

109



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
CUAUTITLAN

"CALCULO Y SELECCION DEL SISTEMA DE
REFRIGERACION PARA UN REFRIGERADOR
VERTICAL CON PUERTA DE CRISTAL"

296370

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:

INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

P R E S E N T A :

MAURICIO JESUS VILLANUEVA VERA

ASESOR: M.I. FELIPE DIAZ DEL CASTILLO RODRIGUEZ



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta 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.



UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTÓNOMA DE
MÉXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLÁN
UNIDAD DE LA ADMINISTRACIÓN ESCOLAR
DEPARTAMENTO DE EXÁMENES PROFESIONALES

U. N. A. M.
FACULTAD DE ESTUDIOS
SUPERIORES CUAUTITLÁN



DEPARTAMENTO DE
EXÁMENES PROFESIONALES

ASUNTO: VOTOS APROBATORIOS

DR. JUAN ANTONIO MONTARAZ CRESPO
DIRECTOR DE LA FES CUAUTITLÁN
P R E S E N T E

ATN: Q. Ma. del Carmen García Mijares
Jefe del Departamento de Exámenes
Profesionales de la FES Cuautitlán

Con base en el art. 28 del Reglamento General de Exámenes, nos permitimos comunicar a usted que revisamos la TESIS:

"Cálculo y selección del sistema de refrigeración para un
refrigerador vertical con puerta de cristal".

que presenta el pasante: Mauricio Jesús Villanueva Vera
con número de cuenta: 9556077-1 para obtener el título de :
Ingeniero Mecánico Electricista

Considerando que dicho trabajo reúne los requisitos necesarios para ser discutido en el EXAMEN PROFESIONAL correspondiente, otorgamos nuestro VOTO APROBATORIO.

ATENTAMENTE
"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"

Cuautitlán Izcalli, Méx. a 4 de Abri de 2001

PRESIDENTE	<u>Ing. Enrique Cortes González</u>	<u><i>[Firma]</i></u>
VOCAL	<u>M. en I. Felipe Díaz del Castillo Rodríguez</u>	<u><i>[Firma]</i></u>
SECRETARIO	<u>Ing. Marco Antonio Hernández Rodríguez</u>	<u><i>[Firma]</i></u>
PRIMER SUPLENTE	<u>Ing. Rogelio Xelhuantzi Parada</u>	<u><i>[Firma]</i></u>
SEGUNDO SUPLENTE	<u>Ing. Eusebio Reyes Carranza</u>	<u><i>[Firma]</i></u>

A ti Señor.

Por permitirme nacer, y por darme la luz en cada camino que toma mi vida.

A ti mamá.

Martha Vera, que en todo momento has estado presente en mi vida, con tu confianza y sacrificio, y apoyándome en todo momento en mi educación, y a quien solo me queda decirte GRACIAS.

A mis papas.

Francisco Villanueva y Adrián Villanueva. Gracias por enseñarme a vivir y a valorar la escuela, y sin escatimar su tiempo, ayudarme con desvelos para cubrir mi educación.

A mis hermanos.

Martha Laura y Francisco. Les doy las gracias por ser mi familia, y por ser el apoyo moral y económico para lograr mis metas y objetivos.

A mi novia.

Gabriela. Que eres uno de los objetivos de mi superación y razón fundamental de mi vida, gracias por apoyarme en mi formación.

A mis amigos.

Huichol, y todos aquellos que complementaron mi educación, con apoyo, amistad y buenos momentos.

A mi asesor de tesis

M. en I. Felipe Díaz del Castillo Rodríguez, por la paciencia, entrega y ejemplo que ha dado a mi vida profesional.

ÍNDICE

Página

INTRODUCCIÓN

1

CAPÍTULO I PRINCIPIOS BÁSICOS

1.1	Calor	4
1.2	Presión	11
1.3	Temperatura	13
1.4	Cambio de Estado	16

CAPÍTULO II CICLO DE REFRIGERACIÓN

2.1.	Ciclo de compresión básico	19
2.2.	Procesos de ciclo de compresión	20
2.3.	Efectos en los puntos básicos del ciclo de refrigeración	22

CAPÍTULO III COMPONENTES DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

3.1.	Funcionamiento general	29
3.2.	Función del compresor	30
3.3	Tipos de compresores	31
3.4.	Evaporador	39
3.5.	Condensador	42
3.6.	Control de flujo	44

3.7.	Deshidratador	48
3.8.	Control de temperatura	51

CAPÍTULO IV

REFRIGERANTES

4.1.	Concepto de operación	55
4.2.	Antecedentes	55
4.3.	Características de los refrigerantes	56
4.4.	Relación de presión y temperatura	61
4.5.	Evaporación de refrigerantes	61
4.6.	Condensación de refrigerantes	62
4.7.	Refrigerante saturado	62
4.8.	Refrigerante sobrecalentado	62
4.9.	Refrigerante subenfriado	63

CAPÍTULO V

DETERMINACIÓN DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

5.1.	Cálculo del sistema y características del gabinete	67
5.2.	Cálculo de la carga térmica	68

CAPÍTULO VI

SELECCIÓN DEL EQUIPO DE REFRIGERACIÓN

6.1.	Capacidad requerida por el compresor	81
6.2.	Selección de los componentes del sistema	83

CONCLUSIONES	93
BIBLIOGRAFÍA	94
APÉNDICE A	
UNIDADES Y CONVERSIONES	97
APÉNDICE B	
TABLAS PARA LA SELECCIÓN DE COMPONENTES EN SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN	102

INTRODUCCIÓN

Antecedentes

Cuando se habla de refrigeración, se está haciendo referencia a técnicas relativamente modernas, olvidando que incluso en los tiempos prehistóricos la gente almacenaba alimentos en cavernas, con paredes húmedas, en un intento de preservarlos aprovechándose el efecto del frío natural. Los habitantes de la isla de Creta, en el Mediterráneo, sabían, incluso en las postrimerías del año 2000 a.C., que una temperatura reducida era de suma importancia en la conservación de los alimentos. Desde la cultura Minoica fueron construidas celdas especiales para almacenar alimentos durante la estación estival. Los anales indican que Alejandro Magno, alrededor del año 300 a.C., abastecía de refrescos a sus soldados para elevar su moral; en el año 755 Khalif Madhi organizó un sistema de transporte refrigerado a través del desierto, desde el Líbano hasta la Meca, utilizando nieve como refrigerante y en el año 1040 los sultanes del Cairo utilizaban nieve en sus cocinas, transportada diariamente desde Siria. Los Arabes han sabido, desde tiempos remotos, como mantener el agua fresca almacenándola en tinajas de barro.

Parte del agua se evapora y de ese modo se enfría el resto.

Desde tiempos muy remotos hasta los albores del siglo XX la gente recogía nieve natural durante el invierno y la almacenaba durante un año o más en recintos para hielo, en sótanos y posteriormente en almacenes de hielo. Los Estados Unidos a mediados del siglo XIX, por ejemplo, tuvieron un importante comercio de hielo natural, asentado principalmente alrededor de los ríos Hudson y Maine. En Europa, en la misma época, los bloques de hielo natural procedentes de Noruega tenían una gran demanda.

Desde 1805 hasta finales del siglo XIX, barcos contenedores transportaban hielo natural desde Norte América a muchos países cálidos como las Indias Occidentales, Europa e incluso la India y Australia.

Fue alrededor de estas fechas cuando la refrigeración mecánica llega a su mayoría de edad, de forma que la mayor parte de los compresores y actuales ciclos fueron concebidos entonces. Se puede decir que la refrigeración mecánica aparece por primera vez cuando William Cullen, un escocés, consigue, en 1755, fabricar hielo vaporizando éter a baja presión. En 1810 Sir John Lesley, construye con éxito la primera máquina elaboradora de hielo, trabajando según un principio similar. Un hito en la historia de este desarrollo es 1834 cuando Jacob Perkins, un americano, le fue concedida una importante patente inglesa (No. 6662), sobre máquinas de compresión mecánica, actualmente el sistema más ampliamente utilizado en refrigeración.

Merece la pena llamar la atención sobre la especificación: “Lo que yo reivindico es un dispositivo capaz de utilizar fluidos volátiles con el propósito de producir enfriamiento o congelación de líquidos y, sin embargo, al mismo tiempo condensar constantemente tales fluidos volátiles obteniéndolos nuevamente en forma líquida, sin merma y otra vez en disposición de operar”.

Desgraciadamente existen pocas evidencias de que Perkins siguiese adelante con el diseño. James Harrison, un escocés, que emigró a Austria en 1837, tiene acreditada la invención, a principios de los 1850, de una muy lograda máquina manual y Alexander Twinning en 1856 estuvo produciendo una tonelada de hielo al día, en Cleveland, Ohio.

Mientras, fue Carl von Linde quien produjo frío con una gran cantidad de históricas teorías termodinámicas, muchos otros científicos ingleses, alemanes, franceses, americanos y holandeses contribuyeron con el desarrollo del frío artificial; hombres tales como Carré, Black, Faraday, Carnot, Joule, Mayer, Clausius, Thompson, Lord Kelvin Thompson, Helmholtz y Kamerlingh Onnes.

¿Que es la refrigeración?

En general se define la refrigeración como cualquier proceso de eliminación de calor. Siendo más específicos, como la rama de la ciencia que trata con los procesos de reducción y mantenimiento de la temperatura de un espacio material a temperatura inferior con respecto al de los alrededores correspondientes.

Para lograr lo anterior, debe sustraerse calor del cuerpo que va a ser refrigerado y ser transferido a otro cuerpo cuya temperatura es inferior a la del cuerpo refrigerado. Debido a que el calor eliminado del cuerpo refrigerado es transferido a otro cuerpo, es evidente que refrigeración y calefacción son en realidad los opuestos del mismo proceso. Con lo que frecuentemente, sólo el resultado deseado distinguen a uno del otro.

CAPÍTULO I

PRINCIPIOS BÁSICOS

1.1 Calor

1.1.1. ¿Que es el calor?

El calor es una forma de energía, creada principalmente por la transformación de otros tipos de energía en energía de calor; esta energía se obtiene principalmente gracias al sol. El calor es una energía en tránsito, porque nunca se mantiene estática, y siempre se encuentra transmitiéndose de cuerpos cálidos a cuerpos fríos.

1.1.2. Leyes de la termodinámica

La forma en que se transmite el calor sus factores los determinan la segunda ley de la termodinámica, que dice que el calor siempre viaja del cuerpo más cálido al cuerpo más frío; siendo el grado de transmisión directamente proporcional a la diferencia de temperaturas de ambos cuerpos.

1.1.3. Tipos de calor

1.1.3.1. Calor sensible

Es el calor que provoca un cambio de temperatura en una sustancia; percibiéndose este, por medio de los sentidos.

1.1.3.2. Calor específico

Es la capacidad relativa de una sustancia de absorber calor tomando como base el agua pura, siendo está la cantidad de energía en BTU necesaria para producir un cambio de temperatura de 1° F a una libra de masa, todo esto a un ambiente de 39.2°F.

Tabla 1.1 Valores del calor específico de sustancias comunes

Material	Calor específico (BTU/lb°F)
Agua	1
Hielo	0.504
Aire normal	0.24
Cobre	0.095
Vapor	0.48

1.1.3.3. Calor latente

El calor latente es que se necesita para cambiar un sólido en líquido, o un líquido en gas sin variar la temperatura de la sustancia.

1.1.3.4. Calor total

Se refiere a la cantidad de calor más el calor sensible necesario para cambiar una sustancia de un cierto grado en cierto estado a una intensidad de calor mayor o menor en otro estado. Siendo el calor total, el necesario para cambiar una libra de hielo a -10° F a 1 libra de vapor a 212° F.

1.1.4. Unidades de medición para el calor

El calor es una forma energía que puede medirse sólo en función del efecto que produce.

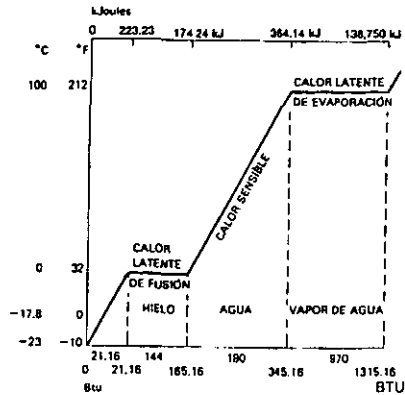


Figura 1.1. Diagrama de fases de calor total

1.1.4.1. Sistema Internacional (Caloría)

Una caloría (cal) es la cantidad de calor necesaria para elevar en un grado Celsius la temperatura de un gramo de agua.

1.1.4.2. Sistema métrico (Kilocaloría)

La kilocaloría (kcal) es la cantidad de calor que se necesita para aumentar en un grado Celsius la temperatura de un kilogramo de agua. (1 kcal = 1000 cal).

1.1.4.3. Sistema Inglés (BTU)

La unidad térmica británica o BTU por sus siglas en inglés British Thermal Unit, es la cantidad de calor necesaria para elevar en un grado Fahrenheit la temperatura de 1 lb de agua.

1.1.5. Métodos de Transferencia de calor

La transferencia de calor siempre ocurre de una región de alta temperatura a una región de baja temperatura. Ocurriendo está transferencia de tres

formas: conducción, convección y radiación. La aplicación en refrigeración es una combinación de los tres procesos citados.

1.1.5.1 Conducción

Es cuando el calor fluye a través de una sustancia, teniendo contacto físico real entre dos cuerpos, ya que así el calor se mueve de una molécula a otra.

1.1.5.2. Convección

Es el flujo de calor a través de los fluidos, siendo este gas o líquido, donde el calor fluye debido al movimiento de moléculas.

1.1.5.3. Radiación

Es la transmisión de calor mediante ondas similares a las ondas de luz y de radio, no dependiendo así de moléculas para su movimiento. La radiación al espacio o al producto refrigerado por agentes exteriores, particularmente el sol, puede ser un factor importante en la carga de refrigeración.

1.1.6. Factores que afectan el flujo de calor

1.1.6.1. Diferencia de temperaturas

Un factor que afecta la velocidad del flujo de calor es la diferencia de temperatura. Si la diferencia de temperatura entre un objeto frío y uno caliente es grande, los BTU's (calorías) se moverían de la parte caliente a la fría rápidamente; pero si la diferencia es pequeña, los BTU's se moverían lentamente. Si no hay diferencia de temperatura no habrá flujo de calor.

1.1.6.2. Superficie de Contacto

En general si existe mayor superficie de contacto habrá mayor flujo de calor; convirtiéndose en una razón de peso en la transferencia de calor.

1.1.6.3. Tipo de material

Un tercer determinante es el tipo de material a través del cual debe pasar el calor. Algunos materiales, llamados conductores, permiten el flujo de calor fácilmente. Y algunos otros, como los uretanos, lo dificultan. Los materiales que dificultan el flujo de calor son llamados malos conductores o aislante

1.1.7. Carga de transmisión de calor

La carga de transmisión de calor representada con la letra Q, es la cantidad de calor transmitida por unidad de tiempo a través de las paredes de un espacio refrigerado. Teniendo su fórmula.

$$Q = U \times A \times dT$$

donde: Q = Transmisión de calor en (BTU/h)

U = coeficiente total de transmisión de calor dado en (BTU/h pie °F)

A = Área (pie²)

dT = Diferencia de temperaturas entre los dos lados de la barrera de calor, por ejemplo, la temperatura de diseño exterior y la temperatura del espacio refrigerado.

La resultante total Q, representa la cantidad de flujo de calor de todos los factores.

1.1.8. Conductividad y resistividad térmica

Se define como conductividad térmica a la cantidad de transmisión de calor que fluye a través de un material, debido a una determinada cantidad de tiempo, representándose con la letra K, y tiene como unidades BTU/(h pie² °F) plg de espesor.

Para reducir la transmisión de calor, la conductividad térmica debe ser tan pequeña como sea posible, lográndolo añadiendo aislantes gruesos o con densidad alta.

A la resistividad térmica, se le llama también recíproco de la conductividad térmica o $1/K$. Se utiliza la letra r para representar a este factor, teniendo como cualidad que se pueden sumar diferentes valor de resistencias.

$$r_{total} = r_1 + r_2 + \dots + r_n$$

1.1.9. Conductancia

La conductancia térmica representada por la letra C , es un factor de transmisión de calor disponible para materiales homogéneos y no homogéneos, mientras que el factor K de conductividad está disponible solo para materiales homogéneos y el valor dado para su espesor del material es de una pulgada. El factor C tiene como unidades $BTU/h \text{ pie}^2 \text{ dT}$, y utilizando la siguiente fórmula para su cálculo.

$$C = K/x$$

donde: C = Conductancia térmica ($BTU / h \text{ pie}^2$)

K = Conductividad térmica ($BTU \text{ plg} / h \text{ } ^\circ F \text{ pie}^2$)

x = espesor del material (pulgadas)

1.1.10. Resistencia térmica

La resistencia térmica se obtiene del recíproco de la conductancia o $1/C$, la cual expresa la resistencia al flujo de calor a través de un material simple.

1.1.11. Resistencia peculiar superficial

La transferencia de calor a través de un material es afectada por la resistencia superficial al flujo de calor, la cual es determinada por el tipo de se superficie, ya sea rugosa o liza; a su posición, vertical u horizontal; a sus propiedades reflejantes, cantidad de flujo de aire sobre la superficie.

Sin embargo en el trabajo de refrigeración (paredes aislantes), la resistencia superficial tiene poco efecto y por consiguiente puede ser omitida de todo cálculo.

1.1.12. Coeficiente total de transferencia de calor

El coeficiente total de transferencia de calor o factor U, es una medida de la rapidez a la cual fluye el calor a través de un área o superficie de pared de un pie cuadrado entre el aire de un lado y el aire del otro lado por cada grado Fahrenheit de diferencia de temperatura a lo largo de la pared. El cálculo del factor U es complicado, debido a que su valor es el recíproco de la resistencia total de flujo, y que existe el cálculo de la cantidad de calor de una sustancia de varias capas siendo la suma de sus resistencias. Además de incluir al recíproco de la conductividad o la resistividad. Siendo las fórmulas.

$$R_{\text{total}} = 1/C + x_1/K_1 + x_2/K_2$$

$$U = 1 / R_{\text{total}}$$

Donde K_1 y K_2 son las conductividades térmicas de los diferentes materiales utilizados. C es la conductancia, en caso de ser necesario aplicarla y x_1 y x_2 son los espesores de los materiales.

Debido a lo anterior es deseable prevenir hasta donde sea posible la entrada de mucho calor al espacio refrigerado para no incrementar la carga de calor sobre el equipo, así como supervisar los materiales utilizados en la construcción de paredes y sus aislantes, en donde el factor U sea el menor posible.

Las conductancias de las superficies y las conductancias de los demás materiales de la pared tienen muy poco efecto en el valor de U, porque la resistencia térmica del material del aislamiento es muy grande en relación con el valor que tienen las películas de aire y los materiales. Por lo que para enfriadores pequeños se utiliza la conductancia del material del aislamiento como factor U de la pared.

1.2. Presión

1.2.1. ¿Qué es la presión?

La presión es la fuerza ejercida por unidad de área, describiéndose como unidad de fuerza en un punto cualquiera sobre la superficie de contacto. Para un gas, es la fuerza de empuje que el gas ejerce contra la superficie de un recipiente cualquiera. Expresando la relación:

$$P=F/A$$

donde: p=presión
 F=fuerza total
 A=área total

1.2.2. Tipos de presión

1.2.2.1. Presión atmosférica

La tierra está rodeada de una cubierta de aire atmosférico que se extiende hacia arriba de la superficie de ella hasta una distancia de 50 millas o más. Debido a que este aire tiene masa y está sujeta a la acción de la gravedad, ésta ejerce una presión que se conoce como presión atmosférica. Esta presión varía según la temperatura, humedad, y con la altura; disminuyendo su valor a medida que se incrementa la altura. La presión atmosférica a nivel del mar es de 14.7 lb/plg², mientras que en la ciudad de México se cuenta con una presión de 11.3 lb/plg². Teniendo también medidas equivalentes para medir la presión atmosférica:

$$1\text{atm} = 101.3 \text{ kPa} = 76 \text{ cm de Hg} = 30 \text{ plg de Hg} = 2116 \text{ lb/pie}^2 = 14.7 \text{ lb/plg}^2$$

1.2.2.2. Presión absoluta

Se entiende como la presión total o verdadera que tiene un fluido, midiendo esta a partir del vacío perfecto en el cual no existe presión. Por lo tanto en el aire a nuestro alrededor, la presión absoluta y la atmosférica son iguales. Para obtener la presión absoluta se suma la presión manométrica a la presión atmosférica. Encontrando una relación para obtener esta presión:

$$p_{abs} = p_{atm} + p_{man}$$

1.2.2.3. Presión manométrica

Este tipo de presión es la que se lee en un manómetro, estando siempre relativa a la presión absoluta. Para esto en un sistema cerrado la presión absoluta será la manométrica.

1.2.3. Unidades de medición para la presión

1.2.3.1. Sistema Internacional

La unidad utilizada para medir tanto presión manométrica, como presión absoluta, es el kilogramo sobre centímetro cuadrado (kg/cm^2). En el caso de la presión atmosférica se utilizan los milímetros de mercurio (mm de Hg.).

1.2.3.2. Sistema Inglés

Para medir la presión manométrica y la presión absoluta se utilizan las libras sobre pulgada cuadrada (lb/plg^2) también conocidas como psi, mientras que para la presión atmosférica se utilizan las pulgadas de mercurio (plg de Hg.).

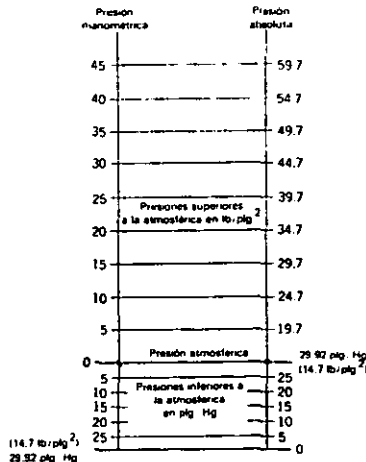


Figura 1.2. Relaciones entre presión absoluta y manométrica, suponiendo una presión barométrica estándar.

1.3. Temperatura

1.3.1. ¿Que es la temperatura?

La temperatura es la escala usada para medir la intensidad del calor y es el indicador que determina la dirección en que se moverá la energía de calor. También puede definirse como el grado de calor sensible que tiene un cuerpo en comparación con otro.

1.3.2. Escalas de temperatura

La temperatura de un objeto es medida en escala conversión o Centígrada. Ambas se basan en el efecto del calor sobre el agua, donde a nivel del mar el agua se congela a 0° C o 32° F y hierve a 100° C o 212° F. La relación existente entre las escalas Fahrenheit y Celsius se establece por las conversiones siguientes:

$$100/180 = 5/9$$

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

$$Fahrenheit = (9/5 * C) + 32^{\circ}$$

A las lecturas de temperatura obtenidas a partir del cero absoluto se les designa con el nombre de temperatura absoluta y pueden expresarse con el nombre de temperatura absoluta y pueden expresarse también en grados Fahrenheit o Centígrados.

Una lectura de temperatura sobre la escala Fahrenheit puede convertirse en a temperatura absoluta sumándole 460° a la lectura, conversión una resultante llamada grados Rankine (° R). De igual manera las temperaturas centígradas pueden convertirse en temperaturas absolutas agregando 273° a la lectura, la temperatura resultante es en grados Kelvin (K).

