPIEDADES :	ACEITES NAFTENICOS				
VISCOSIDAD, Cs: (SSU) 37.8 C: (100 GF)	33.1(155)	32.2(151)	36.2(169)	61.9(287)	68.6(318)
INDICE DE VISCOSIDAD	0	35	60	0	46
DENSIDAD	0.913	0.892	0.889	0.917	0.900
PESO MOLECULAR	300	313	332	321	345
PUNTO DE FLUIDEZ GC(GF)	-43(-45)	-43(-45)	-40(-40)	-40(-40)	-37(35)
PUNTO ANILINA:	71 (160)	87(188)	97(207)	74(165)	92(197)

PROPIEDADES :	ACEITES PARAFINICOS		
VISCOSIDAD, Cs: (SSU) 37.8 C: (100 GF)	34.2(160)	44.1(205)	112.8(523)
INDICE DE VISCOSIDAD	95	91	92
DENSIDAD	0.862	0.869	0.879
PESO MOLECULAR	378	394	474
PUNTO DE FLUIDEZ GC(GF)	-18(0)	-18(0)	-18(0)
PUNTO ANILINA:	92 (197)	104(220)	118(244)

TABLA V.C.

Existen otras propiedades que deben ser determinadas por pruebas especiales, entre éstas propiedades no estandariza-

das estan:

SOLUBILIDAD MUTUA

La relación que existe entre solvente y soluto, es generalmente llamada solubilidad mutua.

Los refrigerantes son clasificados de acuerdo a su solubilidad mutua con los aceites minerales como:

- 1.- Completamente Miscibles
- 2.- Parcialmente Miscibles
- 3.- No Miscibles

En la tabla (V.D) se muestra la solubilidad mutua de algunos refrigerantes y aceites minerales.

TABLA DE SOLUBILIDAD MUTUA

COMPLETAMENTE :	PARCIALMENTE	MISCIBLES	NO
MISCIBLES	MISCIBILI-	MISCIBILI-	MISCIBILI-
	LIDAD	DAD INTER-	LIDAD
	:ALTA	:MEDIA	:BAJA
R-11	:R-13B1	:R-22	:R-13
			: AMONJACO
R-12	:R-501	:R-114	:R-14
			: DIOXIDO DE C.
R-21	:	:	:R-115
			:
R-113	:	:	:R-152a
			:
R-500	:	:	:R-502
			:

TABLA V.D.

Los aceites y refrigerantes completamente miscibles son mutuamente solubles en cualquier condición y bajo cualquier temperatura, por ejemplo R-11 y R-12.

Los aceites y refrigerantes parcialmente miscibles son mutuamente solubles en ciertos límites de temperatura, es

decir, arriba de una cierta temperatura, llamada temperatura crítica de la solución, el aceite y refrigerante son completamente miscibles, mientras que abajo de esta temperatura la mezcla puede separarse en dos fases, donde tal separación no significa que el aceite y el refrigerante sean insolubles uno en otro.

En la figura (V.B) se muestra el funcionamiento de las mezclas parcialmente miscibles, en donde el punto C en esta gráfica representa la temperatura crítica de la solución (t_3), abajo de esta temperatura se observan tres regiones. A la izquierda se ven una serie de curvas que representan una región de soluciones completamente miscibles ricas en aceite, en medio se observa una región bastante amplia que representa una región de miscibilidad parcial en la cual existen dos fases de líquido inmisible, y a la derecha aparece otra región completamente miscible rica en refrigerante. El domo encierra la región parcialmente miscible, fuera del domo el refrigerante y el aceite son completamente miscibles.

En mezclas aceite-refrigerante totalmente inmisible el rango de inmiscibilidad es tan claro que los efectos de solubilidad mutua pueden ser ignorados en la práctica. Las soluciones de temperatura crítica son raramente encontradas en mezclas de tipo inmisible.

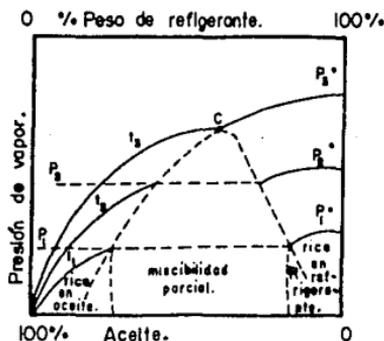


FIGURA V.B.

ESTABILIDAD QUIMICA

La formación de sedimentos, los depósitos de carbón en las válvulas, el cobreado de las superficies y las reacciones entre el refrigerante y el aislamiento del motor se han atribuido a la descomposición del aceite en presencia del refrigerante, debido a esto el aceite para refrigeración debe tener buena estabilidad química, en presencia de todos los materiales encontrados; incluyendo, el aislamiento del motor, los diferentes metales y cualquier contaminante que puede existir en el sistema.

AGENTES ESPUMANTES Y ANTIESPUMANTES

La formación de espuma en el lubricante puede ser perjudicial o benéfica, si la espuma en el lubricante es excesiva, puede reducir la efectividad del aceite para enfriar el embobinado del motor y para eliminar el calor del compresor. Mientras que si la espuma es moderada, esta puede reducir el ruido creado por el movimiento de las paredes del compresor. No existe un acuerdo general de lo que constituya una excesiva espuma o de como ser prevenida, algunos fabricantes emplean agentes antiespumantes con el silicio, mientras que otros emplean equipos diseñados especialmente para tales propósitos.

SEPARACIÓN DE PARAFINAS (PRUEBA FLOC)

Para poder usar un aceite con refrigerantes completamente miscible (R-11, R-22), es necesario conocer su tendencia a formar parafinas, para esto se hace una prueba, conocida como prueba FLOC, la cual consiste en introducir una solución aceite-refrigerante en un tubo de vidrio bien sellado, inmediatamente después se comienza a enfriar lentamente, hasta que la precipitación de las parafinas comience. La máxima temperatura a la cual el fenómeno ocurre es conocido como punto FLOC.

