

37
2 ej



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
Escuela Nacional de Estudios Profesionales
" ARAGON "

PROYECTO DE SELECCION,
INSTALACION Y PUESTA EN
MARCHA DE UN EQUIPO DE
REFRIGERACION

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:
**INGENIERO MECANICO
ELECTRICO**

P R E S E N T A N:

ARMANDO RUGERIO ESPINOSA

Y

ALEJANDRO RODRIGUEZ LORENZANA

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN



ENEP



ARAGON

San Juan de Aragón, Edo. de México

1993



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

TITULO

PROYECTO PARA LA SELECCION. INSTALACION Y

PUESTA EN MARCHA DE UN EQUIPO DE REFRIGERACION.

TITULO

PROYECTO PARA LA SELECCION, INSTALACION Y PUESTA EN MARCHA DE UN EQUIPO DE REFRIGERACION.

JUSTIFICACION

En los últimos años, la industria de la Refrigeración y el Aire Acondicionado ha tenido un crecimiento muy importante en el país y de acuerdo a las perspectivas de desarrollo industrial que actualmente se presentan, dicha área continuará ampliándose cada vez más.

Lo anterior crea la necesidad de profesionistas cada vez más capacitados, para cubrir todas las necesidades de esta área.

Por otra parte, considerando que el plan de estudios vigente en la carrera de IME de la ENEP-Aragón abre solo una materia específica para el área de Refrigeración y Aire Acondicionado, por lo cual los egresados en esta área no tienen la capacitación suficiente para enfrentarse a problemas reales dentro del campo de trabajo.

Por lo que en esta tesis tratamos de dar una guía a los alumnos y egresados de la carrera de ingeniería dentro de esta área. Así, podrán ser capaces de realizar trabajos de Refrigeración (y en algunas ocasiones para el Aire Acondicionado) y darse una idea de como poder resolver los problemas comunes cuando estos se presenten.

I N T R O D U C C I O N

INTRODUCCION

La necesidad de la conservación de los alimentos para el consumo humano data desde los inicios de la historia, por miles de años los únicos medios de enfriamiento fueron el hielo y el agua. La utilización de las bajas temperaturas en los diferentes campos, a permitido un amplio desarrollo en la tecnología de la refrigeración, que actualmente es difícil imaginarse vivir sin ella.

Debido a esto se eligió el presente trabajo de tesis PROYECTO PARA LA SELECCION, INSTALACION Y PUESTA EN MARCHA DE UN EQUIPO DE REFRIGERACION.

Donde presentamos los principios básicos del ciclo mecánico de refrigeración por compresión de vapor para el mejor entendimiento del funcionamiento de este. Así como el cálculo total de la carga térmica indispensable para la selección del equipo (unidad condensadora enfriada por aire, válvula de expansión termostática y difusor), equipo indispensable para llevar a cabo la remoción del calor.

La correcta instalación y puesta en marcha de cada uno de estos componentes, para el rendimiento óptimo de nuestro sistema.

INTRODUCCION

La necesidad de la conservación de los alimentos para el consumo humano data desde los inicios de la historia, por miles de años los únicos medios de enfriamiento fueron el hielo y el agua. La utilización de las bajas temperaturas en los diferentes campos, a permitido un amplio desarrollo en la tecnología de la refrigeración, que actualmente es difícil imaginarse vivir sin ella.

Debido a esto se eligió el presente trabajo de tesis PROYECTO PARA LA SELECCION, INSTALACION Y PUESTA EN MARCHA DE UN EQUIPO DE REFRIGERACION.

Donde presentamos los principios básicos del ciclo mecánico de refrigeración por compresión de vapor para el mejor entendimiento del funcionamiento de este. Así como el cálculo total de la carga térmica indispensable para la selección del equipo (unidad condensadora enfriada por aire, válvula de expansión termostática y difusor), equipo indispensable para llevar a cabo la remoción del calor.