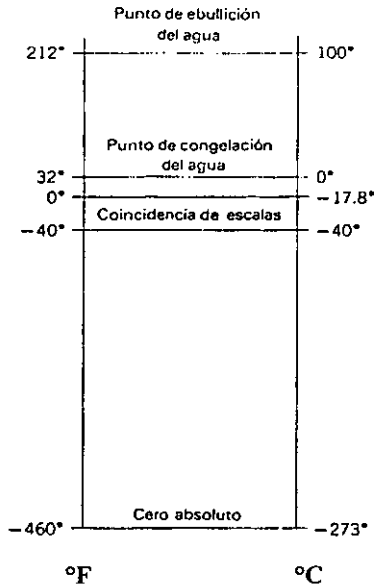


Figura 1.3. Comparación de escalas de temperaturas Fahrenheit y centígrada.

Se utilizan las siguientes relaciones para convertir de y a temperaturas absoluta:

$$^{\circ}\text{R} = ^{\circ}\text{F} + 460^{\circ}$$

$$^{\circ}\text{F} = ^{\circ}\text{R} - 460^{\circ}$$

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

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

1.3.3. Temperatura de bulbo húmedo y bulbo seco.

La temperatura de bulbo seco del aire es la temperatura medida por un termómetro ordinario. Al hacer la medición de la temperatura del bulbo seco del aire, el bulbo del termómetro se deberá cubrir para reducir los efectos de la radiación directa.

La temperatura de bulbo húmedo del aire es la temperatura medida en un termómetro de bulbo húmedo, el cual es un termómetro ordinario cuyo bulbo

está envuelto con un pabilo humedecido. Para obtener una lectura exacta con un termómetro de bulbo húmedo, el pabilo deberá estar saturado con agua limpia casi a la temperatura del bulbo seco del aire.

Es importante comprender que la temperatura del bulbo húmedo del aire es una medición de la relación entre las temperaturas del bulbo seco y la presión relativa del aire, y debido a ello, proporciona una forma muy conveniente para determinar la temperatura de la presión relativa del aire cuando se conoce la temperatura del bulbo seco.

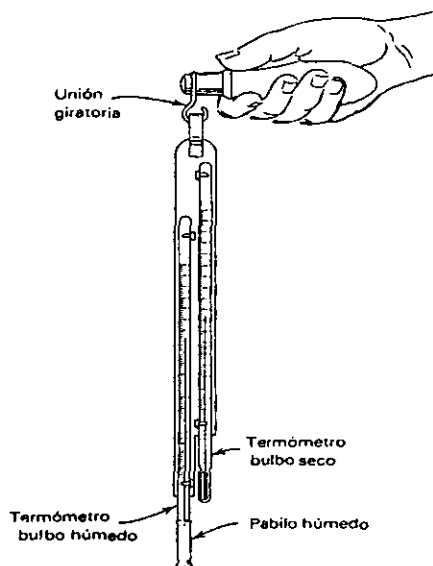


Figura 1.4. Psicrómetro de onda.

1.3.4. Temperatura de Saturación

La temperatura a la cual un fluido cambia de la fase líquida a la fase de vapor o, a la inversa, de la fase de vapor a la fase líquida, se le llama temperatura de saturación. Un líquido o un vapor está saturado cuando está en su punto de ebullición (para el nivel del mar, la temperatura de saturación del agua es de 100°C o 212°F). Un líquido a la temperatura de saturación se le llama líquido saturado, y un vapor a temperatura de

saturación se le llama vapor saturado. A presiones más altas la temperatura de saturación aumenta, y disminuye a presiones más bajas. La temperatura de saturación es diferente para los distintos fluidos y, para un fluido en particular varía en forma considerable con la presión del fluido.

1.3.5. Temperatura de condensación y evaporación

Para tener un efecto refrigerante continuo, el vapor refrigerante debe ser condensado en el condensador a la misma velocidad que el líquido refrigerante es vaporizado en el evaporador. Esto quiere decir que debe eliminarse calor del sistema a través del sistema a través del condensador en el a misma proporción que el sistema toma calor en el evaporador y tubo de succión y, en el compresor como resultado del trabajo de compresión. Cualquier aumento que se tenga en la velocidad de vaporización producirá un aumento en el calor transferido a través del condensador.

1.4. Cambio de estado

La mayoría de las sustancias pueden existir en estado sólido, líquido o gaseoso, dependiendo de su temperatura. Estos cambios de estado pueden provocarse por medio de enfriamiento o calentamiento. El calor puede cambiar la temperatura y el estado de las sustancias, siendo absorbido también aun cuando no exista cambio de temperatura, como cuando un sólido cambia a líquido o cuando un líquido se transforma en vapor. Cuando el vapor se vuelve líquido, o cuando este mismo se transforma en sólido, y se desprende la misma cantidad de calor. En refrigeración el cambio de líquido a vapor se llama evaporación; y el cambio de vapor a líquido es llamado condensación.

En los sólidos y en los líquidos, las moléculas están muy juntas, mientras que en un gas las moléculas están mucho más separadas y se mueven libremente. La energía de calor absorbida por el agua se convierte en

energía molecular y, como resultado de esto, las moléculas se reestructuran cambiando el hielo en agua y en agua en vapor. Cuando el vapor vuelve a condensarse en agua, la energía molecular vuelve a transformarse en energía de calor.

1.4.1. La fase sólida

En esta fase las moléculas del material están bastante ligadas entre sí por fuerzas de atracción y por la fuerza de la gravedad. Un material en fase sólida tiene una estructura molecular rígida, y con una posición de sus moléculas casi fijas, limitando sus movimientos a un tipo vibratorio. Debido a su estructura rígida, un sólido conserva su forma y tamaño, ofreciendo mucha resistencia a cualquier efecto para cambiar su forma, y a su vez siendo incompresible.

1.4.2. La fase líquida

Las moléculas de un material en la fase líquida tienen más energía que las de un material en la fase sólida, y no se les encuentra tan rígidamente ligadas entre sí. La energía aplicada en la fase líquida permite vencer las fuerzas de atracción lo que permite tener libertad de movimiento, teniendo esta libertad alrededor de cada molécula de tal modo que el material se dice que está fluyen. Un líquido no es compresible, y debido a su estructura molecular, toma la forma la forma del receptáculo que lo contenga.

1.4.3. La fase de vapor o gaseosa

En estado gaseoso las moléculas tienen una cantidad de energía bastante mayor que la que se tiene en la fase líquida; y a su vez se tiene energía para vencer fuerzas de restricción. Pueden desplazarse a velocidades altas sus moléculas y estar continuamente chocando unas con otras y contra el recipiente que los contiene; por lo que no tiene ni tamaño ni forma, siendo

compresible tomando la forma de su receptáculo, escapando al aire en caso de no sellar el recipiente.

1.4.4. Vapor sobrecalentado

Al cambiar un líquido a vapor, cualquier cantidad adicional de calor aumentará su temperatura, siempre y cuando la presión a la que se encuentre se mantenga constante. El término vapor sobrecalentado se emplea para denominar un gas cuya temperatura se encuentre arriba de su punto de ebullición o saturación. El aire a nuestro alrededor contiene vapor sobrecalentado.

1.4.5. Líquidos subenfriados

Cualquier líquido que tenga una temperatura inferior a la temperatura de saturación correspondiente a la presión existente, se dice que se encuentra subenfriado. El agua a cualquier temperatura por debajo de su temperatura de ebullición (100°C a nivel del mar), está subenfriada.

CAPÍTULO II

CICLO DE REFRIGERACIÓN

La refrigeración continua puede lograrse por diferentes procesos. En la mayoría de las aplicaciones y casi exclusivamente en las de pequeño caballaje, se usa para el proceso de refrigeración, el sistema de compresión de vapor, comúnmente llamado ciclo básico de compresión.

2.1. Ciclo de compresión básico

El ciclo opera de la siguiente manera: el refrigerante líquido a altas presiones es alimentado a través de la tubería del líquido, pasando por un filtro secador al instrumento de control que separa el lado de alta presión del sistema, del lado de baja presión. (Figura 2.1.)

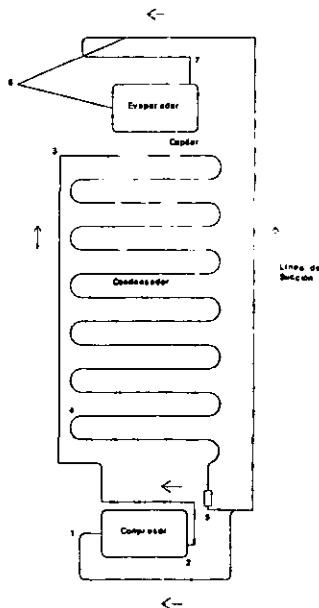


Figura 2.1. Ciclo de refrigeración.

2.2. Procesos del ciclo de compresión

El sistema de refrigeración y los puntos señalados están correlacionados con los puntos marcados en el diagrama de presión – entalpía (P-H) que se muestra en la siguiente figura.

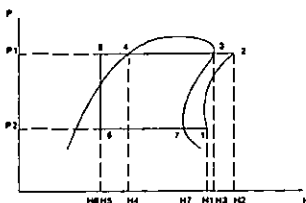


Figura 2.2. Diagrama de presión entalpía.

El punto 1 representa el vapor sobrecalentado en la succión del compresor sometido a una presión P_1 ; y entonces comprimido hasta el punto 2, cuando es descargado a una presión P_2 . En este punto, el vapor está considerablemente sobrecalentado. De esta forma se ganó calor y la entalpía del refrigerante pasó del punto H_1 para el punto H_2 .

El proceso del punto 2 al punto 3, representa un enfriamiento en el vapor sobrecalentado, hasta el punto 3, donde comienza la condensación.

En este punto no hay sobrecalentamiento, encontrando 100% de vapor saturado, habiendo pérdida de calor y pasa la entalpía del punto H_2 al punto H_3 .

Del punto 3 al punto 4, se representa la condensación del refrigerante, en donde cuanto más nos aproximamos al punto 4, mayor es el porcentaje de líquido en la mezcla.

En el punto 4 existe ya una condensación completa, estando presente 100% de líquido saturado.

Conviene resaltar, que la condensación ocurre a una temperatura y presión constantes; habiendo una pérdida de calor y la entalpía pasa del punto H3 al punto H4.

Pasando del punto 4 al punto 5, se nos muestra la pérdida de calor del líquido, conocido también como subenfriamiento, hasta alcanzar la entrada del elemento de control de flujo de refrigerante. Este proceso tiene por objetivo la garantía de que sólo el líquido este presente en la entrada del capilar. En esta parte existe pérdida de calor y la entalpía pasa del punto H4 al punto H5.

Es importante remarcar, que en la etapa del punto 2 al punto 5, (descarga del compresor a la entrada del capilar), ocurre sobre presión constante (presión de condensación), siendo definida esta etapa como de alta presión.

El proceso del punto 5 al punto 6, representa la restricción del refrigerante conforme fluye a lo largo del capilar, por lo tanto, existe una reducción en la presión del punto P2 (entrada al capilar), hasta el punto P1 (entrada del evaporador). Observándose que un porcentaje del refrigerante líquido se evapora antes de la entrada del evaporador, para enfriar el refrigerante restante, y así obtener la temperatura de evaporación deseada.

En este proceso la entalpía permanece constante (H5 a H6 proceso isoentálpico).

La etapa del punto 6 al punto 7, marca la evaporación del líquido en el evaporador (punto 7 salida de evaporador), en donde solo existe 100% de vapor saturado.

Ganando calor y pasando la entalpía del punto H6 al punto H7.

Observando que este proceso ocurre a una presión y temperatura constantes.

Pasando del punto 7 al punto 1, existe sobrecalentamiento del vapor hasta la entrada del compresor. El proceso a partir de entonces se repite, y de esta manera se transforma en un ciclo.

Hay que mencionar, que el proceso del punto 5 al punto 1, ocurre a una presión constante, siendo comúnmente llamada, etapa del baja presión.

2.3. Efectos en los puntos básicos del ciclo de refrigeración

2.3.1. Presión de succión

La reducción de la densidad del gas de succión, reduce el peso del refrigerante bombeado, ocasionando una pérdida de capacidad del compresor. Por lo que, para obtener mayor capacidad y mejor economía de operación, es de gran importancia que el sistema de refrigeración opere a las presiones de succión más altas posibles.

2.3.2. Presión de descarga

Un aumento en la presión de condensación o presión de descarga, provoca un aumento en el índice de compresión, ocasionando una pérdida de eficiencia volumétrica. La presión de descarga debe mantenerse tan baja como sea posible.

2.3.3. Subenfriamiento del refrigerante líquido mediante agua o aire.

El refrigerante evaporado ya no puede producir ninguna refrigeración adicional, ya que su capacidad refrigerante ha sido disminuida por el calor absorbido al bajar la temperatura del líquido. Si una porción de este calor pudiera extraerse del líquido antes de su entrada al evaporador, aumentaría su capacidad.

Esto puede lograrse subenfriando el refrigerante líquido después de la condensación, ya sea por agua o aire. Si las temperaturas de condensación son relativamente altas, se puede lograr fácilmente este objetivo.

2.3.4. Subenfriamiento del refrigerante líquido mediante vapor sobrecalentado

Se utiliza un intercambiador de calor de gas de succión a refrigerante líquido, sirviendo esto para aumentar la temperatura del gas de succión que regresa al compresor, y evitar la formación de la escarcha y la condensación en la línea de succión. También funciona para subenfriar el refrigerante líquido lo suficiente, y así compensar cualquier pérdida de presión que pueda ocurrir en la línea de líquido, y evitar la formación de gases en esta misma. El subenfriamiento provee una fuente de calor que evapore cualquier refrigerante líquido que pueda haberse pasado del evaporado, evitando el retorno de refrigerante líquido al cárter. Por último aumenta la capacidad total del sistema.

2.3.5. Pérdidas de presión en la línea de descarga y en el condensador

La pérdida de presión causada por la fricción conforme el gas refrigerante fluye a través de la línea de descarga y el condensador, reduce la capacidad del compresor, debido a las altas presiones de descarga que resultan, y a la baja eficiencia volumétrica. También afecta el consumo de

electricidad del compresor, ya que aumentará conforme la presión de descarga.

2.3.6. Pérdidas de presión en la línea de líquido

Si la presión de un refrigerante líquido disminuye debajo de su temperatura de saturación, una porción del líquido se transformará en vapor para enfriar el resto del refrigerante líquido a una nueva temperatura de saturación. Esto sucede debido a la fricción, y si el líquido se evapora antes de llegar al evaporador, disminuye la eficiencia del mismo.

2.3.7. Pérdidas de presión en el evaporador

Para un serpentín y una carga dada, la temperatura promedio para el refrigerante es fija. Entre más grande sea la pérdida de presión en el evaporador, mayor será la diferencia de presiones entre el refrigerante de entrada del evaporador y refrigerante de salida de dicho evaporador.

Si la presión de succión a la salida del evaporador se reduce, aumenta el volumen específico del gas que regresa al compresor, y desciende el paso del refrigerante bombeado por el compresor.

2.3.8. Diagramas del ciclo de refrigeración

Se utilizan regularmente diagramas y gráficas para analizar el rendimiento de un sistema o para visualizar el ciclo de refrigeración.

El más común de éstos es el diagrama de presión-entalpía en el cual se indica el sistema de refrigeración

2.3.8.1. Línea de condensación

Esta línea se traza horizontalmente, se origina en la zona de vapor sobrecalentado. Es la región donde el refrigerante se convierte de vapor a

líquido, con presión constante, a temperatura apropiada de condensación a partir de la línea de líquido saturado hacia el interior de la zona de mezcla. (Figura 2.3.)

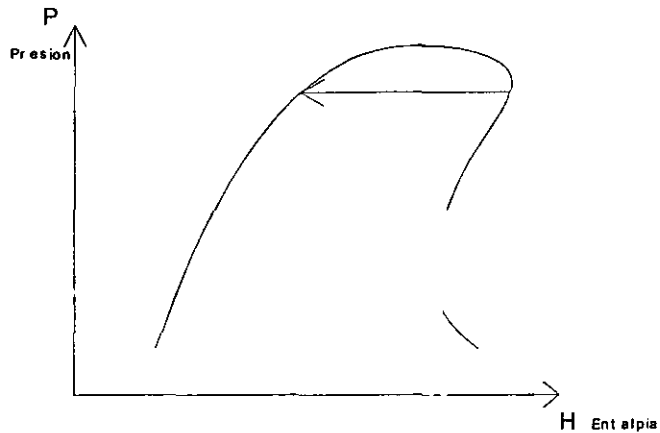


Figura 2.3. Línea de condensación en el diagrama presión (P) – entalpía (H).

2.3.8.2. Línea de evaporación

De forma horizontal y a la temperatura apropiada de evaporación, parte de la línea de líquido saturado hacia la línea de vapor saturado.

Se realiza la evaporación del refrigerante en forma líquida, que se convierte en vapor en condiciones de presión constante. (Figura 2.4.)

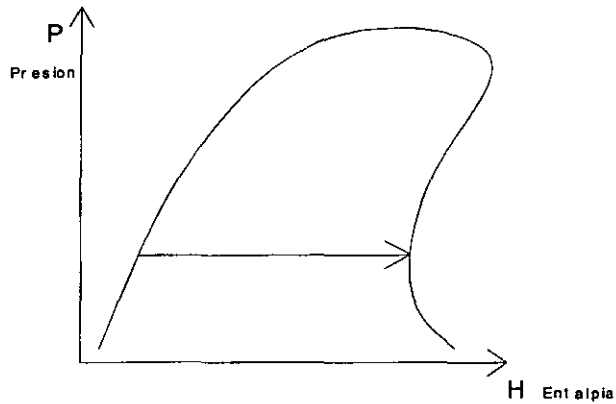


Figura 2.4. Línea de evaporación en el diagrama presión (P) – entalpía (H).

2.3.8.3. Línea de expansión

Trazada verticalmente, partiendo del extremo de la línea de condensación hasta la línea de evaporación. Sucede una expansión del refrigerante líquido desde un nivel de presión en la mezcla de líquido y vapor hasta una presión más baja. Esto ocurre sin que haya transferencia de energía hacia dentro o hacia fuera del refrigerante, por lo que permanece a entalpía constante. (Figura 2.5.)

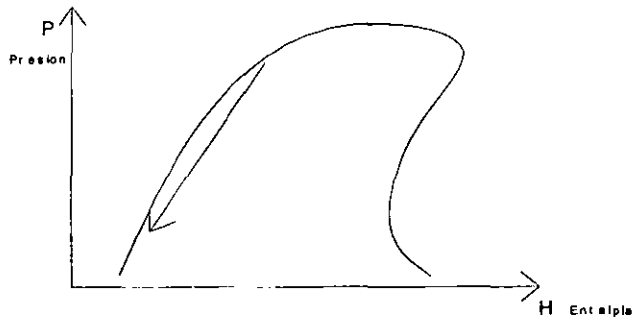


Figura 2.5. Línea de expansión en el diagrama de presión (P) – entalpía (H).

2.3.8.4. Línea de compresión

Se traza la línea con cierta pendiente, partiendo del extremo de la línea de evaporación y llega hasta la línea de condensación en la zona de vapor sobrecalentado. Teniendo la compresión del vapor desde una baja presión hasta una alta presión. Este proceso puede suponerse que ocurre a entropía constante. (Figura 2.6.)

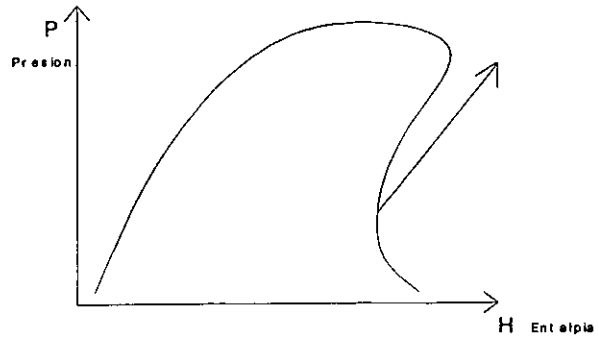


Figura 2.6. Línea de compresión en el diagrama de presión (P) – entalpía (H).

CAPÍTULO III

COMPONENTES DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN.

Los componentes básicos del sistema de refrigeración, son el compresor, el evaporador, el condensador y el control de flujo, así como un cartucho deshidratador. Debido a que en cierta forma nuestro diseño es pequeño y de forma comercial, sólo explicaremos el funcionamiento de estos componentes básicos, ya que existen mas accesorios que se pueden utilizar en los sistemas de refrigeración, y así comprender de manera sencilla la función de cada uno. (Figura 3.1.)

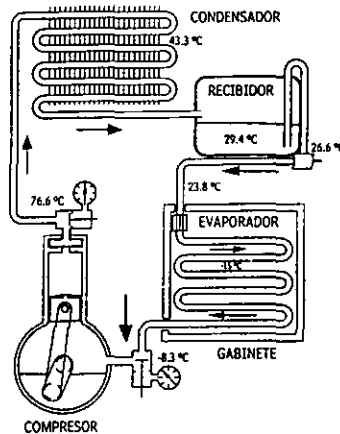


Figura 3.1. Sistema de refrigeración que muestra las temperaturas de refrigeración aproximadas en varias partes del sistema.

3.1. Funcionamiento general

Para el funcionamiento de un sistema de refrigeración es necesaria la evaporación de refrigerante, para obtener la absorción de calor, por motivos de economía, y enfriamiento constante. Por lo que este mismo refrigerante se recupera, licuándolo o condensándolo para utilizarlo una vez mas. Una

3.3. Tipos de compresores

3.3.1. Compresores recíprocentes

Los compresores recíprocentes bombean el vapor refrigerante por fuerza mecánica, esto se logra comprimiendo, desplazando el pistón de un punto muerto inferior a un punto muerto superior.

3.3.2. Compresor rotatorio

Este compresor en lugar de utilizar un pistón para comprimir el refrigerante, utiliza un rotor excéntrico, que gira dentro de una cámara de compresión, entrampándolo entre las paredes para comprimirlo.

3.3.3. Compresor centrífugo

Los compresores centrífugos, aumentan la presión del gas debido al movimiento acelerado producido por la acción de un impelente a alta velocidad, lo que genera fuerza centrífuga.

3.3.4. Compresor hermético recíprocante

Consta mecánicamente de:

Cilindro, cigüeñal, biela, pistón, plato de válvulas, rotor, estator, bobina de arranque y bobina de trabajo, arnés, y monoblock.

Con esto nos damos cuenta de que el motor y el dispositivo de compresión se encuentran en la misma carcasa de acero, la cual debe estar sellada herméticamente. Este tipo de diseño logra que el tamaño del compresor sea lo suficientemente compacto para ser utilizado en una gran variedad de aplicaciones, por ejemplo, en el uso doméstico, comercial (congeladores, vitrinas de exhibición, enfriadores de botellas), y también en instalaciones para aire acondicionado, obteniendo así comodidad en los sitios en donde se instalen, obteniendo esto compresores ventajas como:

1.- No existen fugas de refrigerante en comparación con el sistema abierto.

2.- Existe una excelente lubricación, debido a la propiedad de miscibilidad del refrigerante con el aceite, y así lubricar todas las partes mecánicas del compresor.

3.- Al encontrarse el motor junto con el compresor, el enfriamiento puede llevarse a cabo fácilmente, ya que al pasar el refrigerante por el compresor absorbe calor, con lo que se enfría esta parte del sistema.

4.- Es muy eficiente para relaciones de compresión alta, y por ser una bomba de desplazamiento positivo, permite manejar volúmenes reducidos y presiones de condensación elevadas.

5.- Se diseñan de acuerdo al refrigerante a utilizar.