Es difícil obtener un punto FLOC con refrigerantes parcialmente miscibles, debido a que la solución al ser enfriada se separa en dos fases. Una vez que la separación de fase ocurre los componentes del aceite se distribuyen dentro de la fase rica en aceite y la fase rica de refrigerante, de ésta

manera los aromáticos altamente solubles se concentran dentro de la fase refrigerantes mientras que los saturados menos solubles se concentran dentro de la fase aceite. Los materiales parafínicos se quedarán disueltos en la fase rica de refrigerante hasta los límites de su solubilidad.

ADITIVOS PARA ACEITES

Un aditivo es un material que puede mejorar ciertas propiedades del aceite. Estos pueden caer dentro de los siguientes grupos:

- 1.- Compuestos polares
- 2.- Polimeros
- 3.- Compuestos que contienen elementos activos, como el sulfuro y cloro.

Entre sus beneficios se tiene que:

- 1.- Disminuye el punto de fluidez
- 2.- Disminuye el punto FLOC
- 3.- Mejora el indice de viscosidad
- 4.- Mejora la estabilidad térmica
- 5.- Agente antiespumante
- 6.- Inhibidores de oxidación

Algunos aditivos ofrecen ventajas de funcionamiento en una área, pero pueden ser de perjuicio en otra, también algunos pueden trabajar mejor cuando estan en combinación con otro. Su uso se justificará cuando este ofrezca ventajas de funcionamiento.

Un aditivo para aceite se usará despues de haber probado que el material aditivo:

- a.- Es movido por sistemas de secado
- b.- es inerte a los componentes del sistema
- c.- es soluble con refrigerantes a bajas temperaturas, así no causará depósitos en tubos capilares o válvulas de expansión
- d.- es estable a altas temperaturas asi no causa reacciones químicas adversas.

CURVAS DE SOLUBILIDAD Y DIAGRAMAS DE MISCIBILIDAD

La manera más común de estudiar los rangos miscibles a inmiscibles es hacerlo por separado, es decir, en el rango miscible interesa tener amplia atención en el rango rico de aceite y los datos se presentan en una gráfica presión-concentración de refrigerante con la temperatura como parámetro, mientras que el rango inmiscible es presentado en una curva temperatura-miscibilidad, donde el eje vertical representa la temperatura y el horizontal la concentración de aceite.

EFFECTOS DEL TIPO DE ACEITE EN LA SOLUBILIDAD Y MISCIBILIDAD

Cuando se compara en una base de peso, se ha encontrado que los aceites de baja viscosidad, los aceites nafténicos absorben más que los aceites parafínicos, sin embargo cuando la separación es hecha en una base mol, los aceites parafínicos absorben más refrigerante que los nafténicos. Por otro lado se ha encontrado que cuando se hacen comparaciones en otras bases las diferencias son pequeñas, casi un 20%.

Usando el criterio de solución de temperatura crítica (stc) como el criterio de miscibilidad, se tendrá que los aceites con un alto contenido aromático tendrá una menor (STC) mientras que los parafínicos tendrán una mayor (STC) que los aceites nafténicos, en tanto los aceites de alto grado de viscosidad muestra una mayor (STC) que los aceites de baja viscosidad.

SOLUBILIDAD Y VISCOSIDAD DE SISTEMAS ACEITE-REFRIGERANTE

Los aceites nafténicos son mejores solventes que los aceites parafínicos, es decir, bajo el mismo porcentaje de peso de refrigerante, los aceites nafténicos muestran una mayor reducción en la viscosidad que los aceites parafínicos, sin embargo, cuando la solubilidad es medida en términos de porcentaje mol la reducción en la viscosidad es aproximadamente la misma para refrigerantes 13, 13B1, 22 y 115.

EFFECTOS DE LA MISCIBILIDAD PARCIAL EN SISTEMAS DE REFRIGERACION

EVAPORADOR.-

Por ser ésta la parte más fría del sistema es probable que la separación de fase ocurra, es decir, si el evaporador está más frío que la temperatura crítica de la solución, la separación de fase ocurrirá en alguna parte del evaporador.

La separación de fase puede acarrear ciertos problemas, mientras que en un evaporador del tipo seco existe tanta turbulencia que las fases existen como una emulsión, y por lo tanto la transferencia de calor no se ve afectada, por otro lado, en los evaporadores del tipo húmedo el fluido de trabajo puede separarse en capas y la fase rica de aceite se coloca por arriba del líquido hirviendo.

Otro problema que puede acarrear la separación de fase es el retorno del aceite del evaporador al cigüeñal.

CARTER DEL CIGÜEÑAL.-

Cuando el sistema está parado, la separación de fase puede ocurrir en el carter del cigüeñal. Si la separación de fase ocurre la capa rica de refrigerante se deposita en la parte inferior, y al comenzar a moverse el fluido que lubrica las partes es principalmente refrigerante que tiene poca lubricidad, provocando graves daños en los cojinetes.

CONDENSADOR.-

En esta parte la miscibilidad parcial no es considerada un problema, debido a que el flujo del líquido se halla en la región turbulenta y las temperaturas son relativamente altas. Aún si la separación de fase ocurre, existe poco peligro de separación de capas, principal obstáculo para la transferencia de calor.

TUBERIAS.-

Aunque siempre se han considerado al evaporador, condensador, tubo capilar y refrigerante como los elementos principales de un sistema de compresión, cabe mencionar que la tubería tiene la misma importancia.

Uno de los propósitos de la tubería del refrigerante es asegurar el regreso del aceite al carter del ciguñal. A continuación hablaremos de las diferentes tuberías.