La correcta instalación y puesta en marcha de cada uno de estos componentes, para el rendimiento óptimo de nuestro sistema.

I N D I C E

INDICE

TITULO: CAMARA FRIGORIFICA

INTRODUCCION

CAPITULO I PRINCIPIOS BASICOS DE REFRIGERACION

I.1.-	TERMODINAMICA	1
I.2.-	ESTADOS DE LA MATERIA	1
I.3.-	GAMBIO DE ESTADO	2
I.4.-	CALOR Y TEMPERATURA	4
I.5.-	CALOR ESPECIFICO	6
I.6.-	METODOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR	7
	a) CONDUCCION	7
	b) CONVECCION	9
	c) RADIACION	10
I.7.-	TONELADA DE REFRIGERACION	12
I.8.-	CALOR SENSIBLE Y CALOR LATENTE	13
I.8.1.-	CALOR LATENTE DE FUSION	13
I.8.2.-	CALOR LATENTE DE EVAPORACION	13
I.8.3.-	CALOR LATENTE DE SUBLIMACION	14
I.9.-	ENTALPIA	14
I.10.-	VAPOR SATURADO Y SOBREGALENTADO	15
I.10.1.-	LIQUIDOS SUBENFRIADOS	16
I.10.2.-	EBULLICION	16

I.11.-PRESION ATMOSFERICA	16
I.11.1.-PRESION ABSOLUTA	17
I.11.2.-PRESION MANOMETRICA	17
I.12.-VOLUMEN ESPECIFICO	19
I.13.-DENSIDAD	19
I.14.-FLUJO DE FLUIDOS	20
I.15.-EFECTOS DEL FLUJO DE FLUIDOS EN LA TRANSMISION DE CALOR	21
I.16.-PRIMERA LEY DE LA TERMODINAMICA	21
I.17.-SEGUNDA LEY DE LA TERMODINAMICA	27
I.18.-MAQUINA DE CARNOT DE CICLO INVERSO	30

CAPITULO II CICLO DE REFRIGERACION POR COMPRESION MECANICA

II.1.-OPERACION GENERAL DEL CICLO	33
II.2.-PRESIONES INTERNAS	35
II.3.-FUNCION DE CADA COMPONENTE DEL SISTEMA	36
II.3.1.-COMPRESOR	36
II.3.2.-CONDENSADOR	37
II.3.3.-VALVULA DE EXPANSION	39
II.3.4.-EVAPORADOR	40
II.4.- DESCRIPCION DEL DIAGRAMA PRESION-ENTALPIA	42
II.5.- PROCESOS DEL CICLO	44

I.11.-PRESION ATMOSFERICA	16
I.11.1.-PRESION ABSOLUTA	17
I.11.2.-PRESION MANOMETRICA	17
I.12.-VOLUMEN ESPECIFICO	19
I.13.-DENSIDAD	19
I.14.-FLUJO DE FLUIDOS	20
I.15.-EFECTOS DEL FLUJO DE FLUIDOS EN LA TRANSMISION DE CALOR	21
I.16.-PRIMERA LEY DE LA TERMODINAMICA	21
I.17.-SEGUNDA LEY DE LA TERMODINAMICA	27
I.18.-MAQUINA DE CARNOT DE CICLO INVERSO	30

CAPITULO II CICLO DE REFRIGERACION POR COMPRESION MECANICA

II.1.-OPERACION GENERAL DEL CICLO	33
II.2.-PRESIONES INTERNAS	35
II.3.-FUNCION DE CADA COMPONENTE DEL SISTEMA	36
II.3.1.-COMPRESOR	36
II.3.2.-CONDENSADOR	37
II.3.3.-VALVULA DE EXPANSION	39
II.3.4.-EVAPORADOR	40
II.4.- DESCRIPCION DEL DIAGRAMA PRESION-ENTALPIA	42
II.5.- PROCESOS DEL CICLO	44