6.- Permite un desplazamiento correcto del refrigerante, a través de la tubería, todo esto debido a la elevada presión que se crea en el compresor.

3.3.4.1. Funcionamiento del compresor hermético recíprocante

En primer lugar, el motor acciona la biela que mueve al pistón, creando carreras alternadas de succión cuando retrocede, y de descarga cuando inicia la carrera de compresión. Al retroceder el pistón, la presión del gas contenido en el cilindro se reduce hasta ser menor de la existente en el evaporador. Con esto se abre la válvula de succión contenida en el cabezal del cilindro, permitiendo la entrada del refrigerante vaporizado al interior hasta que se detiene en el extremo inferior del cilindro, al mismo tiempo, inicia de nuevo la carrera ascendente, comprimiendo el refrigerante contra la parte superior del cilindro, y cerrando la válvula de succión, debido a que debe comprimir. El vapor al ser sometido a la presión ejercida por el pistón, aumenta su temperatura y sólo hasta que logra vencer la presión que existe en el otro extremo, esta que viene del condensador, logra salir hasta que

nuevamente emprende el retroceso el pistón para mantener las presiones del sistema estables.

En las figuras 3.3a y 3.3b se puede visualizar el funcionamiento del compresor hermético recíprocante, y a su vez se ilustra el funcionamiento de algunos otros tipos de compresor.

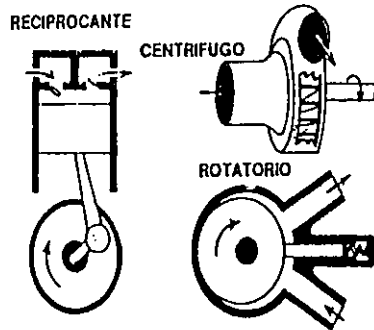


Figura 3.3.a Tipos de compresores

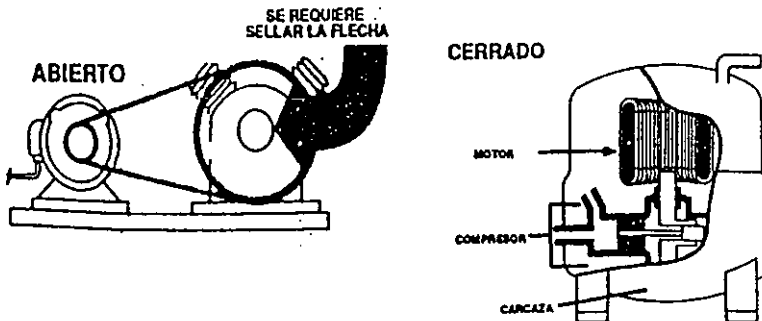


Figura 3.3.b Tipos de compresores.

3.3.5. Relación de compresión

La relación de compresión indica cual es el cambio de presión que debe crear el compresor en un sistema. Puede determinarse dividiendo la

presión absoluta de descarga entre la presión absoluta de succión del compresor.

$$\text{Razón de compresión} = \frac{\text{Presión Absoluta descarga}}{\text{Presión Absoluta succión}}$$

Para tener una idea más exacta, tomaremos como ejemplo una temperatura de evaporación de 4.4°C , a una presión absoluta de descarga de 132.1 psia, y una temperatura de -17 , será:

$$\text{Razón de compresión} = \frac{132.1 \text{ psia}}{51.7 \text{ psia}} - \text{Valor de presión obtenido de tablas para el valor de 132.1 para el gas R-12.}$$

$$\text{Razón de compresión} = 2.5$$

Para este compresor, la relación de compresión es de 2.5, relativamente fácil para el compresor, ahora para una temperatura de evaporación de -17.8°C , en las mismas condiciones será:

$$\text{Razón de compresión} = \frac{132.1 \text{ psia}}{23.9 \text{ psia}}$$

$$\text{Razón de compresión} = 5.6$$

En este momento es difícil para el compresor comprimir, con lo que deducimos que si la temperatura de evaporación fuera -40°C , la razón de compresión sería de 14.2 siendo casi imposible para el compresor realizar dicha operación.

Así es que a menor temperatura de evaporación, la razón de compresión requerida es mayor, con una baja eficiencia y una difícil operación del compresor. Es importante tener en cuenta esto, ya que las relaciones de compresión altas producen mayor calor durante la compresión, aumentando la temperatura en los cilindros y en la cabeza del compresor, de modo que

el vapor refrigerante que viene del serpentín será calentado por las paredes internas del cilindro, provocando la expansión del gas, reduciendo la densidad del vapor, ocasionando que el pistón desplace menor masa de refrigerante teniendo como consecuencia una baja eficiencia.

3.3.6. Clasificación

Un compresor no es lo bastante versátil para cubrir todos los requerimientos de operación. Los fabricantes los han clasificado en una gran variedad de modelos y tamaños según sea el refrigerante a utilizar, la capacidad requerida y el rango de temperatura o presión de saturación. (Tabla 3.1.)

Tabla 3.1. Clasificación de los compresores.

Especificaciones del fabricante	Temperatura del evaporador
(H) Temperatura alta o aire acondicionado	0°F a 45°F (-17°C a 7.2°C)
(C) Temperatura medio o comercial	-5°F a 25°F (-20.6°C a -3.9°C)
(L) Temperatura baja o comercial	-40°F a 0°F (-40°C a -17.8°C)
(XL) Temperatura extra baja	Inferiores a -40°F (Inferiores a -40°C)

3.3.7. Los componentes eléctricos del compresor

Es utilizada una gran variedad de equipo de arranque y protección para el motor del compresor, ya que los motores alternativos herméticos deben funcionar bajo muy diferentes condiciones de operación y varían en tamaños desde fracción de caballo hasta 35 h.p. o más. Casi la totalidad de los motores utilizados para refrigeración son del tipo de inducción, cuyo nombre proviene del hecho en que la corriente es inducida en la parte móvil del motor, no teniendo conexión a la fuente de corriente del componente móvil. La parte estática de un motor de inducción se denomina estator y la parte móvil rotor. Los devanados del estator están conectados a la fuente de energía, mientras que el rotor esta conectado en la flecha del motor, cuya rotación viene a ser la fuerza motriz del compresor. El motor eléctrico de los compresores herméticos de tamaño pequeño o mediano puede ser monofásico o trifásico.

Los motores eléctricos monofásicos normalmente tienen dos embobinados o devanados principales para el arranque y la operación. Las terminales o bornes del compresor son: trabajo, en la cual una línea conecta al devanado de operación, y arranque el cual esta conectado al devanado de arranque. La tercera terminal es la punta común la cual llega a ambos embobinados.

3.3.7.1. Operación.

El motor trabaja con el embobinado de operación. Necesita el embobinado de arranque para iniciar la marcha y para ayudar al embobinado de operación hasta que el motor alcance el 80 % de su velocidad nominal. A partir de este porcentaje y hasta la velocidad total de revoluciones por minuto (r/min), el embobinado de arranque ya no es necesario por lo cual debe ser desconectado. Esto es debido a que el embobinado de arranque se fabrica con un alambre de menor calibre que el embobinado de operación y solo puede llevar la corriente de carga total durante un lapso

muy corto de tiempo, de lo contrario se quemaría. Por lo tanto debe utilizarse un relevador de arranque y/o un capacitor de operación para detener el flujo de corriente por el embobinado de arranque.

3.3.7.2. Protector térmico.

Los protectores para motores del tipo interruptor de una fase constan principalmente de platinos y un disco bimetálico sensible al calor que genere el compresor y la corriente que pasa a través de él. El disco bimetálico actúa interrumpiendo una línea de corriente cuando el calor generado por el compresor está fuera de lo normal o bien que la corriente que fluye a través de él es mayor de la que puede soportar. El protector está constituido por una caja redonda de bimetálico sensible al calor y una resistencia, la cual ha sido diseñada para soportar cargas normales de sobrecalentamiento y respecto a la capacidad del compresor tanto en el arranque de este como en su funcionamiento.

3.3.7.3. Relevador/Relay.

Esta formado por una bobina magnética la cual opera un contacto móvil que completa un circuito eléctrico a través del embobinado de arranque. La corriente forma un campo magnético alrededor de la bobina que magnetiza al embolo, se cierran los contactos y arranca el motor. El motor sube de velocidad y la corriente baja, y debido a que el campo magnético no puede sostener por más tiempo el peso del embolo y los contactos se abren.

3.3.7.4. PTC (Positive Temperature Coefficient)

El PTC es una termistancia que a temperatura normal tiene poca resistencia ohmica y deja pasar la corriente a la bobina auxiliar. Al pasar la corriente por el PTC aumenta su temperatura y cuando llega a aproximadamente 120°C, su resistencia ohmica aumenta bruscamente a varios miles de ohmios, con.

lo que solo deja pasar a la bobina auxiliar una corriente de un miliamperio, cortando prácticamente la línea de esta bobina pero ya después de que el motor esta revolucionado.

3.3.7.5. Capacitor

Algunos compresores son de voltaje reducido y dependiendo del diseño y el tipo de operación necesitara de una corriente auxiliar (capacitor) para incrementar el par de arranque o también llamado pre-arrancador.

El diagrama básico de conexión para los componentes eléctricos del compresor se ilustra en la Figura 3.4.

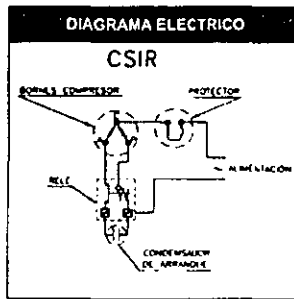


Figura 3.4. Diagrama de los elementos eléctricos del compresor.

3.3.8. Conclusiones acerca de los compresores

Los compresores herméticos, son los más utilizados por su diseño reducido, su bajo costo y su amplio rango de capacidades que va desde 1/10 de capacidad hasta 1/2 H.P. para la refrigeración doméstica, comercial, y aire acondicionado. Su función es la de crear un diferencial de presión adecuado para el refrigerante a utilizar, y tener un volumen suficiente de refrigerante dentro del sistema con su consecuente eficiencia y ahorro de energía.

3.4. Evaporador

A un evaporador se le considera, como cualquier serpentín de tubo en el cual se hace circular un líquido volátil para vaporizarlo, obteniendo absorción de calor, del producto o espacio a refrigerar. Es el componente más importante, ya que la transmisión de calor se lleva a cabo directamente junto con el producto que transporta, ya sea por contacto o por flujo de fluidos.

3.4.1. Evaporador de expansión seca

El refrigerante circulado se evapora completamente, de tal forma que sale únicamente gas del evaporador. Este tipo de evaporador consta de una batería de tubos conocida como área primaria, llamada así porque el refrigerante se encuentra en contacto con el tubo, sin embargo para una mayor eficiencia se equipa con aletas de aluminio, aumentando así el área de contacto con el fluido (aire), y aprovechar más el evaporador. Estas aletas son fijadas con soldadura o empotradas al tubo a presión, para evitar el movimiento de las mismas. Este serpentín aletado, puede tener la ayuda de un ventilador, el cual ayudará al flujo del aire que pasará a través de las aletas.

3.4.2. Evaporador sumergido

Este tipo de evaporador está diseñado para que a la salida del evaporador pase una pequeña porción de líquido, con la finalidad de aumentar el escurrimiento de la superficie y a su vez mejorar la transferencia de el calor.

3.4.3. Evaporadores de placa

Constan de un serpentín cubierto por una placa metálica, sobre la cual se encuentra el producto, habiendo una transmisión de calor por conducción. A veces la placa, contiene una solución eutéctica, para aprovechar toda la

superficie del evaporador, y con esto obtener un punto de congelación muy bajo, aun cuando el refrigerante no es inyectado al evaporador.

Un ejemplo en evaporadores de placa es en el cual a la entrada del serpentín se coloca un distribuidor de gas refrigerante el cual ayuda de a repartir una cantidad equivalente en cada entrada del evaporador. Aunque son eficientes en la distribución, estos evaporadores necesitan estar fabricados con mas de un circuito en el serpentín. (Figura 3.5.)

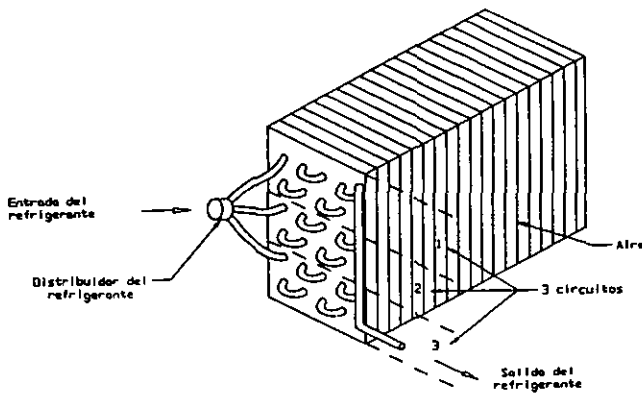


Figura 3.5. Evaporador de tres circuitos con distribuidor de refrigerante.

3.4.4. Diseño del evaporador

El diseño completo de un serpentín evaporador consta de tres fases:

- a) **Análisis Térmico.-** Determina el área o superficie necesaria para transferir calor a una velocidad específica a niveles dados de flujo y temperatura de fluidos.
- b) **Diseño Mecánico.-** Considera las temperaturas y presiones de operación, las características de uno o ambos fluidos. Las expansiones térmicas que la acompañan, así como la relación del serpentín con otro equipo que intervenga.

- c) Diseño de construcción.- Define las características y dimensiones físicas a la unidad que pueda construir, siendo esta a bajo costo, con la elección de materiales, acabados y cubiertas de protección, y especificar procedimientos de fabricación.

3.4.5. Capacidad del evaporador

Los factores que afectan la capacidad del evaporador son los siguientes:

- 1.- Área superficial o tamaño del evaporador.
- 2.- Diferencia de temperatura entre el refrigerante que se evapora y el medio que se esta refrigerando.
- 3.- Velocidad del gas en los tubos del evaporador. Dentro de la gama comercial normal, a mayor velocidad mayor transferencia de calor.
- 4.- La velocidad y flujo sobre la superficie del evaporador del medio que se está refrigerando.
- 5.- Material utilizado en la construcción del evaporador.
- 6.- El enlace entre las aletas y los tubos es muy importante. Si no existe una unión apretada, la transferencia de calor disminuirá considerablemente.
- 7.-Acumulación de escarcha en las aletas del evaporador. El funcionamiento a temperaturas inferiores al punto de congelación con serpentines de tiro forzado producirá la formación de hielo y escarcha en los tubos y aletas. Esto puede provocar la reducción del flujo de aire sobre el evaporador y la disminución de la transferencia de calor.
- 8.- Tipo del medio a refrigerar. El calor fluye con mayor efectividad de un líquido al evaporador, que un gas como el aire.
- 9.- Punto de saturación del aire que entra. Si la temperatura del evaporador se encuentra por debajo del punto de saturación del aire que entra, tendrá lugar una transferencia de calor latente junto con el sensible.

3.5. Condensador

Al igual que un evaporador, el condensador es un instrumento intercambiador de calor, solo que en lugar de absorberlo, lo despidе fuera del sistema.

3.5.1. Forma de operación

La licuefacción del vapor refrigerante procedente del evaporador aspirado por el compresor, se efectúa en el condensador. El calor total rechazado en el condensador, incluye tanto el calor absorbido en el evaporador, como la energía equivalente del trabajo de compresión, así como cualquier sobrecalentamiento absorbido por el vapor en la línea de succión. Este calor es cedido a un medio de condensación, ya sea aire (ambiente), o agua; para que se efectúe el cambio de vapor sobrecalentado o líquido, debe haber transmisión de calor del vapor hacia el medio condensante, este medio condensante debe ser más frío que el vapor procedente del compresor, así mientras el calor es cedido por el vapor de elevada presión y temperatura, desciende su punto de saturación y el vapor se condensa convirtiéndose en líquido; finalmente este líquido debe subenfriarse.

3.5.2. Tipos de condensadores

3.5.2.1. Condensador enfriado por aire

Este condensador es similar a un evaporador con aletas, incluyendo los dispositivos, como las aletas de aluminio para mejorar la transmisión de calor, el ventilador para un flujo de aire adecuado y además pueden ser de circuitos múltiples. Estos deben de conservarse muy limpios para obtener mayor eficiencia, ya que el polvo, la grasa o cualquier obstructor del paso del aire en tubos o aletas, disminuye la capacidad de transferencia de calor.

3.5.2.2. Condensador enfriado por agua

Utilizando agua como medio de enfriamiento, este condensador mantiene baja presión de condensación, ya que el agua tiende a permanecer fría y estable aún en climas calurosos. Pueden manejar grandes cargas, y pueden hacerse más compactos ya que el agua absorbe mayor cantidad de BTU's que el aire.

3.5.3. Diferencia de temperatura

Para la condensación del vapor refrigerante que fluye en el condensador, el calor sale en la misma proporción con la que entra el gas refrigerante. De modo que para aumentar la capacidad del condensador, a condiciones preestablecidas, se debe aumentar la diferencia de temperatura a través de sus paredes. Esta diferencia de temperatura es la deseada entre la temperatura de condensación y la temperatura supuesta del medio de enfriamiento. Los condensadores se fabrican con una amplia gama de diferenciales de temperatura, que pueden variar desde 2°C hasta 39 o 49°C. Se seleccionan los condensadores con respecto a la capacidad del evaporador y el factor con respecto al calor de compresión.

3.5.4. Capacidad del condensador

La capacidad de transferencia de calor de un condensador depende de los siguientes factores:

- 1.- Superficie del condensador
- 2.- Diferencia de temperatura entre el medio enfriador y el gas refrigerante.
- 3.- Velocidad del gas refrigerante en los tubos del condensador. En la gama de funcionamiento comercial normal, a mayor velocidad, mejor transferencia de calor y mayor capacidad.

4.- Volumen de flujo del medio que enfría sobre o a través de condensador. La transferencia de calor aumenta con la velocidad tanto para el aire como para el agua, y en el caso del aire, aumenta con la densidad.

5.- El material con el que se ha construido el condensador, ya que la transferencia de calor es diferente en materiales distintos, los metales más eficaces aumentarán la capacidad.

6.- Limpieza de la superficie de transferencia de calor. La suciedad, incrustación o corrosión, pueden reducir la transferencia del calor.

3.6. Control de flujo

La función de cualquier tipo de control de flujo de refrigerante es doble. Una es medir el refrigerante líquido en la tubería del líquido que va hacia el evaporador con una rapidez que sea proporcional a la cual está ocurriendo la vaporización el serpentín. Y la segunda es mantener un diferencial de presión entre los lados de alta y baja presión del sistema a fin de vaporizar el refrigerante bajo las condiciones de baja presión deseadas en el evaporador y al mismo tiempo efectuar la condensación a la presión alta que se tiene en el condensador.

3.6.1. Características, tipos y algunos usos comunes

La característica común en ellos es que al reducir la presión del refrigerante provoca el enfriamiento del mismo (propiedad del refrigerante), esencial debido a la rapidez con la que debe ocurrir la evaporación. Existen cuatro tipos principales de control de flujo que a continuación se mencionan.

3.6.1.1. Tubo capilar

Es simplemente un tubo de diámetro pequeño y de gran longitud. Debido a su gran resistencia por fricción que resulta de su longitud y diámetro, y por el efecto de estrangulamiento que se obtiene de la formación gradual de gas

en el tubo a medida que la presión del líquido se reduce hasta un valor menor a la presión de saturación, el tubo capilar actúa para restringir o medir el flujo del líquido del condensador al evaporador. La resistencia es fija o constante a cualquier longitud y diámetro de tubo establecidos, de esta manera la razón de flujo líquido a través del tubo en cualquier instante de tiempo, es proporcional al diferencial de presión que se tiene a través del tubo. La capacidad de flujo del tubo debe ser necesariamente igual a la capacidad de bombeo del compresor, cuando este funcionando. Por consiguiente, si el sistema funciona con eficiencia y está balanceado de acuerdo a las condiciones de operación de diseño, la longitud y diámetro interior deben ser tales, para que la capacidad de flujo del tubo a las presiones de diseño vaporizante y condensante, iguale a la capacidad del compresor.

Su construcción sencilla y de bajo costo, tiene la ventaja de permitir ciertas simplificaciones en el sistema refrigerante. Con lo anterior se pueden disminuir los costos de fabricación, además debido al equilibrio de presiones a través del tubo capilar en los lados de alta y baja presión durante el ciclo de parada, el compresor arranca en condiciones óptimas, lo que permite utilizar para el compresor un motor de bajo par de arranque; de otra forma se necesitaría un compresor más caro.

La carga crítica necesaria para el capilar es pequeña, con lo cual se elimina la necesidad de instalar un tanque receptor o receptor. Sin embargo tiene una capacidad limitada para ajustarse a los cambios de carga, de modo que la aplicación debe ser en un sistema en condiciones constantes.

Se utiliza frecuentemente en congeladores, refrigeradores domésticos, unidades de ventana de aire acondicionado

3.6.1.2. Válvula automática de expansión

Es básicamente una válvula de presión constante, no necesita una carga crítica de manera que puede utilizarse un tanque receptor, el cual tiene por

objeto disponer de una cantidad adicional de refrigerante para las demandas pico de carga, mientras que el sistema de tubos capilares queda ligeramente cargado para la demanda pico. Además la eficiencia del sistema no disminuye con una ligera pérdida de refrigerante como ocurre con el sistema de tubos capilares.

Su trabajo comienza cuando disminuye la presión en el lado de baja presión, la válvula se abre y el refrigerante fluye dentro del evaporador, la válvula mantiene una presión constante de succión. Si la presión aumenta en la succión, por arriba de la presión combinada (atmosférica y resorte ajustable de la válvula), la válvula se cierra.

Con lo que la presión combinada aplica la fuerza que abre en un lado del diafragma de la válvula y la presión de succión o fuerza de cierre se aplica en el lado opuesto del diafragma.

La característica de presión constante evita que las presiones elevadas de succión sobrecarguen el motor del compresor.

Los usos más comunes de este tipo de válvulas se da en sistemas inundados de aire acondicionado automotriz y en refrigeración industrial.

3.6.1.3. Válvulas de expansión termostática

Este tipo de válvula regula la inyección de líquido en el evaporador, dependiendo del sobrecalentamiento de refrigerante en la línea de succión.

Una válvula de expansión de este tipo, está controlada por la temperatura y abre su diafragma de operación cuando la temperatura del bulbo se eleva.

Como se ve en la figura 3.6. la forma de trabajo consiste en, que la presión sobre el diafragma (1) esta determinada por la temperatura del bulbo, el elemento termostático está lleno de una carga que en principio reacciona de acuerdo con las mismas leyes físicas que los refrigerantes en condiciones de saturación.

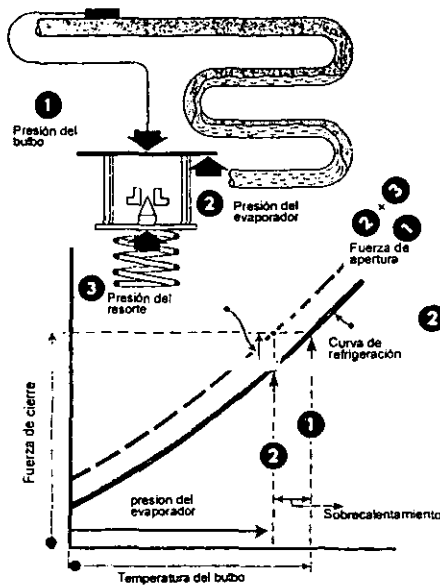


Figura 3.6. Operación de la válvula de expansión termostática

Esta presión equivalente de la temperatura de saturación se transfiere por el diafragma al vástago (2) en forma de una fuerza de apertura hacia abajo. El vástago también está obligado a moverse hacia arriba por una fuerza de cierre, ejercida por el resorte regulador (3). Cuando aumenta la temperatura del bulbo, se produce una fuerza hacia abajo, que es mayor que la fuerza del resorte regulador; la válvula de expansión termostática abrirá entonces

más. La operación de la válvula es por tanto determinada en su mayoría por la temperatura del bulbo y ajustada por el resorte regulador.