TUBERIA DE SUCCION.-

Si ésta tiene un diámetro menor al necesario, puede causar una gran caída de presión y si es mayor al deseado puede causar velocidades tan bajas que no permitirían el regreso adecuado del aceite al carter del compresor. El caso más crítico se presenta cuando tenemos tubería vertical y el compresor arriba del condensador.

TUBERIA DE DESCARGA.-

El caso más crítico se presenta cuando tenemos tubería vertical del compresor al condensador, en este caso debemos cuidar que la caída de presión sea mínima, de tal manera que la velocidad sea lo suficientemente alta para arrastrar el aceite y esto no regresa al cabezal del compresor.

TUBERIAS PARA LIQUIDOS.-

Debido a que el refrigerante está en estado líquido, cualquier aceite que sea arrastrado en la tubería del líquido es realmente transportado por el refrigerante hasta el evaporador de modo que no es probable el regreso del aceite en la tubería del líquido.

DIFERENTES ACEITES QUE SE RECOMIENDA UTILIZAR EN ESTE TIPO
DE SISTEMAS

A CONTINUACION SE MENCIONARAN ALGUNOS:

SUNISO 3 GS

ZEPHRON 150 SUS

DICHEVROL DIELECTRIC FLUID 150

SUN VIS FL-16

SUN OIL 3G

VI.- SISTEMA DE CONTROL Y DIAGRAMA ELECTRICO

El sistema eléctrico y de control para refrigeradores de ultra baja temperatura requieren de un diseño muy cuidadoso. Ya que al obtener ultrabajas temperaturas requiere de la operación simultanea de dos compresores. Además de que generalmente los productos que en ellos se enfrían son sumamente sensibles a la temperatura. En este caso se decidió dividir el sistema eléctrico en dos grupos:

- a.- Sistema de potencia (115 V)
- b.- Sistema de señalamiento (12 V)

A.- SISTEMA DE POTENCIA

Consiste de todos los componentes necesarios para operar los dos compresores (alta y baja) y de un transformador para convertir al voltaje para el sistema de señalamiento

A continuación se dibuja el diagrama esquemático del sistema de potencia (Figura VI.A)

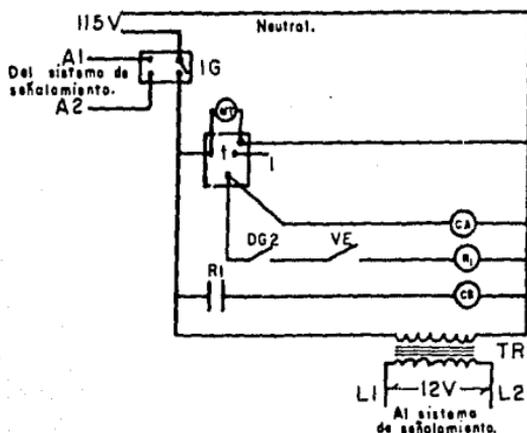


FIGURA VI.A.
DIAGRAMA ESQUEMATICO DEL SISTEMA DE POTENCIA

NOMENCLATURA

CA = COMPRESOR DE ALTA	MT = MOTOR DE TIMER
CB = COMPRESOR DE BAJA	RI = RELEVADOR DE ARRANQUE
D62= TERMOSTATO P/COMPRESOR BAJA	
IG = INTERRUPTOR GENERAL	t = TIMER
TR = TRANSFORMADOR	VE = TERMOSTATO DE CAJA

La operación de los componentes es como sigue:

INTERRUPTOR GENERAL (I.G)

El interruptor general será un interruptor de un tiro con dos polos, el cual permitirá el paso de corriente al sistema de potencia y al de señalamiento. Las especificaciones requeridas son:

Interruptor de un tiro con dos polos para soportar una corriente de 35 amps y 115 volts en cada polo.

Esta selección se desprende de la tabla de datos para el compresor AC-33 el cual indica un amparaje a motor bloqueado de 28.5 amps, más la posibilidad de que el segundo compresor se encuentre trabajando (4.7 amps.) y otros componentes (1.8 amps) aproximadamente.

TIMER

Se introduce el uso de un arrancador de tiempo, para evitar que la unidad sea apagada y encendida instantaneamente, provocando-se así fallas en el compresor de alta. Los datos técnicos requeridos son:

Voltaje de operación: 115 V.
Tiempo de arranque: 3 a 5 minutos
Amparaje: 30 amps.

COMPRESOR DE ALTA (CA)

=====

El compresor seleccionado según el capítulo IV inciso A. fue el AC-33, Su hoja de datos eléctricos se encuentra en la figura VI.B. Este compresor estará controlado por el interruptor general (IG) y el timer (t) de arranque.

TERMOSTATO DEL INTERCAMBIADOR (D62)

=====

Este termostato envía la señal para arrancar el compresor de baja, siempre y cuando la temperatura del intercambiador de calor esté suficientemente baja, evitando le al compresor un exceso de diferencial de presión.

Los datos técnicos requeridos son:

Rango de temperatura: -40 a -10 oC
Fijar temperatura a -15 oC
Corriente a manejar: 2 amps.
Voltaje a manejar: 115 volts.