II.6.- ACCESORIOS	46
II.6.1.-RECIBIDOR	46
II.6.2.-INTERCAMBIADOR DE CALOR	47
II.6.3.-ACUMULADOR DE SUCCION	48
II.6.4.-SEPARADOR DE ACEITE	50
II.6.5.-DESHIDRATADOR	51
II.6.6.-FILTROS PARA LA LINEA DE SUCCION	52
II.6.7.-ELIMINADORES DE VIBRACION	53
II.6.8.-COLADORES	53
II.6.9.-INDICADORES DE HUMEDAD Y LIQUIDO	53
II.6.10-SILENCIADORES DE DESCARGA	55
II.6.11-CALEFACTORES DEL CARTER	55
II.6.12-MANOMETROS DE REFRIGERACION	56
II.7.- DISPOSITIVOS ELECTRICOS DE CONTROL	57
II.7.1-CONTROLES DE BAJA Y ALTA PRESION	57
II.7.2-TERMOSTATOS	58
II.7.3-RELOJES PARA DESCONGELACION	59
II.7.4-RELEVADORES	60

CAPITULO III CARGA TERMICA

III.1.-GENERALIDADES	62
III.2.-GANANCIA DE CARGAS POR PAREDES	63
III.2.1-FACTORES QUE DETERMINAN LA GANANCIA DE CALOR EN PAREDES	63

III.2.2-CONDUCTANCIA DE LA CAPA SUPERFICIAL DE AIRE	65
III.2.3-DETERMINACION DEL FACTOR "U"	
III.3.-EFECTO POR RADIACION SOLAR	67
III.4.-CARGA POR INFILTRACION DE AIRE	70
III.5.-CARGA POR PRODUCTO	72
III.6.-CARGAS SUPLEMENTARIAS	76
III.6.1-ALUMBRADO	76
III.6.2-MOTORES ELECTRICOS	76
III.6.3-PERSONAS	78
III.7.-USO DEL FACTOR DE SEGURIDAD	78
III.8.-CARGA TERMICA DEL PROYECTO	78
III.8.1-PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	79
III.8.2-CALCULO DE LA GANANCIA DE CARGA POR PAREDES	79
III.8.3-CALCULO DE LA GANANCIA DE CARGA POR INFILTRACION	82
III.8.4-CALCULO DE LA GANANCIA DE CARGA POR PRODUCTO	85
III.8.5-CALCULO DE LA GANANCIA DE CARGA SUPLEMENTARIA	89
III.8.5.1.- ALUMBRADO	89
III.8.5.2.- MOTORES ELECTRICOS	89
III.8.5.3.- PERSONAS	90
III.9.-CARGA TOTAL	91

CAPITULO IV SELECCION, INSTALACION Y PUESTA EN MARCHA

IV.1.- SELECCION DE EQUIPO	93
IV.1.1-SISTEMA DE ENFRIAMIENTO	93
IV.1.2-SELECCION DEL REFRIGERANTE	93
IV.1.3-SELECCION DE LA UNIDAD CONDENSADORA	94
IV.1.3.1.- PASOS PARA LA SELECCION	95
IV.1.4-SELECCION DEL EVAPORADOR	96
IV.1.5-SELECCION DE LA VALVULA	96
TERMOSTATICA DE EXPANSION	97
IV.2.- INSTALACION	98
IV.3.- EQUIPO DE SERVICIO	102
IV.3.1-JUEGO DE MANOMETROS	102
IV.3.2-DETECTORES DE FUGAS	102
IV.3.3-BOMBA DE VACIO	104
IV.3.4-OTRAS HERRAMIENTAS	104
IV.4.- INSTALACIONES FRIGORIFICAS	105
IV.4.1-MONTAJE DE LA UNIDAD CONDENSADORA	106
IV.4.2-MONTAJE DEL EVAPORADOR	106
IV.4.3-TENDIDO DE LA TUBERIA	107
IV.4.4-INSTALACION DE LA VALVULA DE	
EXPANSION Y CONTROL	107
IV.5.-OPERACIONES DE PRUEBA Y PUESTA	
EN MARCHA	108
IV.5.1-LIMPIEZA DEL SISTEMA	109
IV.5.2-PURGA DEL SISTEMA	110