La mayoría de las válvulas de gran capacidad, o utilizadas junto con un evaporador diseñado con una gran caída de presión de refrigerante, tienen una conexión que equilibre entre un punto debajo del diafragma y un punto en la línea de succión, situada inmediatamente después del emplazamiento del bulbo. Con este dispositivo, la presión bajo el diafragma corresponderá a la presión del vapor refrigerante, en el punto donde se sitúa el bulbo, en vez de la existente a la entrada del evaporador.

Se conoce comúnmente con el nombre de válvula termostática con igualador externo.

Los usos más comunes son, en la refrigeración comercial de bajas y altas capacidades, de 0.5 hasta 5.5 toneladas de refrigeración, que serían sistemas de aire acondicionado residencial y automotriz.

3.7. Deshidratador

Es el componente del sistema que permite tener mayor retención de todos aquellos contaminantes que puedan dañar al sistema (impurezas y humedad) siendo el agua el más dañino, ya que al mezclarse con el aceite se forman lodos en el sistema, lo cual bloquea el capilar y por lo tanto daña al sistema.

El deshidratador contiene un secante que absorbe humedad, los más utilizados son de un material gelatinoso de sílice (dióxido de silicio), alumina activa (óxido de aluminio), y drierita (sulfato de calcio anhidrido). Estos tipos de secantes son de absorción, y tienen forma granular, a excepción de la drierita que también se consigue en forma de barras vaciadas.

3.7.1. Características de los deshidratadores

El diseño óptimo para garantizar la vida útil del sistema debe tener cualidades en los deshidratadores, como lo son:

- a) Alta absorción de humedad
- b) Absorción de ácidos
- c) Mínima caída de presión
- d) No debe tener desprendimientos de polvos abrasivos.
 - resistente a los agentes químicos
 - resistente a pulsaciones constantes
- e) Amplia gama de aplicaciones a diferentes refrigerantes.
- f) Satisfacción de las aplicaciones de aceites minerales (alquilbenceno y poliéster).

3.7.2. La humedad

Básicamente en un sistema de refrigeración y en un aire acondicionado, el mayor problema es la humedad. Debido a la facilidad para penetrar al sistema y la dificultad para sacarla, es necesario extremar precauciones y mantener el mínimo nivel de riesgo. La humedad produce pequeñas partículas de hielo en la válvula de expansión o en el tubo capilar, las cuales obstruyen el paso del refrigerante al evaporador; a causa de las altas velocidades del refrigerante, la humedad llega a ser arrastrada al evaporador depositándose en los codos y angosturas del mismo.

Por lo regular, la humedad penetra al sistema durante la instalación o en el momento de algún servicio de mantenimiento.

3.7.3. Corrosión y acidificación

La corrosión únicamente puede detectarse hasta que el daño está hecho en el sistema de refrigeración. La humedad genera oxidación, pero al mezclarse con el refrigerante el problema es mucho mayor.

3.7.4. Contaminación en un sistema para algunos tipos de refrigerantes

En sistemas de refrigeración que utilizan refrigerantes halogenados o fluorocarbonados, que están formados por cloro y fluor, los cuales al contacto con la humedad se hidrolizan (hidrógeno y oxígeno) lentamente, o en caso de que exista alta temperatura se acelera la corrosión de los metales, variando el daño en diferente grosor de la pared de la tubería. Esta corrosión al dañar los metales provoca que las partículas más pequeñas contaminen el sistema, y al mezclarse con el aceite y el refrigerante provoca la aparición de lodo en el sistema, causando la obstrucción de filtros.

Para los sistemas que utilizan el refrigerante R-134a la humedad no debe estar presente, debido a que el agua reacciona con el aceite poliolester, generando alcohol y ácidos, provocando residuos sólidos y corrosión. El gas y el aceite no se mezclan fácilmente con residuos orgánicos provenientes del compresor, como residuos clorados, silicona y parafínicos.

3.7.5. Procedimiento para eliminar humedad

Un procedimiento rápido, sencillo y eficiente para eliminar humedad en sistemas de refrigeración es:

- a) Limpieza de impurezas haciendo barridos con nitrógeno o refrigerante.

- b) Realizar un vacío adecuado al sistema, de 200 micrones mínimo. (Los micrones de vacío son unidades de presión absoluta, llamados también micrones de mercurio. Un micrón es igual a 1/1000 de un milímetro y hay 25.4 milímetros por pulgada.
- c) Cambiar el cartucho deshidratador.

3.8. Control de temperatura

El control de temperatura es un dispositivo usado para controlar el ciclo de operación y descanso de un sistema de refrigeración. Es un control sensible a los cambios de temperatura, activando el ciclo de trabajo del compresor. (Figura 3.7.)

3.8.1. Operación del control de temperatura

Para percibir los cambios de temperatura y operar los contactos eléctricos, el control de temperatura utiliza un tubo capilar unido a un fuelle o diafragma, para formar una cámara sellada que contiene cierta cantidad de refrigerante (el mismo utilizado en el sistema). El refrigerante contenido en el tubo está en forma líquida y el diafragma esta lleno de gas o una mezcla saturada de refrigerante. Dado que el gas esta saturado, la presión en el interior del diafragma la determina la temperatura del líquido. De esta manera, un aumento en la temperatura del bulbo (tubo capilar), causará un aumento en la presión interior del diafragma, ocasionando la expansión de este, cerrando a su vez los contactos eléctricos para encender el sistema. De forma contraria, la disminución de la presión en el diafragma, contraerá nuevamente el diafragma, separando los contactos y apagando el sistema, controlando así el ciclo de trabajo del compresor.

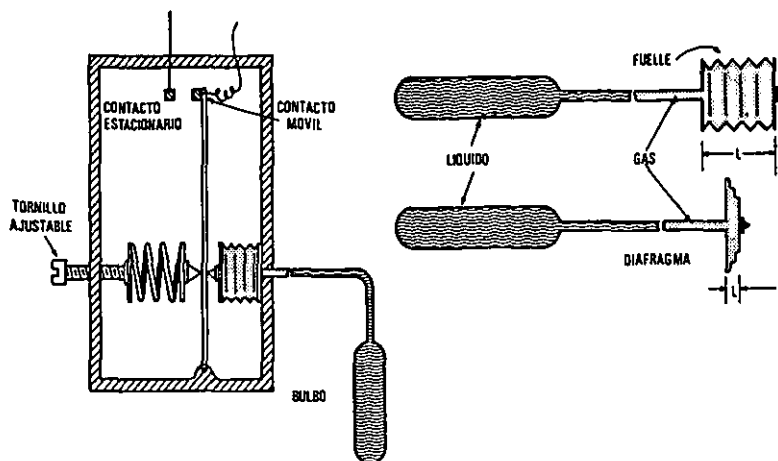


Figura 3.7. Componentes del control de temperatura.

3.8.2. Diferencial de temperatura

El termostato o control de temperatura, se ajusta para que el compresor arranque cuando se eleve la temperatura del espacio refrigerado a un máximo predeterminado, y que para cuando descienda a un mínimo predeterminado, la diferencia de temperatura entre arranque y paro se le denomina "diferencial".

3.8.3. Ajuste del control de temperatura

El ajuste de operación correcto en el sistema es esencial. Si el diferencial es muy pequeño (temperaturas cercanas entre si), el sistema tiende a efectuar ciclos de funcionamiento cortos, lo que reduce la vida útil del equipo. Por otra parte si el diferencial es demasiado grande (temperaturas muy separadas), los tiempos de trabajo y descanso del equipo (ciclo), serán demasiado largos, provocando amplias fluctuaciones en la temperatura promedio del espacio interior del mueble.

3.8.4. Rango de temperaturas

El rango, al igual que el diferencial, puede definirse como la diferencial de temperaturas entre el arranque y el paro, aunque ambos términos no significan lo mismo.

Suponiendo que un termostato se ajusta para arrancar a -2°C y parar en -6°C , se dice que el diferencial es de 4°C (-6 menos -2 es igual a -4), mientras que el rango es de -2 a -6 . Así pues, se puede cambiar el rango sin cambiar el diferencial, pero no se puede cambiar el diferencial sin cambiar el rango. (Figura 3.8.)

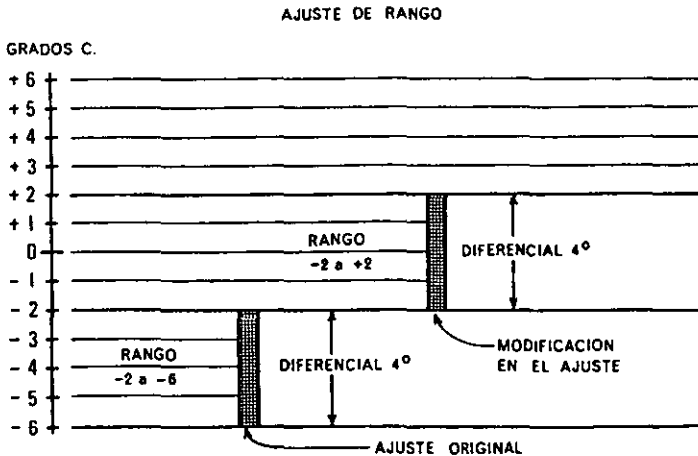


Figura 3.8. Rango de temperatura y diferencial.

Tomando como ejemplo, el reajuste del termostato antes mencionado de manera que la temperatura de arranque se eleve de -2°C a $+2^{\circ}\text{C}$, y la temperatura de paro sea de -6°C a -2°C . El diferencial seguirá siendo de 4°C , pero el rango de operación del control de temperatura será 4 grados más alto de lo que estaba inicialmente, es decir ahora el rango de operación

es de -2°C y $+2^{\circ}\text{C}$ mientras que anteriormente era de -6°C y -2°C . Con este nuevo ajuste del control, la temperatura promedio del espacio refrigerado se mantendrá a 4°C , aproximadamente, siendo más alta que la original.

3.8.5. Ajuste del diferencial

Los termostatos son ajustados de fábrica de acuerdo a las necesidades de diseño del sistema refrigerante, y no debe ser reajustado, a menos de que el rango de operación sea afectado por la altitud a la que opera el refrigerador.

Las temperaturas de conexión y desconexión son más altas en lugares al nivel del mar que en lugares de mayor altitud.

CAPÍTULO IV

REFRIGERANTES

El diseño, así como la operación de un sistema de refrigeración depende del líquido refrigerante utilizado. Este capítulo tratará exclusivamente de las características esenciales de un refrigerante y su forma de operar en un sistema.

4.1. Concepto de operación

La cantidad de calor absorbida para vaporizar la unidad de masa de un líquido a su temperatura de ebullición bajo una presión dada, beneficia en mayor parte la transmisión de calor para lograr el cambio de estado, de modo que cualquier sustancia que pueda evaporarse, pueda absorber calor y luego se vuelva a convertir en líquido para retirar ese calor, podrá ser usada como un agente refrigerante. Por lo tanto la función del refrigerante es absorber el calor del producto a conservar, sacarlo del espacio refrigerado y eliminarlo a la atmósfera.

4.2. Antecedentes

El primer medio para producir frío fue la fusión del hielo. Se sabe que los romanos utilizaban la nieve para enfriar sus bebidas. A mediados del siglo XV la preocupación por obtener frío artificial llevo a los científicos a experimentar con líquidos altamente tóxicos e inflamables como el ácido sulfúrico, el dióxido de azufre y otros compuestos logrando descensos de temperatura cada vez mayores.

Mas tarde el uso del dióxido de azufre, dióxido de carbono, amoniaco y algunos hidrocarburos era muy extenso. Sin embargo fueron sustituidos debido a las altas presiones con las que debían operar los sistemas, otro

problema era su irritante y su alta toxicidad para ser usados en sistemas de aire acondicionado además de ser fácilmente inflamables y explosivos.

En la década de los 40's, la compañía francesa Dupont, creó una nueva familia de refrigerantes con características excepcionales, llamados fluorocarbonos (halocarburos), siendo compuestos sintéticos que contienen gas de fluor y cloro, además de compuestos químicos del carbón. Su fácil manejo, baja toxicidad y por ser fluidos volátiles que pueden evaporarse con relativa facilidad, descontinuaron en todos sentidos a los gases peligrosos que venían utilizándose y que no eran confiables. Quedando únicamente en uso el amoníaco anhídrido, utilizado en instalaciones industriales.

Sin embargo, por razones de costo, consumo y capacidad, la elección del refrigerante dependerá de ciertos criterios de aplicación. Dos importantes requisitos para la elección son:

1.- La rápida absorción del calor, obteniendo la temperatura requerida por la carga del producto.

2.- Usar el mismo refrigerante constantemente por razones de conocimiento del mismo y por economía.

4.3. Características de los refrigerantes

No existe un refrigerante ideal. Una sustancia refrigerante nunca podrá satisfacer todas las necesidades del hombre, así que se deberá seleccionar la sustancia que cumpla con las características adecuadas para cada sistema.

4.3.1. Calor latente de vaporización de un refrigerante

Un líquido absorberá más calor, cuanto mayor sea su calor latente de vaporización, de modo que a un gran calor latente de vaporización se necesitará circular menor cantidad de refrigerante por minuto por unidad de capacidad. (Tabla 4.1.)

Tabla 4.1. Calor latente de vaporización (L_v) de algunos refrigerantes

Refrigerante	L_v (KJ/Kg)
R717	1296.4
R22	213.12
R502	153.12
R12	157.28
R11	193.77

4.3.2. Punto de ebullición

Es necesario que su punto de ebullición sea lo suficientemente bajo para que se vaporice fácilmente, y no necesite operar a condiciones de vacío, con la posibilidad de entrada de aire al sistema, esto a presión atmosférica normal. (Tablas 4.2. y 4.3.)

Tabla 4.2. Presión de saturación del refrigerante a 35°C.

Refrigerante	Presión (bar)
R717	13.50
R502	14.50
R22	13.68
R12	8.45
R11	14.72

Tabla 4.3. Temperatura de saturación del refrigerante a 1 bar.

Refrigerante	Temperatura (Grados Celsius)
R717	-34
R502	-46
R22	-42
R12	-30
R11	+2.3

4.3.3. Punto de congelación

Debe tener un nivel en este punto, para no correr ningún peligro de congelación en la tubería del sistema.

4.3.4. Punto de licuación

Se debe convertir en líquido a una presión de condensación media, ya que a presiones de condensación demasiado altas (temperatura crítica), el vapor no puede ser condensado.

4.3.5. Calor específico

Este calor específico del líquido debe ser grande, ya que al estrangularse el líquido en el control de flujo, el líquido refrigerante debe ser enfriado a expensas de la vaporización parcial.

4.3.6. Volumen específico

Se necesita un volumen específico del vapor bajo para una máquina reciprocante, pero no lo es para una máquina centrífuga.

4.3.7. Corrosión

Debe existir una total ausencia de corrosión. Los CFC's o clorofluorocarbonos pueden ser usados en tubería de cobre, no así el amoníaco que ataca al cobre y las demás aleaciones de zinc, latón y bronce.

4.3.8. Estabilidad química

Es esencial en un compuesto, la seguridad de que en casos de presiones y temperaturas críticas, el refrigerante no se descomponga y cause molestias por una reacción química.

4.3.9. Toxicidad

No tiene que ser tóxico a los pulmones, ojos y en general a la salud. La exposición prolongada con los refrigerantes puede ocasionar riesgos graves.

En un sistema de aire acondicionado es más crítica esta característica.
(Tabla 4.4.)

Tabla 4.4. Clasificación del peligro provocado a la vida por gases y vapores.

GRUPO	DEFINICIÓN	EJEMPLOS
1	Gases o vapores que en concentraciones de ½ a 1% y exposiciones del orden de 5 minutos son letales o producen un daño serio.	Bióxido de azufre
2	Gases o vapores que en concentraciones del orden de ½ a 1% y exposiciones del orden de 30 minutos de duración son letales o producen un daño serio.	Amoniaco, bromuro de metilo
3	Gases o vapores que en concentraciones del orden de 2 a 2.5% y exposiciones del orden de 1 hora de duración son letales o producen un daño serio.	Tetracloruro de carbono, cloroformo, formiato de metilo.
4	Gases o vapores que en concentraciones del orden de 2 a 2.5% y exposiciones del orden de 1 hora de duración son letales y producen un daño serio.	Dicloroetileno, cloruro de metilo y bromuro de etilo.
Entre 4 y 5	Se clasifican como algo menos tóxicos que el grupo 4. Mucho menos tóxicos que los del grupo 4, pero algo más tóxicos que los del grupo 5.	Cloruro de metileno, cloruro de etilo. Freón 113
5a	Gases o vapores mucho menos tóxicos que los del grupo 4, pero más tóxicos que los del grupo 6.	Freón 11, Freón 22, Freón 500, Freón 502, Bióxido de carbono.
5b	Gases o vapores cuyos datos obtenibles o aprovechables indican que se clasificarían como del grupo 5a o grupo 6.	Etano, propano, butano.
6	Gases o vapores que en concentraciones hasta de un mínimo del 20% del volumen y duración de exposición del orden de 2 horas, no parece que produzcan daño.	Freón 13B1, Freón 12, Freón 114, Freón 115, Freón 13, Freón C-318

4.3.10. Fugas

Se debe tener una manera fácil de detectar una fuga, como lo pueden ser olores o por medios apropiados.

4.3.11 Disponibilidad

Debe tener un bajo costo, un fácil manejo, tanto para transportación como para su utilización.

4.3.12. Relación de refrigerante y lubricante

El refrigerante y el lubricante deben de ser miscibles, o sea, la facultad del refrigerante para disolverse en el aceite y viceversa. El refrigerante no debe ser disolvente tal que puedan perjudicar las válvulas lubricantes, el devanado u otras partes del compresor.

4.3.13. Relación de compresión

Será conveniente para una buena relación de compresión, bajas temperaturas en la descarga del compresor, para evitar una posible descomposición del refrigerante y del lubricante utilizado en el sistema.

4.4. Relación de presión y temperatura

La temperatura a la cual hierve un líquido, dependerá de la presión ejercida sobre la superficie de esa sustancia. Además de la circunstancia de si se agrega o se retira energía, de manera que para una presión de saturación dada, solo existirá una temperatura de saturación posible.

4.5. Evaporación de refrigerantes

Para analizar la evaporación de los refrigerantes podemos tomar como ejemplo el mismo recipiente que utilizamos para realizar la carga de un sistema. El refrigerante contenido esta expuesto a la temperatura ambiente

a su alrededor, quiere decir que la temperatura de saturación del refrigerante, es la equivalente a su presión, respecto a la temperatura exterior. Si abrimos la válvula del recipiente, el refrigerante contenido en el tanque, disminuirá su presión, reduciendo su temperatura de saturación, habiendo una evaporación continua. Si se usara un compresor que absorbiera ese refrigerante y al mismo tiempo inyectáramos más líquido, lograríamos una evaporación continua.

4.6. Condensación de refrigerantes

Para analizar la condensación de los refrigerantes, introducimos ahora refrigerante caliente al sistema, este aumentará la temperatura del líquido contenido, y al mismo tiempo aumentará la presión, hasta un valor mas elevado que el medio ambiente; cediendo así calor y cambiando al estado líquido del refrigerante. Si se dejara salir ese líquido alimentando al mismo tiempo con gas caliente, se lograría una condensación constante.

4.7. Refrigerante saturado

Esta etapa describe el cambio de estado de un refrigerante. Saturado es la condición de equilibrio existente entre el líquido y el gas. Bajo esta condición, la presión y la temperatura están directamente relacionados.

4.8. Refrigerante sobrecalentado

Es la parte en que después de que todo el líquido refrigerante se ha vaporizado cualquier cantidad adicional de calor, aumentará su temperatura. En estas condiciones la temperatura podrá variar independientemente de la presión del vapor.

4.9. Refrigerante subenfriado

En esta etapa, no existe vapor, únicamente líquido, el cual ha sido subenfriado por debajo de la temperatura de saturación. La temperatura de un refrigerante subenfriado, varía independientemente de la presión.

Refrigerante 22 (R-22)

El refrigerante 22 tiene un calor latente mucho mayor, y un volumen específico inferior, por lo tanto para un volumen de vapor dado de refrigerante saturado, el R-22 tendrá un efecto de refrigeración mayor.

El desplazamiento en el compresor será menor, obteniendo resultados equiparables a los del R-12, pero con menor costo.

Refrigerante 502

Al mezclar el R-22 y el R-115 se obtiene un Azeotropo. Este tiene la característica de que puede evaporarse y condensarse sin cambiar su composición.

Las características de este refrigerante, son las mismas que para el R-22 y para el R-12. Siendo líquidos a temperaturas inferiores de su punto de ebullición, transparentes, casi sin color, inodoro, no tóxico, y no es irritante si no se descompone químicamente. Son apropiados para baja y mediana temperatura.

El efecto de refrigeración tiene un impacto diferente en cada elemento del sistema por lo que se tendrán diferentes temperaturas en los mismos, dependiendo a su vez del gas refrigerante que se utilice. (Tablas 4.5. y 4.6.)

Tabla 4.5. Comparación del efecto de refrigeración

CONDICIONES DE OPERACIÓN	Temperatura de Evaporación	-29° C	-20° F
	Temperatura de condensación	43° C	110° F
	Temperatura del líquido subenfriado	-17.8° C	0° F
	Temperatura del gas de retorno	18.3° C	65° F

Tabla 4.6. Comparación del efecto de refrigeración en diversos gases.

PROPIEDADES COMPARATIVAS	SISTEMA METRICO	SISTEMA METRICO	SISTEMA METRICO	SISTEMA INGLES	SISTEMA INGLES	SISTEMA INGLES	SISTEMA INGLES	SISTEMA INGLES
	Unidades	R-12	R-22	R-502	Unidades	R-12	R-22	R-502
Presión de Evaporación	Kg/cm ²	.042	.072	.109	PSIG	0.6	10.2	15.5
Presión de condensación	Kg/cm ²	9.56	15.89	17.30	PSIG	136	226	246
Indice de compresión		9.9	9.7	8.6		9.9	9.7	8.6
Volumen específico del gas de retorno	Cm ³ /g	4.85	.405	.266	Pie ³ /libra	3.03	2.53	1.66
Efecto de refrigeración	Kcal/Kilo	96.7	131.5	87.7	BTU/pie ³	53.7	73.03	48.72
Efecto de refrigeración	Kcal/Kilo	.158	.257	.261	BTU/pie ³	17.8	28.9	29.3

Los refrigerantes de la tabla 4.7. han sido reemplazados por los mencionados en la tabla 4.8., ya que son menos dañinos a la atmósfera,

más estables químicamente, de mejor manejo, siendo mejor utilizados en sistemas de refrigeración.

Tabla 4.7. Comparación de características de gases refrigerantes

DATOS FORMULA QUIMICA	R-502	R-404A	R-507
Presión de evaporación (psig)	35.9	37.9	40.5
Presión de condensación (psig)	176.6	190.5	197.5
Densidad de vapor saturado a 5°F (-15°C) Kg/m ³	20.0	18.18	19.52
Densidad de líquido saturado a 86°F (30°C) Kg/m ³	1191.0	1022.0	1021.0
Calor latente de Vaporización a 5°F (-15°C) Kg/m ³	156.5	180.3	175.3

Tabla 4.8. Comparación de características de gases refrigerantes.