TERMOSTATO DE LA CAJA (UE)

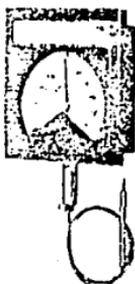
=====

Se requiere de un termostato de operación dual, que controle la temperatura del interior y a la vez mande una señal de alarma cuando la temperatura interior es mayor de 10 oC a la temperatura requerida, en la figura VI.C. Se muestra un modelo a utilizar

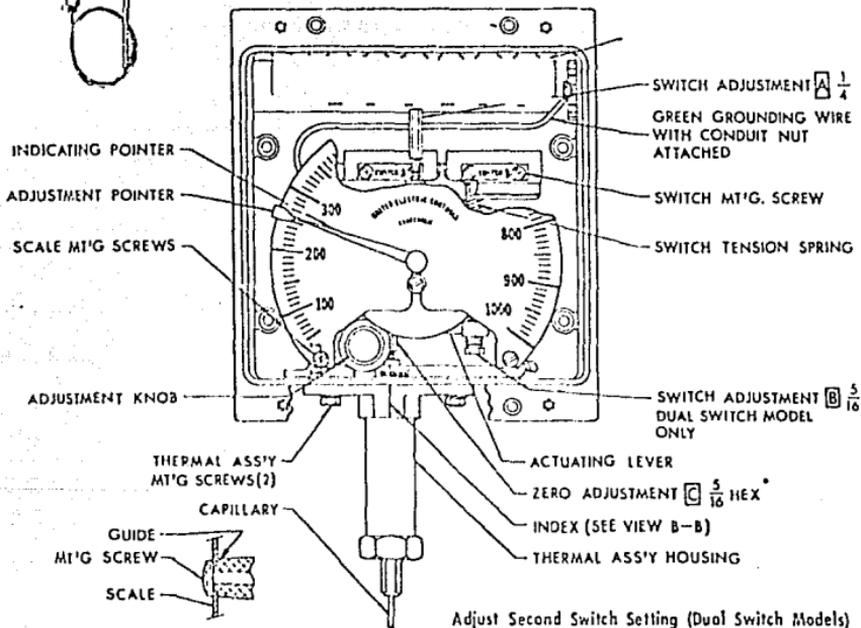
Los datos técnicos requeridos son:

Termostato de operación dual
Rango de operación de -120 a 50 oC
Carátula indicadora
Voltaje máximo :120 V.
Amperaje máximo: 2 amps
Marca Sugerida: Partlow

1200 SERIES INDICATING CONTROLS
AND THERMOMETERS



Dual switch version, type 1202



VIEW A-A
2 PLACES

Adjust Second Switch Setting (Dual Switch Models)

Both switches are factory set together, however, they can be set apart up to 50% of scale range. See Part II, paragraph 2 for adjustment instructions.

*One full turn is about 10% of scale

**One full turn is about 5% of scale

FIGURE VI.C.

RELEVADOR DE ARRANQUE (R1)

Su función será la de accionar un par de contactos normalmente abiertos cuando las condiciones de:

- Tiempo de encendido
- Temperatura del intercambiador
- Temperatura en el interior

así lo requieran.

El par de contactos alimentará corriente al compresor de baja permitiendo que éste arranque.

Los datos técnicos requeridos son:

- Relvador con bobina a 115 volts
- Con un par de contactos N/A
- Amparaje a conducir: 30 amps. max.

COMPRESOR DE BAJA (CB)

La selección de éste compresor se realizó en el capítulo IV.A y resultó igual al compresor de alta, sus datos técnicos se muestran en la fig. VI.B.

La operación del compresor dependen del timer, del termostato del intercambiador y de la temperatura en el interior.

TRANSFORMADOR (TR)

Se requiere de un transformador para convertir un potencial de 115 volts a 12 volts.

El amparaje a manejar será de 2 amps, siendo su capacidad requerida de 24 VA. su función es la de alimentar el sistema de señalamiento.

B.- SISTEMA DE SENALAMIENTO

Su función será la de mantener alerta e indicar el buen funcionamiento de la unidad. El diagrama esquemático se muestra a continuación. (figura VI.D)

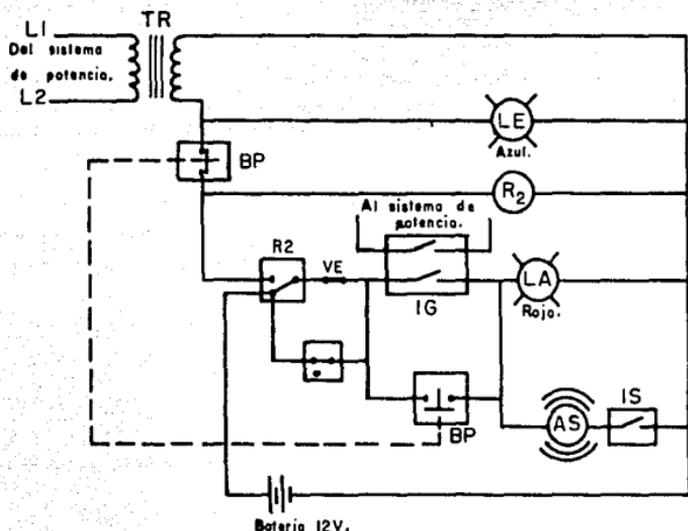


FIGURA VI.D.

DIAGRAMA ESQUEMATICO DEL SISTEMA DE SENALAMIENTO

NOMENCLATURA

AS = ALARMA DE SONIDO	LA = LUZ DE ALARMA (ROJO)
BP = BOTON DE PRUEBA	LE = LUZ DE ENCENDIDO (AZUL)
IG = INTERRUPTOR GENERAL	R2 = RELEVADOR A 12 V.
IS = INTERRUPTOR DE SONIDO	VE = TERMOSTATO DE LA CAJA

La operación del sistema es como sigue:

- 1.- Cuando el interruptor general (IG) es accionado se tiene voltaje a 12 volts a través del transformador (TR), este voltaje enciende la luz azul (LE) y acciona el relevador (R2)

Este relevador (R2) cambia de posición a sus contactos, permitiendo el paso a través del termostato de la caja (UE), hay que notar que este es un termostato dual y estos contactos son normalmente cerrados abriendo cuando la temperatura del interior es inferior a la temperatura deseada más diez grados centígrados. Al pasar corriente por UE se acciona la luz de alarma (LA) y la alarma sonora (AS), esta última siempre y cuando el interruptor de sonido (IS) este cerrado.

Si por alguna razón el sistema se quedará sin energía, el relevador (R2) se desactivaría permitiendo la operación del sistema de alarma a través de la batería a 12 volts.