IV.5.3-EVACUACION DEL SISTEMA	111
IV.5.4-CARGA DE REFRIGERANTE	113
IV.5.5-PUESTA EN MARCHA DEL SISTEMA	114

APENDICE

CONCLUSIONES

BIBLIOGRAFIA

C A P I T U L O I

P R I N C I P I O S B A S I C O S

D E R E F R I G E R A C I O N

PRINCIPIOS BASICOS DE REFRIGERACION

1.1.- TERMODINAMICA

Es una rama de la ciencia que trata sobre la acción mecánica del calor. Hay ciertos principios fundamentales de la naturaleza llamados leyes termodinámicas, que rigen nuestra existencia aquí en la tierra, varios de los cuales son básicos para el estudio de la refrigeración.

1.2.- ESTADOS DE LA MATERIA

Toda materia conocida, existe en una de sus tres formas físicas ó estados: sólido, líquido y gaseoso. Hay marcada diferencia entre estos estados físicos a saber:

1.- La materia en estado sólido mantiene una cantidad, forma y dimensiones físicas. Un pie cúbico de madera conserva su peso, tamaño y formas aún si se mueve de un lugar a otro.

2.- La materia en estado líquido, mantiene su cantidad y tamaño pero no su forma. El líquido siempre toma la forma del recipiente que lo contiene. Si un pie cúbico de agua en un recipiente que mide un pie en cada lado se transfiere a un recipiente de diferente dimensión, tal como un tanque cilíndrico ó uno de dimensiones rectangulares diferentes, la cantidad y volumen de agua serán las mismas, aunque las dimensiones cambiaran.

3.- La materia en estado gaseoso, no tiene una tendencia a retener ni el tamaño ni la forma. Si un cilindro de 1 ft

cúbico, que contiene vapor de agua ó cualquier otro gas, se conecta a un cilindro de 2 ft cúbicos, el cual se ha producido un vacío, el vapor se expandirá para ocupar el volumen del cilindro mayor.

Aunque estas diferencias específicas existen en los tres estados de la materia, con bastante frecuencia, bajo condiciones cambiantes de presión y temperatura, la misma sustancia puede existir en cualquiera de los tres estados, como sólido, líquido ó vapor, por ejemplo: hielo, agua y vapor de agua.

I.3.- CAMBIO DE ESTADO

Quando una sustancia sólida se calienta, el movimiento molecular es principalmente en forma de rápido movimiento vibratorio, no desplazándose nunca las moléculas de su posición normal u original. Pero en alguna temperatura dada, para una sustancia en particular, la adición posterior de calor, no necesariamente incrementará el movimiento molecular dentro de la sustancia; en su lugar, el calor adicional causará que algún sólido se licue (cambia a líquido). Así el calor adicional causa un cambio de estado en el material.

La temperatura a la cual se tiene lugar en una sustancia este cambio de estado, se llama punto de fusión. Asumamos que un recipiente de agua de 70°F, en el cual se ha colocado un termómetro, se deja en un congelador durante horas. Cuando se extrae del congelador se ha tornado un bloque de hielo - ha

tenido lugar la solidificación.

A continuación supongamos, que el termómetro en el bloque indica una temperatura de 20°F , si se le permite estar a temperatura ambiente, se transferirá calor del aire del cuarto al hielo, hasta que el mismo indica la temperatura de 32°F , entonces parte del hielo empieza a volverse agua.

Con la continuación de la transferencia de calor del aire del cuarto al hielo, más hielo se volverá agua, pero el termómetro continuará indicando 32°F hasta que todo el hielo se funda. La licuefacción se ha producido.

Como se mencionó cuando todo el hielo se funde el termómetro indicará una temperatura de 32°F , pero la temperatura del agua continuará subiendo hasta alcanzar la temperatura del cuarto.