DATOS	R-12	R-134a	R-22
Fórmula Química	CCl ₂ F ₂	CF ₃ CH ₂ F	CHClF ₂
Presión de Evaporación (psig)	11.8	9.1	28.2
Presión de Condensación (psig)	93.3	97.0	158.2
Densidad del líquido saturado a 86°F (30°C) lbs/Cu. pie	80.7	74.3	73.3

DATOS	R-12	R-134a	R-22
Densidad del vapor saturado a 5°F (-15°C) 15lbs/Cu.pie	0.6859	0.5128	0.8942
Calor latente de vaporización a 5°F (-15°C) BTU/lb	68.2	89.3	93.2

CAPÍTULO V

CÁLCULO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

Se han definido brevemente los principios básicos acerca de cómo funciona y cuales son los componentes principales en el sistema de refrigeración. Para realizar el cálculo de un sistema de refrigeración comercial y en especial de un gabinete de exhibición, es necesario calcular adecuadamente las cargas térmicas que lo afectan, para tener en si la cantidad de calor a retirar. Así como también será necesario calcular temperatura de evaporación a la que se trabajará, esto es, que mientras el cliente pide una temperatura adentro del gabinete, uno como diseñador debe calcular la diferencial de temperatura entre la evaporación del gas refrigerante en el evaporador y la temperatura de centro geométrico del gabinete.

5.1. Cálculo del sistema y características del gabinete

El sistema a calcular se desarrolla a partir del sistema de solicitud de muebles refrigeradores de las compañías refresqueras, la cual se presenta por escrito y manifestando sus necesidades para su producto. A continuación se presenta un ejemplo de la forma en que las compañías refresqueras solicitan las características de operación de los muebles que enfriarán sus productos.

Generales

El gabinete deberá trabajar a tensión de 127 volts a una frecuencia de 60 Hertz.

El mueble deberá estar diseñado para operar en un rango de temperatura de 0 a 5 °C , manteniendo bebidas enlatadas o embotelladas a temperatura optima de venta, la cual varia de 3.3 a 7.2 °C.

Considerando también que el mueble se utilizará en un ambiente de 32.2 °C y 65 por ciento de humedad relativa, por lo que el mueble no deberá tener ningún problema de operación debido a las condiciones extremas.

La unidad operará a base de refrigerante 134a ecológico, y el sistema contará con una tubería de cobre, realizando su deshielo por evaporación de condensados.

Gabinete Interior

Utilizando aproximadamente 600 litros de capacidad en el interior del mueble. El gabinete trabajara por medio de aire forzado debido a que tendrá un motoventilador en la parte superior alojándose antes del evaporador creando una cortina de aire frío de arriba hacia abajo.

Su interior contará con iluminación tipo blanco frío.

Teniendo cinco parrillas multiposiciones para producto cromadas o pintadas según se solicite; y la parte inferior del mueble será de acero inoxidable.

Contará con un medallón iluminado diseñado para publicidad.

Su base vendrá equipada con cuatro niveladores atornillables.

Gabinete exterior

Contará con una puerta frontal autocerrante de cristal de manera que el producto tenga exhibición. Teniendo en la parte inferior una unidad condensadora deslizante hacia el frente con el objetivo de tener un rápido y fácil mantenimiento.

5.2. Cálculo de la carga térmica

La carga total de absorción de calor se inicia calculando el número de partes del gabinete, por lo que se divide el interior del mueble en paredes de acuerdo a las fuentes de calor. En refrigeración comercial se calcula:

- 1.- La carga que se gana en paredes del espacio enfriado.
- 2.- La carga debida al aire o por aire a través de superficies.
- 3.- Carga del producto a enfriar.
- 4.- Cargas suplementarias.

5.2.1. Cálculo de la carga térmica del gabinete

Tomando en cuenta la capacidad en litros solicitada, se diseña un mueble con medidas ajustadas en su interior, obteniendo como resultado aproximado 1510 mm de altura, 649 mm de ancho y 673 mm de profundidad. (Figura 5.1.)

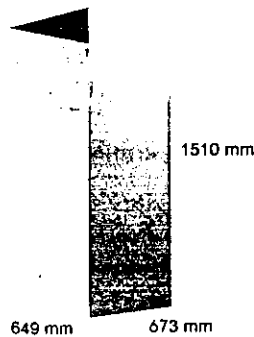


Figura 5.1. Diseño de gabinete interior para el sistema de refrigeración.

Al obtener las medidas del gabinete interior, se calcula el volumen del mismo en litros, y así se valora si es equivalente a la capacidad solicitada por el cliente.

$$\text{Volumen} = l \times l \times h$$

donde: l = lado

h = altura

$$\text{Volumen} = 649 \text{ mm} \times 673 \text{ mm} \times 1510 \text{ mm}$$

$$\text{Volumen} = 659533270 \text{ mm}^3$$

Dividiendo la cantidad obtenida entre 1×10^9 para obtener metros cuadrados en caso de ser necesarias estas unidades, y posteriormente multiplicando por mil para obtener litros:

$$\text{Volumen} = (659533270 \text{ mm}^3) / (1 \times 10^9)$$

$$\text{Volumen} = 0.65953327 \text{ m}^3$$

$$\text{Volumen} = (659533270 \text{ mm}^3) \times (1000)$$

$$\text{Volumen} = 659 \text{ litros}$$

Una vez calculado el volumen del gabinete habiendo utilizado las medidas propuestas, podemos notar que cumple satisfactoriamente con el parámetro solicitado por el cliente, con lo que podemos continuar con el cálculo.

Para obtener las cargas térmicas a eliminar en el gabinete, utilizamos la fórmula:

$$Q = m C_p (T_2 - T_1)$$

donde: Q = cantidad de calor

m = masa

C_p = Calor específico

(T₂ - T₁) = Diferencia de temperaturas

Pero antes debemos determinar las medidas del gabinete exterior, para después separar y numerar las paredes de las cuales se va a realizar el cálculo.

Estas medidas se obtienen una vez que ya se cálculo la pared interior, mas el espesor deseado de aislante. Como el aislante será de 45 mm de espesor, tenemos que las dimensiones serán:

Altura: 1.900 metros / 74 3/8"

Frente : 0.763 metros / 30"

Fondo: 0.848 metros / 33 3/4"

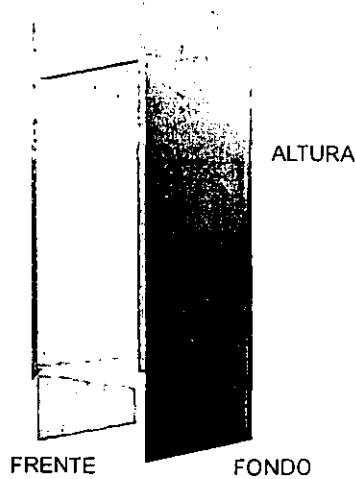


Figura 5.2. Diseño de gabinete exterior para el sistema de refrigeración.

Utilizando la siguiente formula, calcularemos el área de cada pared enumerada según la figura.

$$A = b \times h$$

donde: A = área

b = base

h = altura

Al gabinete exterior mostrado anteriormente se le omiten las tres paredes inferiores ya que no intervienen en el calculo, tomando en cuenta altura, frente y fondo. El gabinete ya delimitado se vera como lo muestra la figura 5.3.

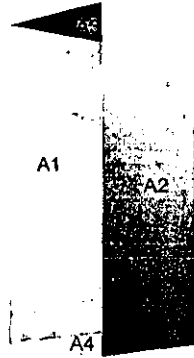


Figura 5.3. Gabinete exterior seccionado.

Al mismo tiempo dividiremos el gabinete exterior en partes para mayor facilidad en el calculo. A_1 será la pared lateral izquierda, A_2 será la pared lateral derecha, A_3 será el techo del gabinete, A_4 será el piso del gabinete y finalmente A_5 será el fondo del gabinete. Por lo que calculamos de la siguiente manera:

$$A_1 = (708\text{mm})(1600\text{mm})$$

$$A_1 = 1132800 \text{ mm}^2$$

Dividiendo esta cantidad entre 1×10^6 para convertir a metros cuadrados.

$$A_1 = 1132800 / 1 \times 10^6$$

$$A_1 = 1.1328 \text{ m}^2$$

$$A_1 = A_2 = 1.1328 \text{ m}^2$$

Dividiendo este resultado entre $(0.3048)^2$ para obtener pies cuadrados.

$$A_1 = A_2 = 1.1328 \text{ m}^2 / (0.3048)^2$$

$$A_1 = A_2 = 12.19 \text{ pie}^2$$

Repitiendo el procedimiento se calculan las demás áreas.

$$A_3 = (711\text{mm})(708\text{mm})$$

$$A_3 = 503388 \text{ mm}^2$$

$$A_3 = 503388 \text{ mm}^2 / 1 \times 10^6$$

$$A_3 = 0.5033 \text{ m}^2 / (0.3048)^2$$

$$A_3 = 5.418 \text{ pie}^2$$

$$A_3 = A_4 = 5.418 \text{ pie}^2$$

$$A_5 = (708 \text{ mm})(1600 \text{ mm})$$

$$A_5 = 1132800 \text{ mm}^2$$

$$A_5 = 1132800 \text{ mm}^2 / 1 \times 10^6$$

$$A_5 = 1.1328 \text{ m}^2 / (0.3048)^2$$

$$A_5 = 12.24 \text{ ft}^2$$

Una vez calculadas las áreas de cada pared, se suman estas para obtener el total del gabinete.

$$\text{Área total} = A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5$$

$$\text{Área total} = 12.19 \text{ pie}^2 + 12.19 \text{ pie}^2 + 5.418 \text{ pie}^2 + 5.418 \text{ pie}^2 + 12.24 \text{ pie}^2$$

$$\text{Área total} = 473456 \text{ pie}^2$$

Ya que obtenemos el área total del gabinete aplicamos la fórmula antes mencionada para la determinación de la carga térmica.

$$Q = m C_p (T_2 - T_1)$$

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

donde: A = área

U = que se compone de K/espesor del gabinete , donde K es el coeficiente de conductividad térmica que obtenemos de tablas. Dicha tabla la podemos localizar en el capítulo 3 “Carga de refrigeración” página 12-9 del manual de refrigeración Copeland.

Tabla 5.1. Transmisión de calor a través de paredes aisladas.

Aislamiento	Pulgadas de Aislamiento
Factor k 0.16 para poliuretano y poliestireno expandido	0.32 a 1.92
Factor k 0.32 para fibra de vidrio, lana, madera.	0.64 a 3.8

Mientras que el espesor del gabinete es de 45 mm, o 1.6 pulgadas.

$(T_2 - T_1)$ = Diferencia de temperaturas. La cual está dada por la resta entre la temperatura ambiente del lugar de trabajo del equipo, menos la temperatura objetivo de enfriamiento del mueble.

Que para este caso específico sería $32^\circ\text{C} - 3^\circ\text{C} = 29^\circ\text{C}$, o $89.6^\circ\text{F} - 37.4^\circ\text{F} = 52.2^\circ\text{F}$.

$$Q_1 = (12.19\text{pie}^2)(0.13/1.6)(52.2^\circ\text{F})$$

$$Q_1 = 51.70 \text{ BTU/h}$$

$$Q_1 = Q_2 = 51.70 \text{ BTU/h}$$

$$Q_3 = (5.418\text{pie}^2)(0.13/1.6)(52.2^\circ\text{F})$$

$$Q_3 = 22.97 \text{ BTU/h}$$

$$Q_3 = Q_4 = 22.97 \text{ BTU/h}$$

$$Q_5 = (12.24\text{pie}^2)(0.13/1.6)(52.2^\circ\text{F})$$

$$Q_5 = 51.912 \text{ BTU/h}$$

Sumando todas la cargas térmicas obtenidas debido a su respectiva área del gabinete.

$$Q_{fin} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5$$
$$Q_{fin} = 51.70 \text{ BTU/h} + 51.70 \text{ BTU/h} + 22.97 \text{ BTU/h} + 22.97 \text{ BTU/h} + 51.912 \text{ BTU/h}$$
$$Q_{fin} = 201.252 \text{ BTU}$$

5.2.2. Carga térmica a través del cristal

La puerta del mueble se compone de un cristal reflectivo (con la parte reflectiva hacia adentro del mueble ahogado en el paquete de aire) de 1/8 de pulgada en el exterior, seguido de un espaciador de de 1/2 pulgada, después se añade un cristal flotado de 3 milímetros al centro del paquete, continuando con otro separador de 1/2 pulgada y finalmente un cristal templado de 3 milímetros en el interior. (Figura 5.4.)



Figura 5.4. Diseño de puerta para el sistema de refrigeración.

En medio de cada cristal existe aire seco, como se aprecia en la figura 5.5. este aire servirá como aislante impidiendo la libre transmisión de calor hacia

el espacio refrigerado. El cálculo de la carga de calor a través de la puerta se realiza con la fórmula.

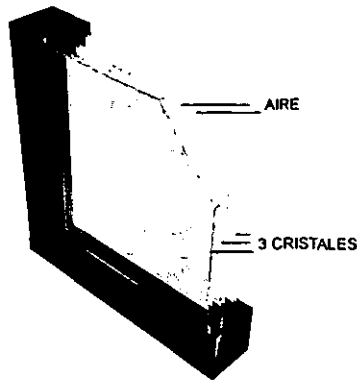


Figura 5.5. Corte de puerta.

$$Q_{puerta} = A_{puerta} \times U \times dT \times 3.41 \text{ BTU}$$

donde: Q_{puerta} = Transmisión de calor a través de la puerta en BTU's.

A = Área de la puerta en plg^2 . La cual se obtiene de la fórmula

$$A = b \times h$$

sustituyendo los valores de las dimensiones de la puerta en la fórmula

$$A = (751 \text{ mm}) (1388 \text{ mm})$$

$$A = 1042388 \text{ mm}^2$$

$$A = 1042388 \text{ mm}^2 / 1 \times 10^6$$

$$A = 1.0423 \text{ m}^2 / (0.3048)^2$$

$$A = 11.2192 \text{ pie}^2$$

U = Coeficiente de transmisión de calor del aire en contacto con la superficie del cristal, teniendo como unidades $\text{W} / \text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{K}$ en el sistema internacional y $\text{BTU plg} / \text{h } ^\circ\text{F pie}^2$.

Este factor se obtiene según la composición de los cristales, ya sea

crystal templado reflectivo, o normal. Este coeficiente se calcula con la fórmula.

$$U = K/e$$

Y los valores de “K” que es el factor de transmisión de calor en un espacio a través del aire en BTU plg / h °F pie², y “e” que es el espesor del vidrio. Estos valores están contenidos en tablas de la página 29-8 y 29-9 del Manual “ASHRAE (American Society of Heating and Air Conditioning Engineers) databook, fundamentals and equipment”.

La siguiente tabulación nos muestra los valores.

Tabla 5.2. Factores para productos de vidrio.

Para 2,3,4 y 5 cristales	e = 0.20 para valores K
Espacios de ¼ plg	0.45
Espacios de ½ plg	0.39
Espacios de ¼ plg con argón	0.41
Espacios de ½ plg con argón	0.36

Con lo que la sustitución en fórmula sería:

$$U = 0.39 / 0.20$$

$$U = 1.95 \text{ BTU} / \text{h pie}^2 \text{ °F}$$

dT = Es la diferencia de temperaturas (52.2 °F)

Sustituyendo en la fórmula de transmisión de calor a través de la puerta.

$$Q_{puerta} = (11.2192 \text{ pie}^2) (1.95 \text{ BTU / h pie}^2 \text{ °F}) (52.2 \text{ °F}) (3.41 \text{ BTU})$$

$$Q_{puerta} = 3894.22 \text{ BTU}$$

5.2.3. Carga térmica debida al producto

Es el calor que debe ser eliminado del producto a refrigerar a fin de que la temperatura del producto baje a nivel deseado. El producto a enfriar es la otra carga importante a abatir, por lo que su cálculo debe ser bien realizado. Se realizará la prueba con latas de 12 onzas. El cálculo se realiza aplicando la siguiente fórmula:

$$Q_{latas} = (W_{alum} \times Cp_{alum}) + (W_{agua} \times Cp_{agua}) (n_{latas} \times T_2 - T_1)$$

donde: Q_{latas} = Carga térmica de las latas. La prueba se realizará con latas ya que así será uniforme el arreglo de producto para el cálculo.

W_{alum} = Peso del aluminio. Que para una lata el peso del aluminio es 0.33 libras

Cp_{alum} = Peso específico del aluminio. Siendo su valor 0.214 BTU/lb°F.

W_{agua} = Peso del agua. El cual es 0.86 lb.

Cp_{agua} = Peso específico del agua. Que para el agua es 1 BTU/lb°F

n_{latas} = Número de latas. Siendo para nuestro diseño 504 latas.

$(T_2 - T_1)$ = Diferencia de temperaturas

$$Q_{latas} = (0.33 \text{ lb} \times 0.214 \text{ BTU/lb}^\circ\text{F}) + (0.86 \text{ lb})(1 \text{ BTU/lb}^\circ\text{F})(504 \text{ latas} \times 52.2 \text{ °F})$$

$$Q_{latas} = 22,811.36 \text{ BTU}$$

5.2.4. Carga térmica de motores y lámparas

Esta carga térmica aplicada en el mueble es casi despreciable, debido a la poca cantidad de calor que desprenden de sus cuerpos funcionando dentro del espacio refrigerado.

Para el cálculo de carga térmica aplicada en los motores, se utiliza en primer lugar la fórmula para el cálculo de la cantidad de calor del motor.

$$Q_m = \text{Watts}_m \times K$$

donde: Q_m = Cantidad de calor disipado por del motor.

Watts_m = watts del motor a calcular. Teniendo un motor de 1/70 h.p.
calculamos su valor en Watts.

K = coeficiente de transmisión de calor en un espacio a través del aire.

Para obtener el valor en watts de la potencia del motor, se aplica la relación

$$1 \text{ HP} = 746 \text{ Watts}$$

$$\text{Watts} = (1/70 \text{ h.p.})(746 \text{ Watts})/ 1 \text{h.p.}$$

$$\text{Watts} = 10.652855 \text{ Watts}$$

Aplicando la formula de la cantidad de calor.

$$Q_m = (10.6528 \text{ Watts})(3.41 \text{ BTU/h})$$

$$Q_m = 36.34 \text{ BTU}$$

Para las luces o lámparas, se multiplican los Watts de la o las lámparas utilizadas en el interior del mueble o espacio refrigerado.

$$Q_L = \text{Watts}_L \times K$$

Donde: Q_L = Cantidad de calor disipado por las luces.

Watts_L = Cantidad de Watts de las lámparas.

K = coeficiente de transmisión de calor en un espacio a través del aire.

$$Q_L = (17 \text{ Watts}) (3.41 \text{ BTU/h})$$

$$Q_L = 57.97 \text{ BTU}$$

5.2.5. Carga térmica total

La suma de todas las cargas térmicas calculadas anteriormente nos dará la carga térmica total a eliminar por el mueble. Y la obtendremos de la siguiente formula.

$$Q_{Tot} = Q_{fin} + Q_{vidrio} + Q_{latas} + Q_m + Q_L$$

$$Q_{tot} = 201.252 \text{ BTU} + 3894.22 \text{ BTU} + 22,811.36 \text{ BTU} + 36.34 \text{ BTU} \\ + 57.97 \text{ BTU}$$

$$Q_{tot} = 27001.1500 \text{ BTU}$$

CAPÍTULO VI

SELECCIÓN DEL EQUIPO DE REFRIGERACIÓN

6.1. Capacidad requerida por el compresor.

La capacidad requerida por un compresor es necesaria para iniciar toda la selección del sistema de refrigeración, debido a que la mayoría de los componentes del sistema se tabulan a partir de esta capacidad.

Esta capacidad se obtiene dividiendo la cantidad de calor total del sistema entre el número de horas diarias de trabajo del compresor.

En nuestro caso el compresor el compresor trabajará 18 horas diarias, por lo que el cálculo sería:

$$C_c = Q_{\text{tot}} / h_{\text{trab}}$$

donde: C_c = Capacidad requerida por el compresor en BTU's.

Q_{tot} = Carga térmica total del sistema en BTU / h

h_{trab} = Horas de trabajo diarias en horas.

Por lo que:

$$C_c = 27001.1500 \text{ BTU} / 18 \text{ h}$$

$$C_c = 1500.06388 \text{ BTU} / \text{h}$$

6.1.1. Criterio de selección del compresor.

Una vez que se obtiene la capacidad requerida por el compresor, la selección del mismo se realiza a partir de tablas que tabulan la temperatura de evaporación deseada contra la capacidad de calor requerida por el compresor. Los fabricantes de compresores distribuyen estas tablas aportando de manera sencilla la selección de sus productos.

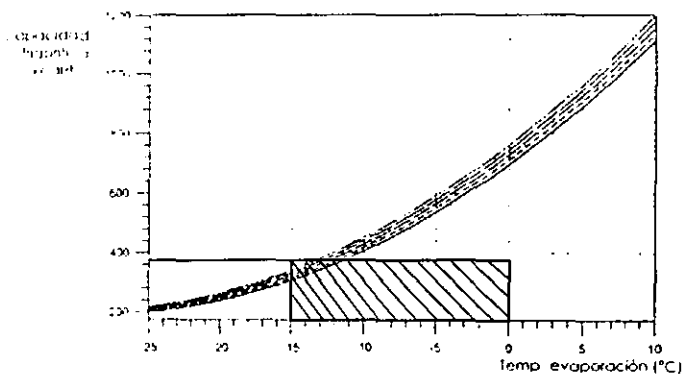
En la tabla 6.1 se puede identificar que la capacidad de calor requerida por el compresor esta tabulada en kilocalorías, por lo que para nuestro cálculo tendremos que obtener nuestra capacidad en estas unidades, estas

unidades las conseguimos multiplicando por 0.252 que es un factor de conversión convencional para registrar estas unidades.

$$C_c = (1500.06388 \text{ BTU / h}) (0.252)$$

$$C_c = 378.0161 \text{ Kcal / h}$$

Una vez que calculada la capacidad del compresor usamos la figura 6.1., en la cual encontramos tabuladas en el eje de las ordenadas las capacidades, en donde colocamos nuestra capacidad, trazando una línea horizontal hasta llegar a cruzar con las líneas de abscisas, que marcan las temperaturas de evaporación que tendremos. Nuestro sistema trabajará con temperaturas de evaporación de entre -15 y 0 grados Celsius, por lo que trazamos un campo en el cual operará nuestro compresor.



Grafica 6.1. Selección de un compresor de 11 cm^3 de desplazamiento.

El método anterior nos permite seleccionar un compresor de 11 cm^3 de desplazamiento, debido a que su campo de operación es adecuado a las necesidades de nuestro sistema. Esto lo podemos visualizar, ya que en el eje de las abscisas tenemos el parámetro de operación de 0° C a -15° C de temperatura de evaporación y en las líneas ascendentes se marca la

capacidad frigorífica del compresor, con el campo de intervalo atravesamos las líneas de temperatura de condensación a la que trabajará el sistema, siendo la línea continua 60° C, y las siguientes líneas 55° C, 50° C, 45° C y 40 ° C la última línea punteada, analizando al mismo tiempo que el trabajo del compresor será correcto, debido a que en 0° C de temperatura de evaporación estará trabajando a su máxima capacidad de absorción de calor, y en -15° C su trabajo será a menor capacidad de absorción de calor, pero al llegar a esta temperatura de evaporación, el gabinete ya estará frío, por lo que será menor la necesidad del abatimiento de temperatura para el compresor.