Otra opción es la de usar el botón de prueba (BP), el cual acciona el sistema de alarma al ser oprimido.

Los requerimientos técnicos para los componentes son:

ALARMA DE SONIDO (AS)

=====
Se requiere de una alarma de sonido capaz de operar a 12 v. de corriente directiva y alterna. Potencia de 10 watts.

BOTON DE PRUEBA (BP)

=====
Será un interruptor con dos polos, uno de ellos normalmente cerrado y el otro normalmente abierto. Constará de un sólo tiro y permanecerá en posición mediante un resorte.

INTERRUPTOR DE SONIDO (IS)

Será un interruptor "ON-OFF". Capaz de conducir 2 amp a 12 volts.

LUZ DE ALARMA (LA)

Foco piloto a 12 v. color rojo, con receptaculo para instalarse en gabinete. Potencia 1 watt.

LUZ DE ENCENDIDO (LE)

Foco piloto a 12 v. color azul, con receptaculo para ser instalado en el gabinete. Potencia 1 watts.

RELEVADOR A 12 V. (R2)

Se requiere de un relevador para operar a 12 volts. Con dos polos independientes.

La corriente a manejar sera de 2 amper.

BATERIA A 12 V.

Será una batería de automóvil, y se estima un vida útil de dos años.

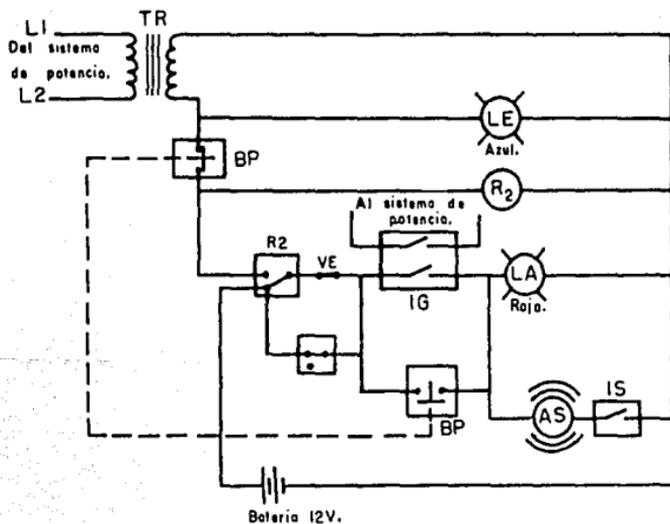
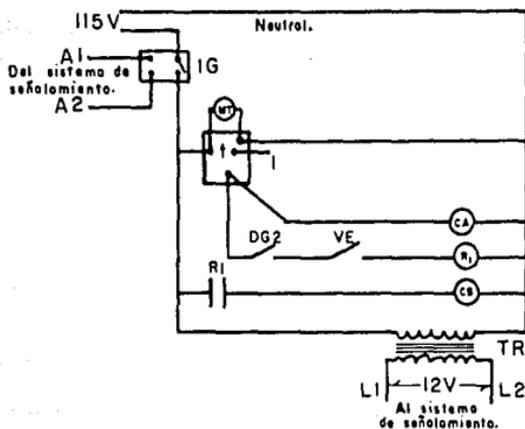


FIGURA VI.E.

DIAGRAMA ESQUEMATICO DEL SISTEMA ELECTRICO

VII. DISEÑO FÍSICO

Según el diseño que se realizó en los capítulos anteriores el refrigerador estará constituido básicamente por:

- Un gabinete exterior
- Un gabinete interior
- Una base para el sistema de refrigeración
- Un panel de control
- Una puerta de acceso
- El aislamiento

En la figura VII.A. se muestra un esquema del refrigerador.

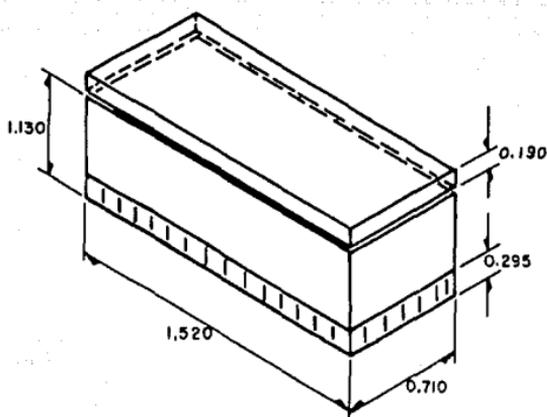


FIGURA VII.A.

EL GABINETE EXTERIOR

Consiste de una caja rectangular, abierta en sus extremos, como se muestra en la Figura VII.B.

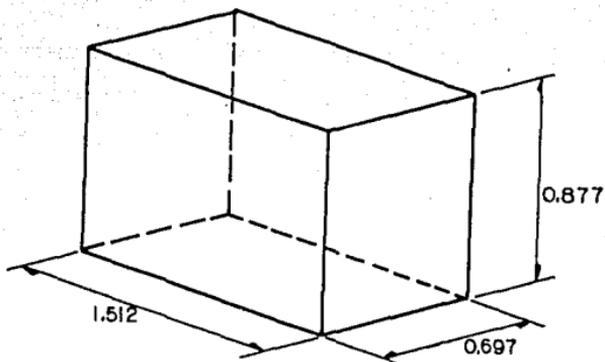
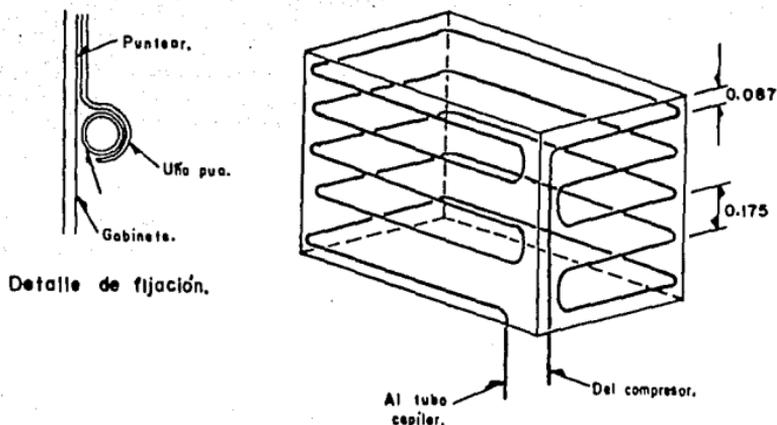


FIGURA VII.B.
GABINETE EXTERIOR

ESPECIFICACIONES

MATERIAL	LAMINA DE ACERO COLD ROLL
ESPEJOR	0.0016 MTS.
ACABADO	PINTURA AL HORNO COLOR SEGUN ESPECIFICACION DEL CLIENTE
CANTIDAD REQUERIDA	4.933 M2
FACTOR DE DESPERDICIO	1.2
TOTAL REQUERIDO	5.919 M2

Adicionalmente y formando parte del gabinete exterior se encontrará el serpentín condensador, este deberá fijarse firmemente mediante uñas puntaadas al gabinete. Su esquema se muestra en la figura VII.C. y su diseño se realizó en el capítulo IV.C.



ESPECIFICACIONES

MATERIAL	TUBO DE COBRE (D = 5/16")
LONGITUD REQUERIDA	22.098 MTS.
FACTOR DE DESPERDICIO	1.1
TOTAL REQUERIDO	24.300 MTS.

GABINETE INTERIOR

Consistirá de una caja rectangular abierta en su parte superior. Deberá contener un tapón para el drenado de los condensados, además se fijara al gabinete exterior mediante separadores térmicos (madera tratada) del espesor del aislamiento. En la figura VII.D. se muestra el esquema del evaporador.

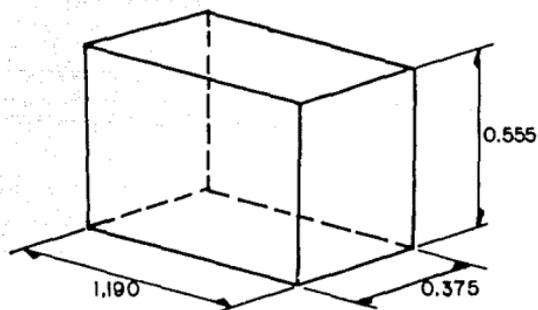


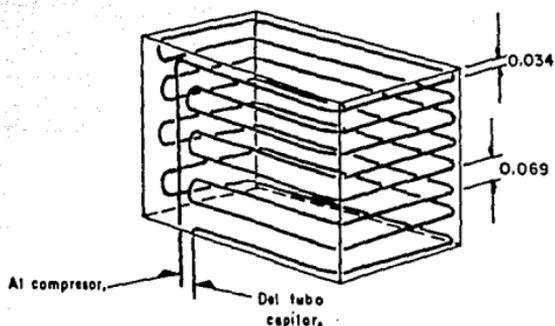
FIGURA VII.D

ESQUEMA DEL GABINETE INTERIOR

ESPECIFICACIONES

MATERIAL	LAMINA DE ACERO COLD ROLL
ESPEJOR	0.0016 MTS.
ACABADO	PINTURA BLANCA AL HORNO
CANTIDAD REQUERIDA	2.183 M2
FACTOR DE DESPERDICIO	1.2
TOTAL REQUERIDO	2.620 M2

Parte del gabinete interior será el serpentín evaporador al cual fue calculado en el capítulo IV.B. El diagrama de instalación se muestra en la Figura VII.E. su fijación se realizará con uñas punteadas al gabinete interior (Ver detalle de fijación en el condensador)

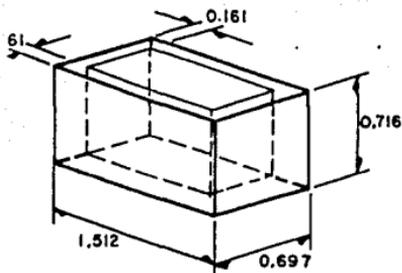


ESPECIFICACIONES

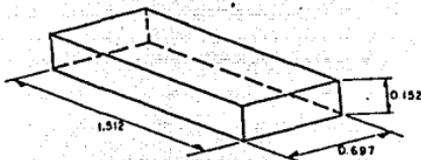
MATERIAL	TUBO DE COBRE = 3/8"
LONGITUD REQUERIDA	25 MTS.
FACTOR DE DESPERDICIO	1.1
TOTAL REQUERIDO	27.5 MTS.

AISLAMIENTO

Como se discutió en el capítulo II.C. el aislamiento seleccionado para este diseño fue la fibra de vidrio aplicada manualmente y "firmemente adherida". Los requerimientos de este aislamiento serán para el gabinete interior y para la puerta de acceso, estos se muestran en las figuras VII.F. (A) y (B).



(A) Gabinete Interior)



(B) Puerta de Acceso

FIGURA VII.F.C.

REQUERIMIENTOS DE AISLAMIENTO

ESPECIFICACIONES PARA EL GABINETE INTERIOR (A):

MATERIAL	FIBRA DE VIDRIO EMPAQUETADO
ANCHO	0.6096 (2 PIES)
ESPESOR	0.0762 (3")
CANTIDAD REQUERIDA	11.219 m ²
FACTOR DE DESPERDICIO	1.15
TOTAL REQUERIDO	12.902 m ²

ESPECIFICACIONES PARA LA PUERTA DE ACCESO (B):

MATERIAL	FIBRA DE VIDRIO EMPAQUETADO
ESPEJOR	0,0762 MTS.
ANCHO	0,6096 MTS.
LONGITUD REQUERIDA	4,537 M2
FACTOR DE DESPERDICIO	1
TOTAL REQUERIDO	4,537 M2

BASE DEL SISTEMA DE REFRIGERACION

El sistema de refrigeración incluyendo los gabinetes deberán de soportarse en una base de lámina de acero para dar rigidez al gabinete exterior y fijar los componentes. En la figura VII.G. se muestra el bosquejo de la disposición de los componentes en el gabinete exterior.