La ubicación de este elemento será en la parte inferior del gabinete exterior.

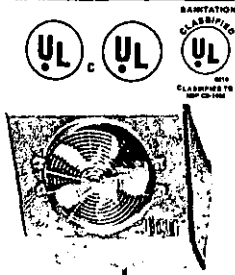
6.2. Selección de los componentes del sistema.

6.2.1. Selección del evaporador

Para realizar la selección de un evaporador necesitamos conocer una vez mas la capacidad requerida por el compresor, la cual ya tenemos calculada. Después de tener este calculo, requerimos de tablas de selección de evaporadores. Nosotros utilizaremos las tablas de serpentines aletados en aluminio, de trabajo a media temperatura encontrados en el manual y por conocimiento general encontrado en el manual de procesos de Refrigeración Ojeda S.A. de C.V. tenemos que se debe seleccionar un serpentín de un 5% mas de la capacidad requerida por el compresor, por lo que para el calculo tenemos:

Tabla 6.1. Selección para evaporadores.

EVAPORADORES PARA "REACH IN"



CONSULTE EL BOLETIN 104
PARA MAS INFORMACION

EL MODELO C es el evaporador ideal para vitrinas refrigeradas. Se instala en la parte superior del refrigerador, lo cual permite descargar el aire frío, hacia la pared trasera. Dado que el aire circula en esta dirección, éste no se proyecta sobre el producto sino que se dispersa por la pared trasera, cubriendo ligeramente el producto al regresar al evaporador. De esta manera se mantiene una temperatura uniforme en todo el refrigerador. Esto también contribuye a reducir grandemente tanto la condensación sobre la puerta como la pérdida de refrigeración, ya que al salir el aire, éste no se proyecta sobre las puertas. Resulta más fácil la instalación mediante la utilización de soportes de aluminio que automáticamente colocan al evaporador, dejando una distancia adecuada en relación con la pared trasera. La válvula de expansión se encuentra dentro del evaporador, quedando oculta. El modelo C puede obtenerse con un serpentín BOHN-KOTESM que lo protege contra la corrosión.

Modelo No.	kcal/hora (5.55 °C DT)	m ³ /min	Info. motor 115/180*	Dimensiones (cm)			Conexiones (pulgadas)			Peso aprox. enlb/que
				#	APC**	L	H	A	Líquido	
C 13	328	6.65	1 1.0	36.20	22.54	34.93	1/2 F	3/8 DI	1/2 DE	7.28
C 17	428	7.06	1 1.0	43.82	22.54	34.93	1/2 F	3/8 DI	1/2 DE	7.71
C 23	580	7.50	1 1.0	57.79	22.54	34.93	1/2 F	3/8 DI	1/2 DE	9.98
C 30	756	13.59	2 2.0	70.49	22.54	34.93	1/2 F	1/2 DI	1/2 DE	12.25
† C 43	1084	14.72	2 2.0	96.36	22.54	34.93	1/2 F	1/2 DI	1/2 DE	18.14

*208-230 Volts son opcionales.
**APC=Amps. a plena carga.

† El modelo 43 usa válvula de expansión con igualador externo.

Sabemos que la capacidad requerida por el compresor es:

$C_c = 378.0161 \text{ Kcal / h}$, y nosotros necesitamos calcular un 5% mas de este valor por lo que multiplicamos este valor por 0.05.

$$(378.0161 \text{ Kcal / h}) (0.05) = 18.9 \text{ Kcal / h}$$

Y sumando esta cantidad a la capacidad requerida por el compresor obtenemos la capacidad requerida por el evaporador.

$$C_e = 378.0161 \text{ Kcal / h} + 18.9 \text{ Kcal / h}$$

$$C_e = 396.9 \text{ Kcal / h}$$

Analizando la tabla 6.2. requerimos de un evaporador de 428 Kcal / h.

Su ubicación será en la parte superior del gabinete interior.

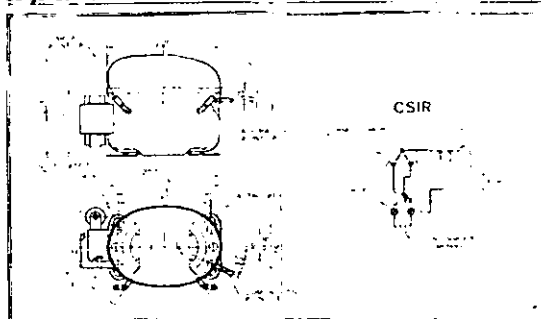
6.2.2. Selección de condensador

En el caso de la selección del condensador, partimos de la potencia de motor del compresor, que la obtenemos de la tabla de especificaciones técnicas Electrolux Compressors del compresor seleccionado. Podemos

ver en la tabla 6.3. que tenemos aproximadamente 0.25 caballos de fuerza (¼ h.p.). Y según lo establecido en el manual de procesos de Refrigeración Ojeda S.A. de C.V. que nos dice que se necesita seleccionar un condensador con 30% mas de capacidad condensadora en comparación con la capacidad del evaporador.

Tabla 6.2. Características técnicas del compresor.

Electrolux COMPRESSORS		GK11TR 115-127V~60Hz HM-F VE01	
Aplicación			
Rendimiento Nominal			
		Ciclo C	Ciclo D
Condiciones de ensayo			
Datos Compresor			
Datos Motor			
Componentes Eléctricos			
Carga de Aceite			



F.T. GK11TR12

Para obtener la capacidad se multiplica por 0.30 el valor obtenido en la capacidad del evaporador.

$$(396.9 \text{ Kcal / h}) (0.30) = 119.07 \text{ Kcal / h}$$

Y sumando esta cantidad a la capacidad requerida por el evaporador obtenemos la capacidad necesaria del condensador.

$$C_{\text{cond}} = 396.9 \text{ kcal / h} + 119.07 \text{ Kcal / h}$$

$$C_{\text{cond}} = 515.97 \text{ Kcal / h}$$

Utilizando la tabla del manual Facematic de Industrias Face seleccionaremos el modelo CCDE-14-S, que es el condensador que cumple con nuestras necesidades.

Tabla 6.3. Tabulación para la selección de condensadores.

MODELO COND./U. HERMETICAS	CAPACIDAD C. F. (H. P.)	NUMERO DE TUBOS	NUMERO HILERAS	ALTO	LARGO	ANCHO
				CENTIMETROS		
CCD-15-C	1/5 o 1/5	16	2	21.5	27.2	9.7
CD - 14-P	1/4	20	2	26.5	31.5	9.5
CD - 14-S	1/4	20	2	26.5	31.5	9.5
CCD-14-P	1/4	20	2	26.5	31.5	9.5
CCD-14-S	1/4	20	2	26.5	31.5	9.5
CCDE-14-P	1/4	20	2	26.5	31.5	9.5
CCDE-14-S	1/4	20	2	26.5	31.5	9.5
CD - 13-P	1/3	30	3	26.5	31.0	11.2
CD - 13-S	1/3	30	3	26.5	31.0	11.2
CCD-13-P	1/3	30	3	26.5	31.0	11.2
CCD-13-S	1/3	30	3	26.5	31.0	11.2
CCDE-13-P	1/3	30	3	26.5	31.0	11.2
CCDE-13-S	1/3	30	3	26.5	31.0	11.2
CCD-12-P	1/2	40	4	26.5	31.0	15.3
CCD-12-S	1/2	40	4	26.5	31.0	15.3
CCDE-12-P	1/2	40	4	26.5	31.0	15.3
CCDE-12-S	1/2	40	4	26.5	31.0	15.3

6.2.3. Selección del tubo capilar.

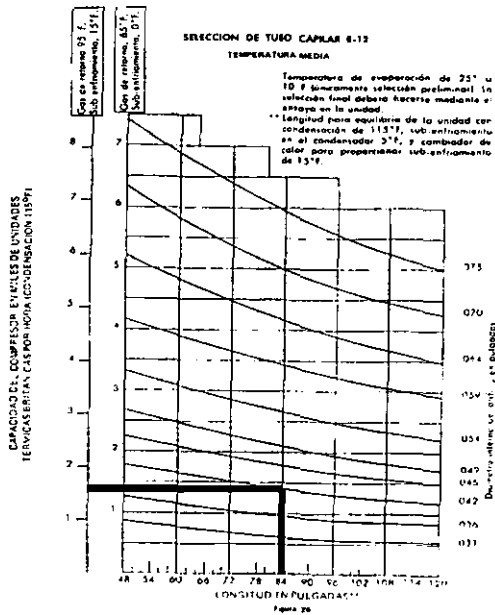
La selección del tubo capilar es complicada de realizar debido a la variación en su comportamiento, ya que al variar tanto su diámetro de paso y su longitud se obtienen resultados de operación distintos en el sistema, por lo

que después de su selección se tiene que realizar una rigurosa prueba de funcionamiento para verificar su correcta selección.

Para la selección de tubos capilares existen tablas que tabulan la capacidad del compresor en BTU's por hora, longitud del capilar en pulgadas y el diámetro del orificio interno. Un ejemplo de estas tablas se encuentran en el manual de refrigeración Copeland, y a su vez se muestra en la tabla 6.5., con la cual realizaremos la selección del tubo capilar para el sistema.

Antes que nada seleccionamos la tabla indicada, la cual será para trabajar con gas R-12 debido a que es muy similar al gas R-134a, que opera a media temperatura y con temperaturas de operación adecuadas a nuestro sistema. Todo se inicia tomando la cantidad de BTU's que tiene de capacidad el compresor, como vemos en la gráfica, esta cantidad esta tabulada en miles de BTU's, con lo que buscamos en la gráfica los 1500 BTU's que tenemos de capacidad del compresor, y a partir de este valor trazamos una línea horizontal hasta cruzar con la línea curva descendente, la cual nos marca el valor del diámetro interno del orificio del capilar, en este caso el valor esta marcado en pulgadas. Al cruzar las dos líneas anteriores, trazamos una línea vertical descendente hasta llegar al eje que marca la longitud en pulgadas del capilar.

Tabla 6.4. Selección del tubo capilar para media temperatura.



Una vez realizado el procedimiento de selección, podemos ver que el resultado es un capilar de 0.042 pulgadas con 84 pulgadas, que para términos de sistemas de refrigeración se expresa en 0.042' x 7", que quiere decir 0.042 pulgadas de diámetro interior con 7 pies de largo, que se obtienen de dividir 84 entre 12, ya que un pie equivale a 12 pulgadas. Con esto nuestro sistema trabajará al inició pero es necesario realizar pruebas de funcionamiento para verificar su buen desempeño.

6.2.4. Selección de la carga del gas refrigerante

En el caso del gas refrigerante el cliente nos solicita que el diseño sea basado en gas 134a. Lo que nos proporciona el inicio de la carga del gas refrigerante en el sistema. Con ayuda del manual de procesos de Refrigeración Ojeda S.A. de C.V. seleccionaremos la carga del gas refrigerante.

La carga del gas refrigerante se realiza con ayuda de elementos extra, como lo son válvulas de paso de gas refrigerante, cámara de intercambio con manómetros de alta y baja presión (manifold), un manómetro de alta presión, mangueras de presión con conexiones hembra y macho, báscula y un tanque con gas refrigerante 134a.

Como primer paso conectamos una manguera que vaya desde el tanque con gas refrigerante hasta la entrada común del manifold, y otra manguera que vaya desde la salida del manómetro de baja presión hasta la válvula de presión que estará soldada en la entrada de servicio del compresor. Después conectamos el manómetro de alta presión en la salida de alta presión del sistema, que irá soldada después de la salida del condensador. El siguiente paso es conectar la báscula a la corriente eléctrica y subir el tanque de gas refrigerante; teniendo conocimiento previo del peso en vacío del tanque, observamos el contenido del mismo para que una vez que se abran las llaves de paso del tanque y del manifold, verifiquemos la cantidad de gas refrigerante que entre al sistema. Para determinar cuanto gas refrigerante dejaremos entrar utilizaremos una tabla de presión-temperatura de gases refrigerantes (tabla 6.5.), en este caso el gas 134a, y si necesitamos que nuestro evaporador inicie su funcionamiento a -10° C, ubicaremos en la tabla la presión de alta y baja presión a -10° C, y una vez teniendo las presiones dejaremos entrar gas al sistema de refrigeración para obtener en nuestros manómetros de alta y de baja dichas presiones.

El peso que se descuenta en la báscula con respecto al inicial será la carga que llevará el sistema. Este método deberá ser realizado a una temperatura mayor a los 26 grados Celsius, y después deberá ser verificada con una prueba de funcionamiento a temperatura controlada, pues solo de esta

Tabla 6.5. Tabulación de presión y de temperaturas para gases refrigerantes.

TABLA DE PRESION DE TEMPERATURAS

TEMP °C	TEMP °F	113	141b	123	11	114	124	134a	12	500	27	502	125	143a	128	32i	13	23	603
90.1	150.0																		
85.5	140.0																		
90.1	150.0																		
85.5	140.0																		
84.4	120.0																		
78.8	150.0																		
73.3	100.0																		
67.7	90.0																		
62.2	80.0																		
56.6	70.0	29.7	29.7	29.7	29.7	29.7	29.7	29.7	29.7	29.7	29.7	29.7	29.7	29.7	29.7	29.7	29.7	29.7	29.7
51.1	60.0	29.7	29.5	29.4	29.1	29.0	29.7	21.5	19.0	17.0	11.9	7.2	7.0	3.1	1.1	43.9	52.0	87.3	
45.5	50.0	29.6	29.3	29.2	28.5	27.1	24.1	18.6	15.4	12.8	6.1	6.2	6.0	2.4	5.9	57.6	88.7	86.1	
40.0	40.0	29.4	29.0	28.6	28.3	28.1	22.0	14.7	11.0	8.6	6.1	4.8	7.1	11.8	13.3	88.4	101.8		
37.2	35.0	29.3	29.8	28.6	26.0	25.4	20.7	12.3	8.4	4.6	7.6	8.5	7.5	10.1	15.2	87.7	99.4	119.9	
34.4	30.0	29.2	29.6	28.3	27.7	24.7	19.3	9.7	5.5	1.2	4.9	9.2	10.4	13.2	18.9	91.8	111.3	132.8	
31.6	25.0	29.1	29.5	28.1	27.4	23.8	17.5	8.6	4.3	1.7	7.5	11.7	13.6	18.6	22.8	90.7	124.1	144.7	
28.8	20.0	29.0	29.1	27.7	26.9	22.9	15.3	9.5	6.1	3.2	10.2	15.3	17.0	20.2	27.5	112.5	137.8	181.4	
26.1	15.0	28.8	27.7	27.3	26.5	21.8	13.9	10.5	7.5	5.4	13.2	18.8	20.8	24.3	32.4	123.8	152.5	173.1	
23.3	10.0	28.6	27.3	26.8	25.9	20.6	11.8	12.0	4.5	7.8	16.5	22.6	25.0	28.8	37.8	136.1	168.2	193.9	
20.5	5.0	28.4	26.3	26.4	25.3	19.3	9.1	4.1	6.7	10.4	20.1	28.7	29.5	33.4	43.5	148.1	185.0	211.6	
17.7	0.0	28.1	26.4	25.8	24.6	17.8	8.4	0.5	9.2	13.3	24.0	31.1	34.3	38.6	49.8	162.9	203.0	230.5	
15.0	-5.0	27.8	25.5	25.2	23.9	16.2	3.4	9.1	11.8	16.4	28.3	35.9	39.5	44.1	58.6	177.4	222.0	250.5	
12.3	-10.0	27.5	25.2	24.5	23.0	14.4	0.1	12.0	14.4	19.7	32.8	41.0	45.1	50.2	63.9	183.8	242.4	271.3	
9.4	-15.0	27.1	24.5	23.7	22.1	12.4	1.7	15.1	17.7	23.1	37.8	46.5	51.2	56.6	71.8	208.1	263.9	294.1	
6.6	-20.0	26.7	23.7	22.8	21.0	10.2	3.7	18.4	21.7	27.2	43.7	52.5	57.7	63.6	80.2	226.3	288.5	317.8	
3.8	-25.0	26.2	22.8	21.8	19.6	7.8	5.9	22.1	24.6	31.4	48.8	58.6	64.6	71.1	89.3	244.4	311.2	342.8	
1.1	-30.0	25.7	21.8	20.7	18.5	5.1	8.1	26.1	28.5	36.0	54.9	65.6	72.0	79.1	99.0	283.5	337.1	369.3	
1.4	-35.0	25.1	20.7	19.5	17.1	2.7	10.6	30.4	32.8	40.8	61.5	72.8	79.9	87.7	109.4	283.6	364.5	397.2	
4.8	-40.0	24.4	19.5	18.1	15.5	0.4	13.1	35.0	37.0	46.0	66.5	80.5	88.3	96.9	120.5	304.8	383.5	426.8	
7.2	-45.0	23.7	18.1	16.6	13.8	2.1	16.2	40.0	41.7	51.6	75.1	89.7	97.3	106.7	132.4	327.1	424.3	465.5	
10.0	-50.0	22.9	16.7	15.0	12.0	3.9	19.4	45.4	46.7	57.5	84.1	97.4	106.8	117.1	145.0	350.4	457.0	490.2	
12.2	-55.0	21.9	15.1	13.1	9.9	5.9	22.8	51.2	51.1	63.8	97.6	106.6	116.9	128.2	158.4	375.0	491.8	524.5	
15.5	-60.0	20.9	13.4	11.1	7.1	8.1	26.1	57.4	57.8	70.6	107.6	116.6	127.6	140.0	173.8	400.9	528.3	560.7	
18.3	-65.0	19.8	11.5	9.0	5.3	10.3	30.4	64.0	63.8	77.7	111.3	126.7	139.0	151.5	187.7	428.1	567.3	598.4	
21.1	-70.0	18.6	8.4	6.4	2.7	12.7	34.6	71.1	70.2	85.3	121.4	137.8	151.0	165.7	202.7	456.8	608.7		
23.8	-75.0	17.2	7.2	4.1	0.1	15.3	39.1	78.6	77.0	93.4	132.7	149.1	163.7	179.7	220.6	487.2	652.7		
26.6	-80.0	15.8	4.8	1.1	6.6	18.2	43.9	85.7	84.2	101.9	143.7	161.2	177.1	194.5	238.5	518.4			
29.4	-85.0	14.2	2.3	0.9	3.7	21.7	49.0	95.2	91.7	110.9	155.7	174.0	191.3	212.2	257.4				
32.2	-90.0	12.4	0.2	2.5	4.9	24.4	54.4	104.3	99.7	120.5	168.4	187.4	206.2	226.7	277.3				
35.0	-95.0	10.5	1.7	4.2	6.8	27.8	60.2	113.9	106.2	130.5	181.8	201.4	222.0	244.1	298.4				
37.7	-100.0	8.5	3.7	6.1	8.8	31.4	66.3	124.1	117.0	141.1	196.0	216.2	238.8	267.4	320.5				
40.5	-105.0	6.2	4.8	8.1	10.9	35.3	72.8	134.9	126.4	152.2	210.8	231.7	256.1	281.6	343.8				
43.3	-110.0	3.8	6.6	10.2	13.2	39.4	79.7	146.3	136.2	163.9	226.4	247.9	274.6	301.8	368.2				
46.1	-115.0	1.7	8.4	12.8	16.7	43.8	87.0	158.4	146.5	176.3	242.8	264.9	294.0	323.1	393.9				
48.8	-120.0	0.7	10.4	15.0	19.3	48.4	94.7	171.1	157.3	189.2	260.0	287.7	314.4	346.3	420.9				
51.6	-125.0	2.2	12.4	17.7	23.1	53.3	102.8	184.5	168.4	202.7	278.1	307.3	335.9	368.7	449.2				
54.4	-130.0	3.8	14.5	20.5	26.4	58.4	111.4	198.7	180.5	216.9	297.0	320.6	348.6	393.1	478.9				
57.2	-135.0	5.5	16.9	23.5	27.1	63.9	120.4	213.5	192.9	231.6	316.7	347.2	362.4	418.6	510.0				
60.0	-140.0	7.3	19.3	26.7	30.9	69.8	129.9	229.2	205.5	247.4	337.4	362.6	407.5	445.4	542.5				
62.7	-145.0	9.2	21.8	30.1	34.6	75.6	139.9	247.6	219.5	263.1	359.1	388.9	423.9	473.3	576.5				
65.5	-150.0	11.3	24.4	33.8	37.7	82.0	150.4	267.8	231.7	280.1	381.7	409.4	461.7	507.4	612.1				

manera se determinara la correcta selección de la carga de gas refrigerante y por lo tanto el funcionamiento del sistema.

6.2.5. Selección de la tubería

La selección de la tubería se realiza de acuerdo a lo solicitado por el cliente, y en este caso será de cobre. Las dimensiones de dicha tubería serán seleccionadas de acuerdo a las necesidades de los componentes del mismo sistema. Iniciando por el compresor, que en su entrada de retorno del sistema cuenta con una dimensión interior de 5/16" de diámetro, lo que nos da a entender que debemos utilizar esta dimensión. Este tubo conectará en su otro extremo con la salida del evaporador, que de igual manera cuenta con un diámetro de 5/16", por lo que deberá ser expandido este extremo

del tubo. En cuanto a su longitud, el mismo mueble nos dará la medida, que de acuerdo al mueble diseñado será de 1850 milímetros o 1.85 metros. Los demás tubos conectarán en la salida y entrada del condensador y uniones de los elementos de la unidad condensadora.

6.2.6. Ubicación de cada componente del sistema de refrigeración en el gabinete diseñado.

Una vez hecha la selección del sistema de refrigeración, se sitúa cada uno de sus componentes en el gabinete diseñado.

En la figura 6.2. se encuentran señalados cada uno de los elementos del sistema de refrigeración, ubicando el evaporador en la parte alta del mueble debido a que con ayuda de un motor ventilador guiara el aire existente en el gabinete hacia la parte superior, pasando a través del evaporador que a su vez esta lleno de gas refrigerante, produciéndose un efecto refrigerante, haciendo que el aire frío baje por gravedad enfriando a su vez el producto existente en el gabinete.

El compresor y el condensador están ubicados en la parte inferior del gabinete, aislados totalmente del espacio refrigerado, y totalmente ventilados con la ventaja de poder disipar el calor generado por el mismo compresor y por el calor absorbido por el evaporador.

En la figura 6.3. se encuentran localizadas cubiertas postizas para publicidad, la tolva superior para mejor absorción de aire hacia el evaporador, la puerta de cristal de fácil acceso, y el frente inferior con rejillas para llevar aire hacia el condensador y a su vez al compresor.

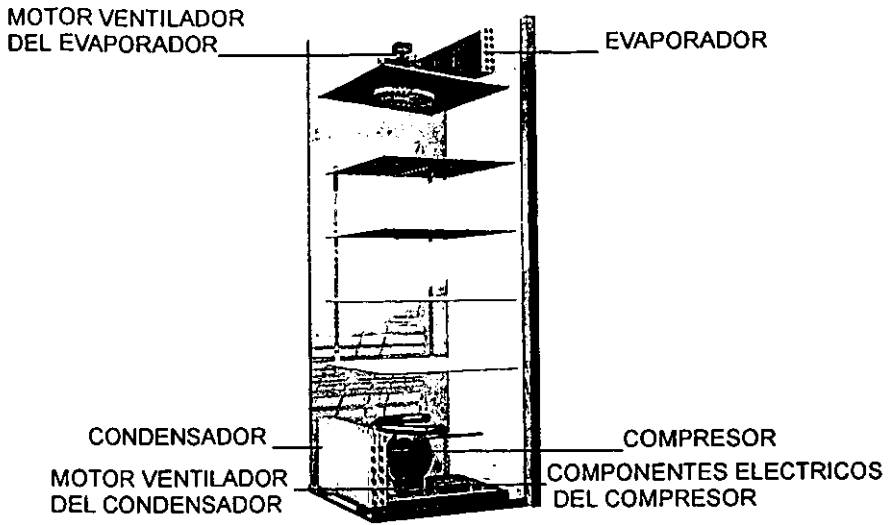


Figura 6.2. Corte del gabinete, ilustrando la ubicación del sistema de refrigeración.