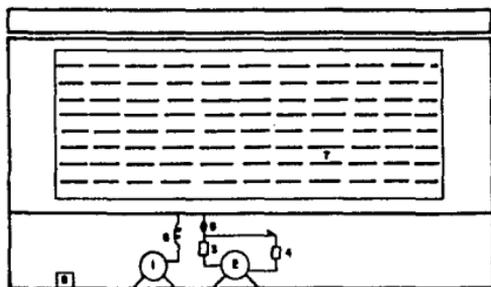
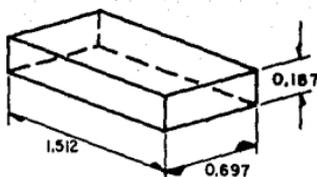


FIGURA VII.G

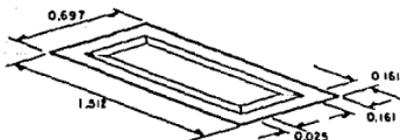
BOSQUEJO DE DISPOSICION DEL EQUIPO

PUERTA DE ACCESO

La puerta de acceso estara constituida por dos elementos: la tapa superior que contiene el aislamiento y la tapa inferior que cierra la puerta de acceso. Los diagramas se muestran en las figuras VII. H. (a) y (b).



a.- tapa superior



b.- tapa inferior

FIGURA VII.H.

DIAGRAMA DE LA PUERTA DE ACCESO

ESPECIFICACIONES DE LA TAPA SUPERIOR:

MATERIAL	LAMINA DE ACERO COLD ROLL
ESPESOR	0.0016 MTS.
ACABADO	PINTURA AL HORNO COLOR SEGUN ESPECIFICACION DEL CLIENTE
CANTIDAD REQUERIDA	1.879 M2
FACTOR DE DESPERDICIO	1.2
TOTAL REQUERIDO	2.255 M2

ESPECIFICACIONES DE LA TAPA INFERIOR

MATERIAL	LAMINA DE ACERO COLD ROLL
ESPESOR	0.0016 MTS.
ACABADO	PINTURA AL HORNO COLOR BLANCA
CANTIDAD REQUERIDA	1.169 M2
FACTOR DE DESPERDICIO	1.3
TOTAL REQUERIDO	1.520 M2

Dentro de la puerta de acceso, deben contemplarse ciertos accesorios importantes, éstos son:

- Sello: Se deberá contemplar el diseño de un sello hermético entre la puerta y el gabinete
- Bisagras y cerrojos: La disponibilidad de un sistema de bisagrado con cerrojo rígido, podrá asegurar el sellado hermético.

VII.- COSTEO

Para realizar el costeo de la unidad, ésta se ha dividido en cinco grandes grupos, éstos son:

- Sistema de refrigeración de alta
- Sistema de refrigeración de baja
- Gabinete de la unidad
- Sistema eléctrico
- Mano de obra

El costeo de los cuatro primeros grupos se enlista en el Anexo 1. Este anexo está elaborado en una hoja de datos (Lotus) que puede proporcionar más columnas adicionales para realizar comparaciones entre proveedores.

Por otra parte el costeo de la mano de obra será en base a una estimación. En México los fabricantes de sistemas de refrigeración similares a estos (refrigeradores domésticos) han encontrado que la mano de obra representa el 3% del costo total.

Por lo que considerando el costeo del anexo 1 más costo de mano de obra e indirectos (2%) el costo total:

$$\text{Costo total} = \frac{\text{Costo Materiales} = 2'764,962.15}{0.95} = \frac{}{0.95} = 2'910.486.3$$

Además de los costos anteriores, hay que considerar la herramienta requerida para fabricar el equipo, en la Tabla VII.A. se enlista la herramienta básica recomendada.

TABLA VII.A

HERRAMIENTA Y EQUIPO NECESARIOS PARA EL ARMADO
FISICO DEL REFRIGERADOR

- CORTADORA MANUAL DE LAMINA CALIBRE 22
- DOBLADORA DE LAMINA
- JUEGO DE MANOMETROS O MANIFOLD
- VOLT-AMPERIMETRO
- TANQUES DE GAS (PORTAL O DESECHABLE)
- EQUIPO DE OXI-ACETILENO
- BOMBA DE VACIO PORTATIL
- CORTADORA DE TUBO DE COBRE
- AVELLANADOR DE TUBO DE COBRE
- TERMOMETRO
- TALADRO
- EQUIPO DE PINTURA COMPLETO
- REMACHADORA MANUAL
- SOLDADURA DE PLATA Y ALAMBRE P/AUTOGENA
- BRUCAS DE 5/32", 1/4", 3/16"
- FUNDENTE PARA SOLDADURA
- HERRAMIENTA MANUAL "PINZAS PINCHDOF, DESARMADOR DE CRUZ, PINZAS DE PUNTA, DE CORTE Y DE PRESION, DESARMADOR PLANOI
- (JUEGO DE LLAVES Y DADOS)
- TANQUES DE REFRIGERANTE (R-12 Y R-13)

CONCLUSIONES

De acuerdo a este estudio se hace clara la posibilidad de fabricar este refrigerador a un costo mucho menor al precio de adquisición. Según cotizaciones solicitadas el costo de fabricación representa tan sólo el 15% del precio venta.

No obstante, con lo referente a la dependencia económica, hay que subrayar que los componentes que requieren tecnología, (compresores, termómetro y refrigerante 13) aún dependen de proveedores extranjeros y representan el 54% del costo total.

Por último consideramos que el presente estudio bien puede servir como manual de principios básicos para aquellos técnicos de refrigeración interesados en aplicaciones de ultra baja temperatura

ANEXO #1

COMPONENTES

DESCRIPCION	UNIDAD	ESPECIFICACIONES	CANTIDAD	PRECIO UNIT.	TOTAL
SISTEMA DE ALTA					
REFRIGERANTE	kg	R-12	1	6612.5	6612.5
COMPRESOR	pta.	BRISTOL AC-33	1	201196	201196
TUBERIA DE DESCARGA	m	CURE = 3/8" TIPO M	1	3774	3774
CONDENSADOR	m	CURE = 5/16" TIPO M	24.3	2616	63566.8
DESHIDRATADOR (SILICA)	pta.	INTERFIL CM-170	1	11130	11130
TUBO CAPILAR	m	CURE = .025"	0.254	2760	665.8
TUBERIA DE SUCCION	m	CURE = 3/8" TIPO M	1	4062	4062
ACUMULADOR	pta.	INTERFIL	1	92208	92208
AISLAMIENTO TUBERIA	m	PKESTITE	6	3700	29600
				SUBTOTAL =	412657.1

SISTEMA DE BAJA

REFRIGERANTE	kg	R-13	1	60300	60300
COMPRESOR DE BAJA	pta.	BRISTOL AC-33	1	201420.9	201420.9
TUBERIA DE DESCARGA	m	TUB. DE CURE = 3/8"	1	3774	3774
SEPARADOR DE ACEITE	pta.	HERMETIK	1	152340	152340
TUBERIA DE RETORNO DE ACEITE	m	CURE = 1/4" TIPO M	0.25	2982	745.5
DESHIDRATADOR (SILICA)	pta.	INTERFIL CM-170	1	11130	11130
TUBERIA DE LIQUIDO	m	CURE = 5/16"	1	2616	2616
MALLA (FILTRAO)	pta.	INTERFIL	1	1200	1200
CAPILAR	m	CURE = .025"	0.381	2760	1028.7
EVAPORADOR	m	CURE = 3/8"	27.5	3774	103785
TUBERIA DE SUCCION	m	CURE = 3/8"	1	3774	3774
				SUBTOTAL =	541814

DESCRIPCION	UNIDAD	ESPECIFICACIONES	CANTIDAD	PRECIO UNIT.	TOTAL
GABINETE					
=====					
GABINETE EXTERIOR	m2	LAMINA COLD-ROLL .0016m	5,919	1850	10950.15
GABINETE INTERIOR	m2	LAMINA COLD-ROLL .0016m	2,62	1850	4847
AISLAMIENTO 3" ESPESOR	m2	FIBRA DE VIDRIO 3" ESPESOR	17.44	3620	63233.6
BASE DE FIJACION	m2	LAMINA COLD-ROLL .0032m	3,775	1850	6983.75
PUERTA DE ACCESO	m2	LAMINA COLD-ROLL .0016m	3,775	1850	6983.75
				SUBTOTAL=	96365.45

SISTEMA ELÉCTRICO

=====

INTERRUPTOR GENERAL (16)	pza.	2 PULS/35AMP.	1	11300	11300
TIMER (1)	pza.	115V/30AMP. (SIEMENS)	1	15000	15000
TERMOSTATO DEL INTERCAMBIADOR (2x2)	pza.	RITSA	1	139600	139600
TERMOSTATO DE LA CASA (UE)	pza.	PARILUM (DUAL)	1	1125325.6	1126335.6
RELEVADOR DE ARRANQUE (R1)	pza.	115V/35AMP. (850) CU-11	1	95270	95270
TRANSFORMADOR (TR)	pza.	(115V-12V) 24VA (NEMA 1)	1	62400	62400
ALARMA DE SANTI (AG)	pza.	12V/2 WATTS	1	167620	167620
BOTÓN DE PRUEBA (BP)	pza.	2 AMP	1	36350	36350
INTERRUPTOR DE SANTI (IS)	pza.	UN TIPO/UN PULO 5 AMP	1	3200	3200
LUZ DE ALARMA	pza.	PILOTO 12V. (APP)	1	1400	1400
LUZ DE ENCENDIDO (LE)	pza.	PILOTO 12V (APP)	1	1400	1400
RELEVADOR A 12V. (R2)	pza.	12V/3AMP (2 PULS)	1	22600	22600
BATERIA A 12	pza.	AUTOMOTRIZ	1	85000	85000

SUBTOTAL= 171275.6

GRAN TOTAL= 275441.15

BIBLIOGRAFIA

REF.

- 1 PRINCIPIOS DE REFRIGERACION Roy J. Dossat
- 2 TABLA DE TEMPERATURA DE DISEÑO EN LA REP. MEXICANA
Americ
- 3 ASHRAE HANDBOOK & PRODUCT DIRECTORY 1979 EQUIPMENT
- 4 ASHRAE HANDBOOK OF FUNDAMENTALS 1972
- 5 HEAT TRANSFER J.P. Holman 5th Edition Mc., Graw Hill
- 6 REFRIGERATION EQUATIONS Ashrae paper 2313 Downing R.C.
- 7 TRANE VAPOR COMPRESION MANUAL Trane Co..
- 8 CONDENSER HEAT TRANSFER AND PRESSURE DROP ASHRAE paper
- 9 AIRE ACONDICIONADO Y REFRIGERACION Stocker Wilbert
- 10 ENVIRONMENTAL ENGINEERING ANALYSIS Y PRACTICE Burgues
H. Jennings.
- 11 HEAT TRANSFER AT LOW TEMPERATURES Walter Frost
- 12 COMPARACION TECNICA ECONOMICA DE REFRIGERANTES Artigas
Cronado F. [Tesis]