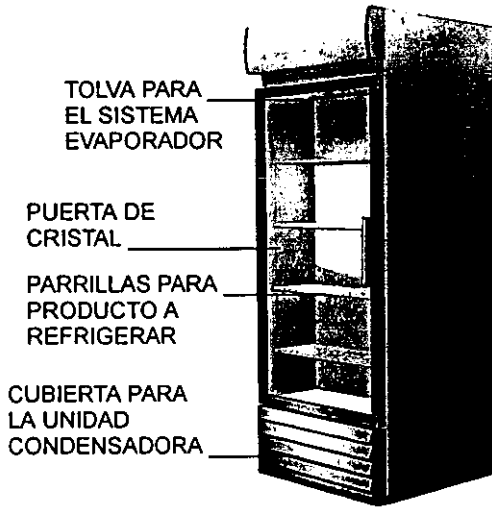


Figura 6.3. Diseño final del exterior del gabinete.

CONCLUSIONES

En la actualidad, es de gran importancia el conocimiento de la maquinaria que trabaja en nuestro entorno, así como su forma de operación. Por lo que el desarrollo de manuales y descripciones de trabajo de los equipos son de vital importancia para el mejor aprovechamiento de los mismos, además de conocer su funcionamiento interno.

Es por eso que el desarrollo detallado del funcionamiento de un sistema de refrigeración, aporta grandes beneficios tanto en la industria como en la vida diaria, ya que a corto o largo plazo todos necesitamos de un ambiente controlado para diversas finalidades.

Cuando hablamos de un sistema de refrigeración para un refrigerador del tipo comercial, debemos de tomar en cuenta que en la mayor parte de los casos operara en condiciones extremas, por lo que para su posible aprovechamiento y en dado caso para su mantenimiento, es necesario conocer a la perfección su funcionamiento. Y ya que en la mayoría de los casos el mantenimiento de estos equipos lo realizan personas externas, la ventaja de conocer nuestro equipo y sus posibles fallas nos dará la ventaja de evitar abusos del personal de servicio.

Conociendo la operación del equipo y en el caso de que este deje de funcionar o enfriar, podremos realizar sin temor alguno un chequeo básico, y en el caso de que se cuente con instrumentos adecuados, poder realizar una verificación mas a fondo. Lo anterior no solo se podría aplicar a un equipo comercial, sino también a un equipo doméstico ya que los principios de refrigeración son los mismos, y con esto aprovechar de manera útil en nuestra vida diaria una serie de conocimientos.

BIBLIOGRAFÍA

FUNDAMENTOS DE CALEFACCIÓN, VENTILACIÓN Y AIRE
ACONDICIONADO

Raymond Haurella

Editorial McGraw Hill

1era edición 1989

PRINCIPIOS DE REFRIGERACIÓN

Roy J. Dossat

Editorial CECSA

México 1989

FRIO INDUSTRIAL: FUNDAMENTOS, DISEÑO Y APLICACIONES

P.C. Koelet

Editorial A.M.V. ediciones

México 1997

COPELAND REFRIGERATION MANUAL

Copeland corporation

Propiedad literaria

Sidney, Ohio

Manual de refrigeración

ASHRAE, American Society of Heating, Refrigeratin and Air conditioning
Engineering, guide and databook, fundamentals and equipment

U.S.A. 1997

Manual de refrigeración
FACEMATIC
Industrias FACE S.A. de C.V.

Manual de
ENCICLOPEDIA DE LAS CIENCIAS LAROUSSE
Aplicaciones de la Física
Volumen 2 p.p. 186
Editorial Larousse
México 1979

PRINCIPIOS DE REFRIGERACIÓN
Editada por GENETRÓN QUMICOBÁSICOS S.A. de C.V.

CELSIUS REFRIGERATION. SIN LÍMITES
Publicación Inalba Didactic S.C.
Año 1 num. 1
Octubre de 1994

UNIDADES CONDENSADORAS Y SU SELECCIÓN
Friomold S.A. de C.V.
Editado en 1995

BOLETÍN TERMÓMETRO
Sicom
Editado en 1994

HERMETIK COMPONENTES PARA REFRIGERACIÓN

Cátalogo H

Editado en 1994

RUSSELL ENGINEERING MANUAL

South Berry Street California

1994

INDUSTRIA ALIMENTARIA

Alfa editores técnicos S.A. de C.V.

Mayo-junio de 1998

FUNDAMENTOS DEL AIRE ACONDICIONAMIENTO DEL AIRE

Carrier air conditioning company

Chapter 3

Copyright 1962

REFRINOTILIAS AL AIRE

B.M.C. S.A. de C.V.

Volumen XIV

Editado en 1999

Apéndice A

Unidades y conversiones.

Temperatura

Escala	K	°C	°R	°F
Kelvin	x	$x - 273.15$	$1.8x$	$1.8x - 459.67$
Celsius	$x + 273.15$	X	$1.8x + 491.67$	$1.8x + 32$
Rankine	$x/1.8$	$(x - 491.67) / 1.8$	x	$x - 459.67$
Fahrenheit	$(x + 459.67) / 1.8$	$(x - 32) / 1.8$	$(x + 459.67) / 1.8$	x

Energía

BTU	lb pie	Caloría	Joule Watt x segundo	Watt x hora
1	778.17	251.9958	1055.056	0.293071
1.2851×10^{-3}	1	0.32383	1.355818	3.76616×10^{-4}
3.9683×10^{-3}	3.08803	1	4.1868	1.163×10^{-3}
9.4782×10^{-4}	0.73756	0.23885	1	2.7778×10^{-4}
3.41214	2655.22	859.85	3600	1

Presión

psi lb/plg ²	plg. de agua a 15.5 °C	plg. de mercurio a 0 °C	Atmósferas	plg. de mercurio a 0° C	bar	kgf/cm ²	pascal
1	27.708	2.0360	0.068046	51.715	0.068948	0.07030696	6894.8
0.036091	1	0.073483	2.4559×10^{-3}	1.8665	2.4884×10^{-3}	2.357×10^{-3}	248.84
0.491154	13.309	1	0.033421	25.400	0.033864	0.034532	3386.4
14.6960	407.19	29.921	1	760.0	1.01325	1.03323	1.01325×10^5
0.0193368	0.53578	0.03937	1.3157×10^{-3}	1	1.3332×10^{-3}	1.395×10^{-3}	133.32
14.5038	401.86	29.530	0.98692	750.062	1	1.01972	10^5
14.223	394.1	28.959	0.96784	735.559	0.980665	1	9.80665×10^4
1.45038×10^{-4}	4.0186×10^{-3}	2.953×10^{-4}	9.8692×10^{-6}	7.50×10^{-3}	10^{-6}	1.01972×10^{-5}	1

Densidad

Lb/pie ³	lb/gal	g/cm ³	kg/m ³
1	0.133680	0.016018	16.018463
7.48055	1	0.119827	119.827
62.4280	8.34538	1	1000
0.0624280	0.008345	0.001	1

Masa

kg	Onza	kg
1	16	0.45359
0.06250	1	0.028350
2.20462	1.5432×10^4	1

Conversiones a unidades del sistema internacional

Multiplicar	Por	Para obtener
Atmósfera	101.325	kPa
Btu	1.055	KJ
Btu/pie ²	11.36	KJ / m ²
Btu/pie ³	37.3	KJ / m ³
Btu pie / h pie ² ° F	1.731	W / (m K)
Btu plg / h pie ² ° F (conductividad térmica k)	0.1442	W / (m K)
Btu / h	0.2931	W
Btu / h pie	3.155	W / m ²
Btu / h pie ² ° F (coeficiente de transferencia de calor U)	5.678	W / (m ² K)

Multiplicar	Por	Para obtener
Btu / lb	2.326	KJ / Kg
Btu / lb ° F (calor específico Cp)	4.184	KJ / (Kg K)
Caloria	4.184	J
EER (Relación de eficiencia energética)	0.293	COP (coeficiente de operación)
Pie	0.3048	m
Pie ²	0.09290	m ²
Pie ² / h ° F (Resistencia térmica R)	0.176	m ² K / W
Pie ³	28.32	L
Pie ³	0.02832	m ³
lb pie	1.356	J (N m)
Galon	3.7854	L
Plg	25.4	mm
Plg de mercurio (a 15.55 ° C)	3.377	KPa
Plg de agua (a 15.5 ° C)	249	Pa
Plg ²	645	mm ²
Plg ³	16.4	mL
Km / h	0.278	m / s

Multiplicar	Por	Para obtener
K W h	3.60	MJ
Litro	0.001	m ³
Milla	1.609	Km
Libra	453.6	G
Libra / pie	1.49	Kg / m
Libra / pie ²	47.9	Pa
Libra / pie ²	4.88	Kg / m ²
Libra / pie ³ (densidad)	16	Kg / m ³
Psi	6.895	KPa
Tonelada	2240	Lb
Toneladas de refrigeración (12000 Btu / lb)	3.517	KW
Yarda	0.9144	m

Apéndice B

Tablas para la selección de componentes en sistemas de refrigeración

Tubos capilares

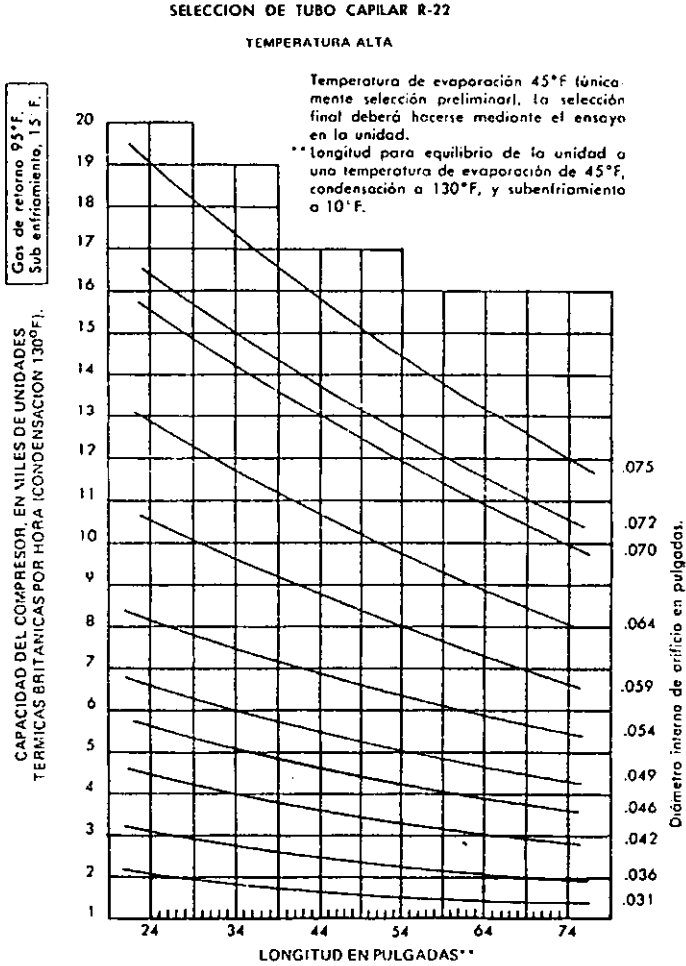


Figura 24

SELECCION DE TUBO CAPILAR R-22

TEMPERATURA MEDIA

Temperatura de evaporación de 25°F o 10°F, (únicamente selección preliminar). La selección final deberá hacerse mediante el ensayo en la unidad.

** Longitud para equilibrio de la unidad con condensación de 115°F, sub-enfriamiento en el condensador 5 F y cambiador de calor para proporcionar sub enfriamiento de 15°F.

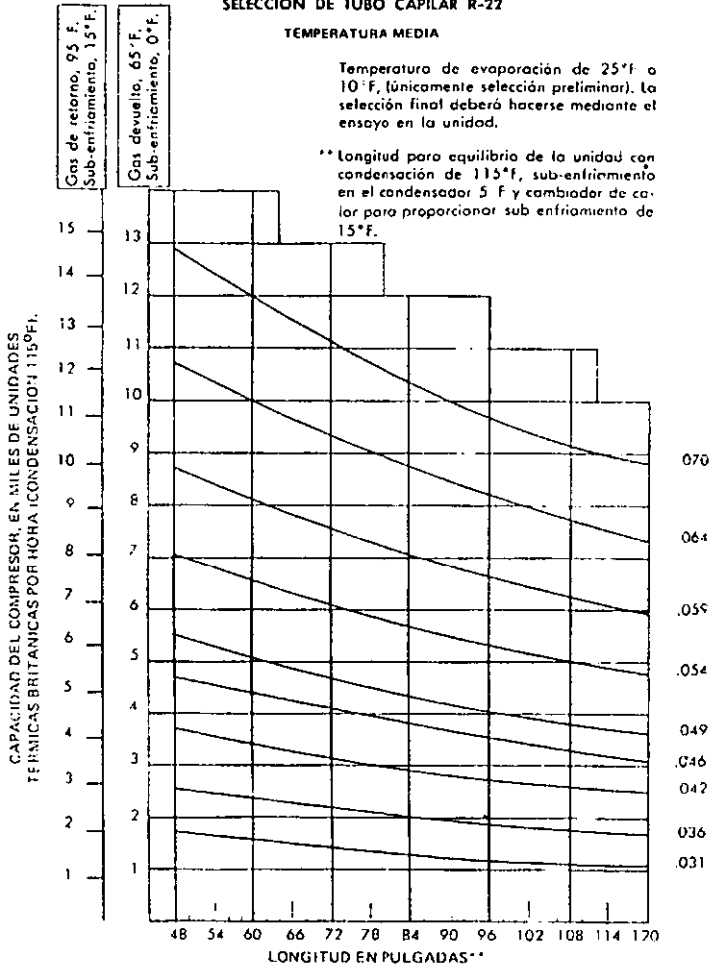


Figure 25

75

SELECCION DE TUBO CAPILAR R-12
TEMPERATURA BAJA

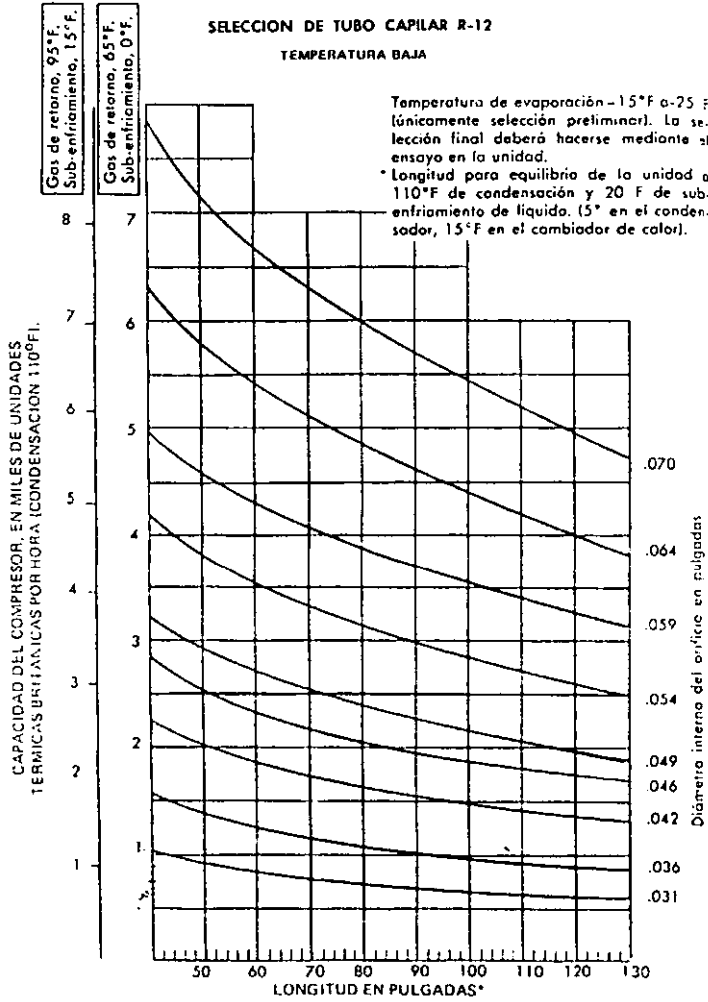


Figura 27

77

SELECCION DE TUBO CAPILAR R-502

TEMPERATURA BAJA

Temperatura de evaporación -15°F a -25°F (únicamente selección preliminar). La selección final deberá hacerse mediante el ensayo en la unidad.

* Longitud para equilibrio de la unidad a 110°F de condensación y 20°F de subenfriamiento de líquido. (5° en el condensador, 15°F en el cambiador de calor).

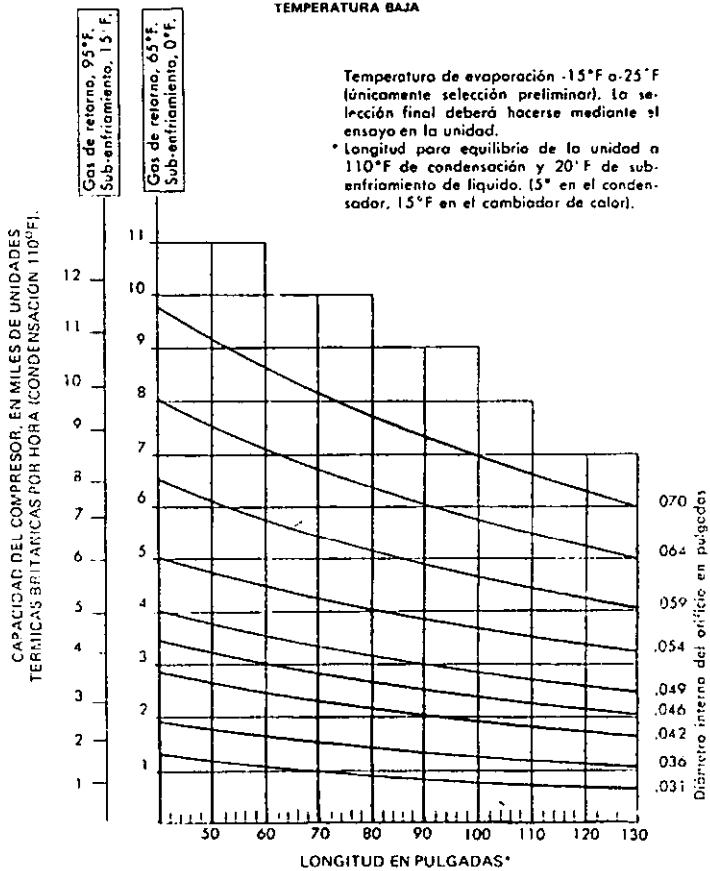
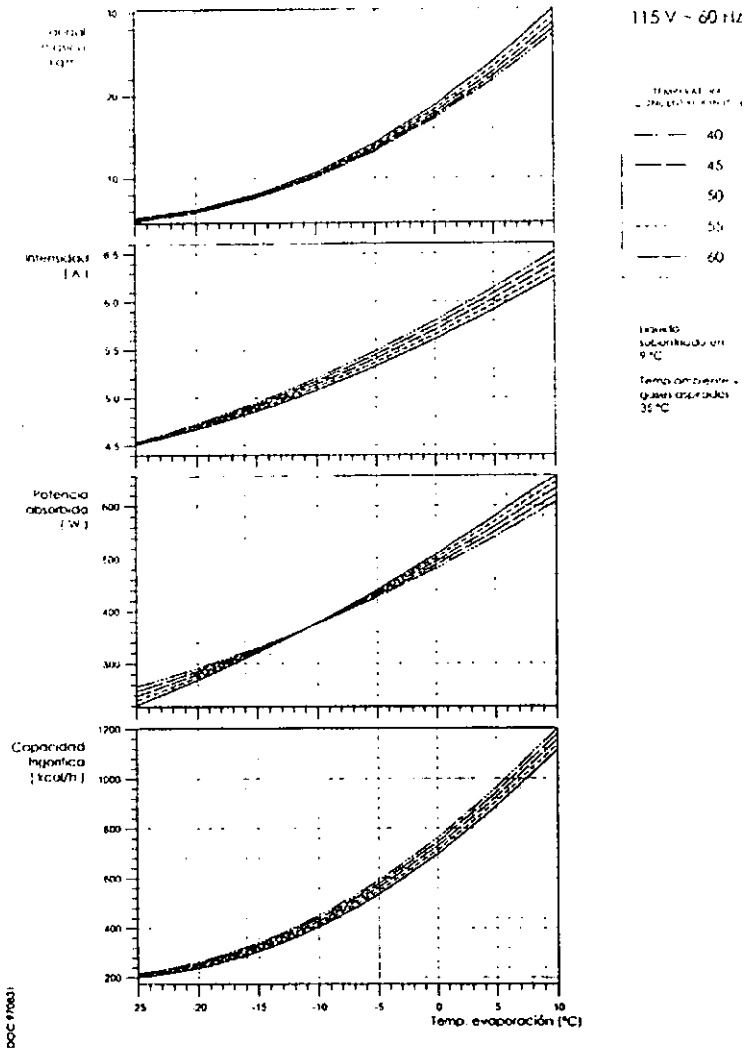


Figura 28

Compresores



GK11TR
 115-127 V ~ 60 Hz
 R134a HM-F VE01



F.T. GK11TR12

Aplicación

Refrigerador de tipo "top freezer" con motor de arranque y protección térmica. Se recomienda para uso en climas templados y cálidos. El refrigerador está diseñado para operar en un rango de alturas desde el nivel del mar hasta 2000 metros.

Rendimiento Nominal

Condición de prueba	Ciclo C		Ciclo D	
	litros/día	litros/mes	litros/día	litros/mes
Temperatura ambiente	5	150	5	150
Temperatura ambiente	5	150	5	150
Temperatura ambiente	5	150	5	150

Condiciones de ensayo

Temperatura ambiente: 25°C
Temperatura de evaporación: -10°C
Temperatura de condensación: 30°C
Humedad relativa: 50%
Altura: 1000 metros

Datos Compressor

Capacidad	1.5	litros
Consumo de potencia	1.2	W
Peso neto	4.2	kg

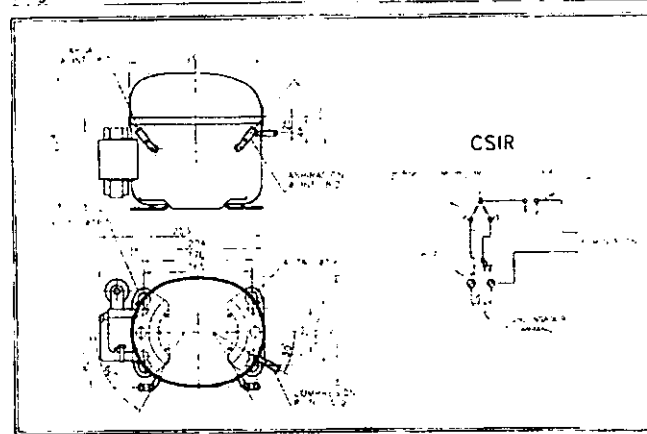
Datos Motor

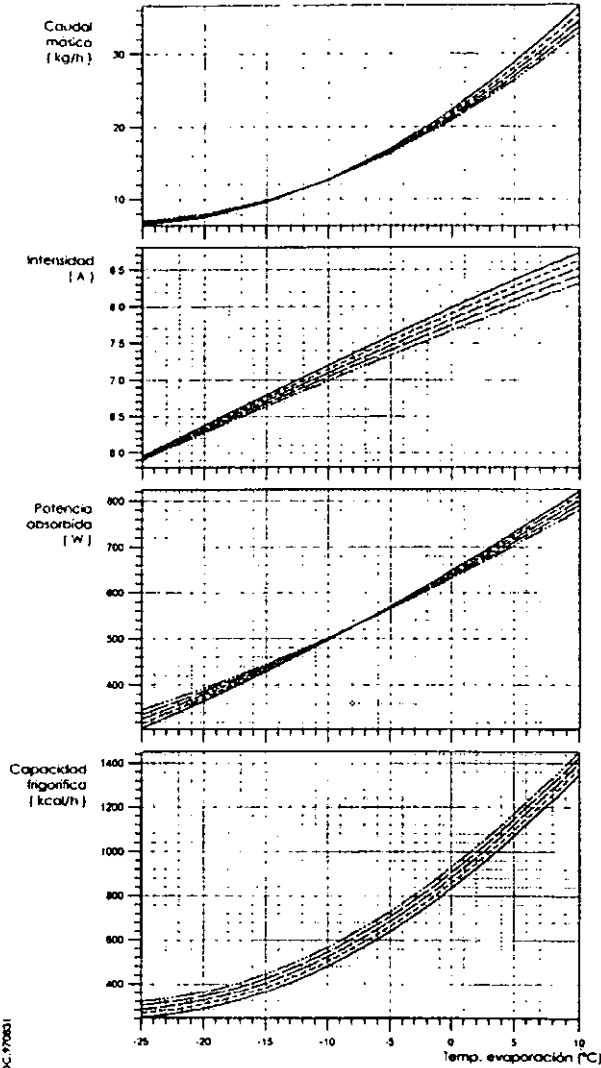
Potencia aproximada	LV	W
Carga por fases	1	W
Tensión y frecuencia nominal	115/60	V/Hz
Corriente nominal	5	A
Clase de protección	A	
Clase de aislamiento	F	
Resistencia a la humedad	1	

Componentes Eléctricos

Motor	A	1.2	W
Relé	A	1.2	W
Termostato	A	1.2	W
Capacitor	A	1.2	W
Interruptor de seguridad	A	1.2	W
Interruptor de arranque	A	1.2	W
Interruptor de protección	A	1.2	W

Carga de Aceite





115 V - 60 Hz

TEMPERATURA CONDENSACION (°C)	
---	40
---	45
---	50
---	55
---	60

Líquido
subenfriado en
7 °C

Temp. ambiente y
gases aspirados
35 °C

230 V - 60 Hz

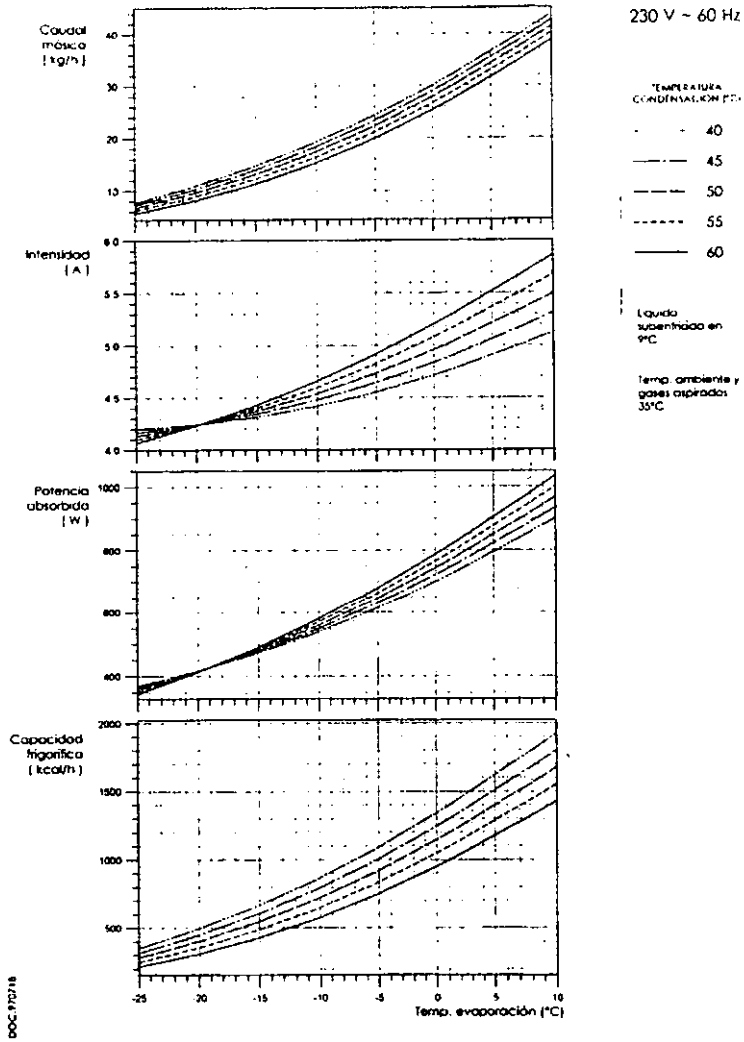


Tabla de Factores de conductividad térmica para cristales de vidrio

Table 5 U-Factors for Various Fenestration Products in Btu/h·ft²·°F

Product Type	Glass Only		Vertical Installation											
			Operable (including sliding and swinging glass doors)					Fixed						
			Aluminum Thermal Break	Aluminum Thermal Break with Vinyl/Aluminum Clad Wood	Reinforced Vinyl/Aluminum Clad Wood	Wood/Vinyl	Insulated Fiberglass/Vinyl	Aluminum Thermal Break	Aluminum Thermal Break with Vinyl/Aluminum Clad Wood	Reinforced Vinyl/Aluminum Clad Wood	Wood/Vinyl	Insulated Fiberglass/Vinyl		
ID	Glazing Type	Center of Glass	Edge of Glass											
Single Glazing	1	3.6 m glass	1.04	1.61	1.27	1.06	0.90	0.89	0.81	1.15	1.07	0.98	0.96	0.93
	2	1.8 m acrylic/polycarb	0.88	0.63	1.14	0.96	0.79	0.78	0.71	0.90	0.92	0.84	0.84	0.81
	3	1.8 m acrylic/polycarb	0.96	0.96	1.21	1.02	0.85	0.85	0.76	1.06	1.03	0.91	0.91	0.87
Double Glazing	4	1.8 m airspace	0.55	0.61	0.87	0.65	0.57	0.55	0.49	0.69	0.61	0.50	0.50	0.51
	5	3.6 m airspace	0.48	0.57	0.81	0.61	0.51	0.51	0.41	0.63	0.57	0.50	0.50	0.48
	6	1.8 m airspace	0.51	0.67	0.84	0.62	0.55	0.53	0.46	0.66	0.59	0.51	0.51	0.52
	7	1.2 m airspace	0.45	0.57	0.79	0.58	0.51	0.49	0.41	0.61	0.54	0.48	0.48	0.45
	8	Double Glazing, e = 0.60 on surface 2 or 3			0.84	0.64	0.55	0.53	0.47	0.67	0.61	0.51	0.51	0.53
Double Glazing, e = 0.60 on surface 2 or 3	9	1.8 m airspace	0.49	0.56	0.78	0.57	0.50	0.48	0.42	0.61	0.51	0.47	0.47	0.45
	10	1.2 m airspace	0.47	0.58	0.81	0.59	0.52	0.50	0.41	0.63	0.56	0.50	0.49	0.47
	11	1.2 m airspace	0.47	0.51	0.76	0.55	0.48	0.46	0.41	0.58	0.51	0.45	0.45	0.42
Double Glazing, e = 0.10 on surface 2 or 3	12	1.8 m airspace	0.49	0.60	0.82	0.61	0.53	0.51	0.45	0.64	0.58	0.51	0.51	0.49
	13	1.2 m airspace	0.49	0.54	0.75	0.54	0.48	0.45	0.40	0.57	0.50	0.44	0.44	0.41
	14	1.4 m airspace	0.41	0.56	0.78	0.57	0.50	0.47	0.41	0.54	0.47	0.46	0.46	0.46
	15	1.2 m airspace	0.36	0.51	0.72	0.52	0.45	0.43	0.37	0.53	0.47	0.41	0.41	0.38
	16	Double Glazing, e = 0.10 on surface 2 or 3			0.79	0.58	0.51	0.49	0.44	0.61	0.54	0.48	0.48	0.46
Double Glazing, e = 0.10 on surface 2 or 3	17	1.8 m airspace	0.35	0.50	0.71	0.51	0.44	0.42	0.36	0.53	0.46	0.40	0.40	0.37
	18	1.4 m airspace	0.38	0.52	0.74	0.54	0.46	0.44	0.40	0.55	0.48	0.42	0.42	0.40
	19	1.2 m airspace	0.30	0.46	0.67	0.47	0.41	0.39	0.34	0.48	0.41	0.37	0.37	0.35
Double Glazing, e = 0.10 on surface 2 or 3	20	1.8 m airspace	0.42	0.55	0.77	0.56	0.49	0.47	0.41	0.59	0.52	0.46	0.46	0.43
	21	1.2 m airspace	0.32	0.48	0.60	0.49	0.42	0.40	0.34	0.50	0.43	0.37	0.37	0.35
	22	1.4 m airspace	0.35	0.50	0.71	0.51	0.44	0.42	0.36	0.53	0.46	0.40	0.40	0.37
Double Glazing, e = 0.60 on surface 2 or 3	23	1.2 m airspace	0.27	0.41	0.64	0.45	0.39	0.37	0.31	0.44	0.39	0.33	0.33	0.31
	24	1.8 m airspace	0.41	0.54	0.76	0.55	0.48	0.46	0.40	0.58	0.51	0.45	0.45	0.42
	25	1.2 m airspace	0.30	0.46	0.67	0.47	0.41	0.39	0.34	0.48	0.41	0.36	0.36	0.33
Triple Glazing	26	1.8 m airspace	0.25	0.42	0.70	0.49	0.43	0.41	0.35	0.51	0.44	0.38	0.38	0.36
	27	1.2 m airspace	0.25	0.42	0.65	0.44	0.38	0.36	0.30	0.44	0.37	0.32	0.32	0.29
	28	Triple Glazing, e = 0.10 on surface 2, 3, 4 or 5			0.69	0.47	0.41	0.40	0.34	0.50	0.44	0.38	0.37	0.36
Triple Glazing, e = 0.10 on surface 2, 3, 4 or 5	29	1.8 m airspace	0.13	0.48	0.62	0.41	0.36	0.34	0.28	0.45	0.37	0.31	0.31	0.29
	30	1.4 m airspace	0.26	0.45	0.65	0.44	0.38	0.37	0.32	0.46	0.40	0.34	0.34	0.32
	31	1.2 m airspace	0.22	0.40	0.60	0.39	0.34	0.33	0.29	0.41	0.34	0.29	0.29	0.27
	32	Triple Glazing, e = 0.10 on surfaces 2 or 3 and 4 or 5			0.65	0.43	0.38	0.37	0.32	0.47	0.40	0.34	0.34	0.32
	33	1.2 m airspace	0.20	0.39	0.56	0.38	0.33	0.32	0.27	0.39	0.33	0.27	0.27	0.25
Triple Glazing, e = 0.10 on surfaces 2 or 3 and 4 or 5	34	1.8 m airspace	0.21	0.41	0.61	0.40	0.34	0.33	0.29	0.42	0.35	0.30	0.29	0.28
	35	1.2 m airspace	0.17	0.36	0.56	0.36	0.30	0.29	0.25	0.37	0.30	0.25	0.25	0.23
	36	Triple Glazing, e = 0.10 on surfaces 2 or 3 and 4 or 5			0.64	0.43	0.37	0.36	0.31	0.45	0.39	0.33	0.32	0.31
Quadruple Glazing, e = 0.10 on surfaces 2 or 3 and 4 or 5	37	1.8 m airspace	0.27	0.44	0.64	0.43	0.37	0.36	0.31	0.45	0.39	0.33	0.32	0.31
	38	1.2 m airspace	0.18	0.37	0.57	0.36	0.31	0.30	0.25	0.37	0.31	0.25	0.25	0.23
	39	1.8 m airspace	0.21	0.39	0.59	0.39	0.33	0.32	0.27	0.40	0.34	0.28	0.27	0.25
Quadruple Glazing, e = 0.10 on surfaces 2 or 3 and 4 or 5	40	1.2 m airspace	0.14	0.34	0.54	0.35	0.28	0.27	0.23	0.34	0.28	0.22	0.21	0.20
	41	1.4 m airspace	0.22	0.40	0.60	0.39	0.34	0.33	0.28	0.41	0.34	0.29	0.28	0.27
	42	1.2 m airspace	0.15	0.35	0.54	0.34	0.29	0.28	0.24	0.35	0.29	0.23	0.22	0.21
	43	1.2 m airspace	0.17	0.36	0.56	0.36	0.30	0.29	0.25	0.37	0.30	0.25	0.24	0.23
	44	1.2 m airspace	0.12	0.32	0.52	0.32	0.27	0.26	0.22	0.32	0.26	0.20	0.20	0.19
45	1.2 m airspace	0.12	0.32	0.52	0.32	0.27	0.26	0.22	0.32	0.26	0.20	0.20	0.19	

Notes
 1. All heat transmission coefficients in this table include film resistances and are based on mean conditions of 15°C outdoor air temperature and 20°C indoor air temperature, with 15 mph outdoor air velocity and zero solar gain. With the exception of single glazing, small changes in the outdoor and indoor temperatures will not significantly affect overall U-factor. The coefficients are for vertical position except slight and sloped glazing values, which are for 20° from horizontal with heat loss up.

2. Glazing layer surfaces are numbered from the outside to the inside. Double, triple and quadruple refer to the number of glazing panes. All data are based on 1/8 inch glass, unless otherwise noted. Thermal conductivities are: 0.51 Btu/(h·ft·°F) for glass, and 0.16 Btu/(h·ft·°F) for acrylic and polycarbonate.
 3. Standard spacers are metal. Edge of glass effects assumed to extend over the 1/16 inch bead around perimeter of each glazing unit as in Figure 3.

Tabla de Factores de conductividad térmica para diversos materiales

penetration

29.9

Table 5 U-Factors for Various Penetration Products in $\text{Btu/h-ft}^2\text{-}^\circ\text{F}$ (Concluded)

Vertical Installation						Sloped Installation									
Garden Windows		Curtain Wall				Glass Only (Skylights)		Manufactured Skylight				Site Assembled Sloped Thermal Glazing			ID
Aluminum without Thermal Break	Wood/Vinyl	Aluminum without Thermal Break	Aluminum with Thermal Break	Structural Glazing	Center of Glass	Edge of Glass	Aluminum without Thermal Break	Aluminum Thermal Break	Reinforced Aluminum Clad Wood	Wood/Vinyl	Aluminum without Thermal Break	Aluminum with Thermal Break	Structural Glazing		
260	231	1.22	1.11	1.11	1.29	1.29	1.98	1.89	1.75	1.47	1.56	1.25	1.25	1	
133	206	1.08	0.96	0.96	1.91	1.91	1.62	1.53	1.41	1.51	1.21	1.11	1.10	2	
246	419	1.15	1.06	1.06	1.17	1.17	1.91	1.81	1.68	1.49	1.26	1.19	1.18	3	
161	161	0.79	0.68	0.68	0.96	0.66	1.31	1.11	1.05	0.83	0.82	0.71	0.69	4	
121	153	0.73	0.62	0.57	0.57	0.65	1.30	1.10	1.03	0.83	0.83	0.69	0.67	5	
126	156	0.75	0.64	0.60	0.53	0.61	1.27	1.07	1.01	0.80	0.77	0.66	0.64	6	
167	189	0.79	0.59	0.55	0.51	0.61	1.27	1.07	0.90	0.80	0.77	0.67	0.65	7	
122	152	0.76	0.65	0.61	0.50	0.62	1.27	1.08	1.01	0.81	0.78	0.67	0.65	8	
165	148	0.69	0.56	0.51	0.51	0.62	1.27	1.02	0.90	0.80	0.77	0.66	0.62	9	
120	152	0.72	0.61	0.56	0.49	0.60	1.24	1.03	0.97	0.76	0.75	0.63	0.58	10	
161	181	0.67	0.56	0.51	0.49	0.60	1.24	1.03	0.97	0.76	0.75	0.63	0.58	11	
125	154	0.74	0.63	0.58	0.51	0.61	1.25	1.05	0.99	0.78	0.76	0.64	0.60	12	
159	145	0.66	0.55	0.51	0.50	0.61	1.24	1.01	0.96	0.77	0.75	0.63	0.59	13	
166	147	0.66	0.57	0.53	0.49	0.56	1.18	0.99	0.92	0.72	0.70	0.58	0.54	14	
153	158	0.63	0.51	0.47	0.46	0.58	1.20	1.00	0.91	0.71	0.71	0.60	0.56	15	
167	189	0.70	0.59	0.55	0.46	0.58	1.20	1.00	0.91	0.71	0.71	0.61	0.56	16	
152	157	0.62	0.51	0.46	0.46	0.58	1.20	1.00	0.91	0.71	0.71	0.60	0.56	17	
156	181	0.64	0.53	0.49	0.39	0.53	1.13	0.94	0.90	0.68	0.65	0.54	0.50	18	
134	159	0.57	0.46	0.42	0.40	0.52	1.15	0.95	0.88	0.68	0.68	0.54	0.51	19	
162	145	0.69	0.57	0.52	0.44	0.56	1.17	0.98	0.92	0.72	0.70	0.58	0.54	20	
147	155	0.59	0.48	0.43	0.43	0.56	1.19	0.99	0.92	0.72	0.70	0.58	0.54	21	
153	187	0.62	0.51	0.46	0.40	0.52	1.11	0.91	0.85	0.65	0.63	0.52	0.49	22	
140	126	0.53	0.43	0.39	0.38	0.51	1.14	0.93	0.87	0.67	0.65	0.53	0.49	23	
163	148	0.65	0.53	0.48	0.42	0.55	1.17	0.97	0.91	0.70	0.68	0.57	0.52	24	
144	152	0.57	0.46	0.42	0.41	0.56	1.17	0.98	0.91	0.71	0.69	0.58	0.53	25	
149	151	0.60	0.49	0.44	0.41	0.49	1.19	0.99	0.93	0.71	0.69	0.58	0.53	26	
132	123	0.55	0.42	0.38	0.38	0.52	1.11	0.91	0.85	0.65	0.63	0.52	0.47	27	
see note 1	see note 2	0.64	0.52	0.47	0.39	0.53	1.12	0.92	0.84	0.64	0.64	0.54	0.49	28	
see note 1	see note 2	0.57	0.45	0.41	0.36	0.52	1.13	0.93	0.83	0.61	0.62	0.51	0.46	29	
see note 1	see note 2	0.60	0.49	0.44	0.35	0.50	1.09	0.90	0.80	0.60	0.61	0.50	0.45	30	
see note 1	see note 2	0.53	0.43	0.39	0.33	0.48	1.07	0.88	0.79	0.59	0.59	0.48	0.42	31	
see note 3	see note 4	0.59	0.48	0.44	0.34	0.49	1.08	0.85	0.76	0.54	0.60	0.49	0.44	32	
see note 3	see note 4	0.57	0.46	0.42	0.31	0.47	1.05	0.82	0.77	0.57	0.57	0.46	0.41	33	
see note 3	see note 4	0.54	0.43	0.38	0.28	0.45	1.02	0.79	0.73	0.51	0.55	0.44	0.38	34	
see note 3	see note 4	0.49	0.38	0.33	0.23	0.44	1.01	0.78	0.74	0.51	0.58	0.43	0.37	35	
see note 5	see note 6	0.55	0.45	0.39	0.29	0.45	1.03	0.80	0.74	0.53	0.59	0.43	0.39	36	
see note 5	see note 6	0.48	0.37	0.32	0.22	0.43	1.01	0.78	0.74	0.53	0.53	0.41	0.37	37	
see note 5	see note 6	0.51	0.39	0.34	0.24	0.43	1.01	0.78	0.74	0.53	0.51	0.40	0.36	38	
see note 5	see note 6	0.45	0.34	0.29	0.22	0.42	0.97	0.74	0.69	0.49	0.50	0.39	0.35	39	
see note 7	see note 8	0.51	0.41	0.35	0.27	0.44	1.01	0.78	0.74	0.53	0.51	0.41	0.37	40	
see note 7	see note 8	0.46	0.35	0.29	0.21	0.42	0.99	0.76	0.71	0.51	0.52	0.41	0.36	41	
see note 7	see note 8	0.48	0.38	0.32	0.21	0.39	0.96	0.73	0.68	0.48	0.49	0.38	0.32	42	
see note 7	see note 8	0.12	0.12	0.26	0.20	0.32	0.95	0.72	0.67	0.47	0.48	0.37	0.31	43	
see note 9	see note 10	0.49	0.39	0.34	0.22	0.40	0.97	0.74	0.69	0.49	0.51	0.39	0.34	44	
see note 9	see note 10	0.35	0.24	0.22	0.19	0.31	0.94	0.71	0.66	0.46	0.47	0.36	0.30	45	
see note 9	see note 10	0.45	0.34	0.29	0.18	0.32	0.93	0.70	0.65	0.45	0.45	0.34	0.30	46	
see note 9	see note 10	0.41	0.30	0.21	0.16	0.31	0.91	0.68	0.63	0.43	0.43	0.33	0.28	47	
see note 9	see note 10	0.41	0.30	0.21	0.11	0.31	0.90	0.65	0.60	0.40	0.42	0.31	0.25	48	

1 Product sizes are described in Figure 1 and frame 1 factors are from Table 2.

3 Use $U = U_{(G)} \text{Btu/h-ft}^2\text{-}^\circ\text{F}$ for glass block with mortar but with no framing or framing.

6 The use of this table should be limited to that of an enclosing tool for the early phases of design.

7 Values for triple and quadriglazed garden windows are not listed as there are no common products.

8 Where differences exist between the data in Table 5 and U-factors determined using NFRC 100-51 because the data in Table 5 are generated using modified heat transfer coefficients for glazing systems (Richt 1980) and indoor film surface resistances (Garcia and Goss 1993).

Tabla para la selección de factores de transmisión de calor a través de paredes .

Table 7A
QUICK ESTIMATE FACTORS
For
HEAT TRANSMISSION THROUGH INSULATED WALLS
BTU per 1°F. TD per sq. ft. per 24 hours

Insulation	Inches of Insulation										
	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
k factor approx. .16 Expanded Polyurethane, Expanded Polystyrene	1.92	1.28	.96	.77	.64	.55	.48	.43	.38	.35	.32
k factor approx. .32 Glass fiber, Mineral Wool fill and board.	3.8	2.6	1.9	1.5	1.3	1.1	.96	.86	.76	.70	.64

Table 7
RECOMMENDED
MINIMUM INSULATION THICKNESS
Based on k factor of 16

Storage Temperature	Insulation Thickness, Inches	
	Northern U.S.	Southern U.S.
50 to 60°F	1	2
40 to 50°F	2	2
25 to 40°F	2	3
15 to 25°F	3	3
0 to 15°F	3	4
-15 to 0°F	4	4
-40 to -15°F	5	5