Si se adiciona suficiente calor al recipiente del agua utilizando medios externos, tal como un mechero ó soplete, la temperatura del agua se incrementará hasta alcanzar 212°F . A esta temperatura y bajo presión atmosférica normal, otro cambio de estado se llevará a cabo -vaporización. Parte del agua pasará a vapor y, con la adición de más calor, toda el agua se vaporizará; aún cuando la temperatura del agua no se incrementará de 212°F .

Si el vapor de agua puede ser contenido dentro de un recipiente cerrado y si se retira la fuente de calor, el vapor de agua cederá calor a sus alrededores y retornará nuevamente a su forma líquida -agua. Lo que ha sucedido ahora se llama

condensación - proceso reversible de la vaporización.

Todos nosotros, probablemente hemos visto realizarse estos cambios físicos, sin reconocer completamente los procesos. Ropas mojadas ó húmedas colgando en el exterior a una temperatura de congelación, rápidamente se secarán por medio de sublimación.

Podemos resumir estos procesos de la siguiente manera:

SOLIDIFICACION : Cambio de líquido a sólido

LIGUEFACION : Cambio de sólido a líquido.

VAPORIZACION : Cambio de líquido a vapor.

CONDENSACION : Cambio de vapor a líquido.

SUBLIMACION : Cambio de sólido a vapor sin pasar por el estado líquido.

1.4.- CALOR Y TEMPERATURA

He aquí dos conceptos esencialmente diferentes, que guardan entre sí una estrecha relación. El calor es una forma de energía, y frecuentemente se confunde con la temperatura. Desde un punto de vista estricto, el calor resulta ser una energía en transición desde un cuerpo a otro, como resultado de la diferencia de temperatura ó nivel de energía existente entre ambos.

El calor es una energía que "fluye", la cual no puede medirse directamente, pero se calcula en función de cambios en niveles de energía.

El calor se mide en Kcal ó BTU, según el sistema

empleado. Una Kcal es la energía calorífica necesaria para elevar 1°C , la temperatura de un kg de agua pura. El BTU es la energía calorífica necesaria para elevar 1°F , la temperatura de una lb de agua pura.

La temperatura es la medida del nivel de intensidad de calor ó presión térmica de un cuerpo; no es una energía calorífica ni una cantidad de calor.

La temperatura se puede medir directamente mediante un termómetro, cuya unidad es el grado Centigrado ó Fahrenheit.

Las temperaturas absolutas empiezan en el punto en donde ha cesado todo movimiento electrónico. La correspondiente a la escala centigrada es la Kelvin, y se obtiene agregando 273 a la escala de temperatura Centigrada. La correspondiente a la escala Fahrenheit es la Rankine, y se obtiene agregando 460 a la temperatura Fahrenheit.

La equivalencia entre las escalas normales es la siguiente:

$$T_c = 5/9 (T_F - 32)$$

$$T_F = 1.8 T_c + 32$$

Donde:

T_c - es la temperatura en grados Centigrados.

T_F - es la temperatura en grados Fahrenheit.

El punto en donde el hielo se derrite se escogió arbitrariamente como 0° en la escala Centigrada y 32° en la Fahrenheit.

1.5.- CALOR ESPECIFICO

Dos cuerpos diferentes absorben diferente cantidad de calor para aumentar su temperatura el mismo número de grados. Este hecho lo hemos comprobado muchas veces cuando hemos empleado el termómetro para saber la temperatura de nuestro cuerpo. El mercurio, dentro de este dispositivo, se dilata rápidamente al solo contacto de nuestra mano; pero si en vez de mercurio se tuviera agua, esta no sufriría la mas mínima alteración, no obstante que el calor fuera el mismo.

Para tener un patrón comparativo, se ha elegido el agua, y se establece lo siguiente: "El calor específico del agua vale 1"; es decir, que se requiere una Kcal para elevar la temperatura de un kg de agua pura en 1°C.

El valor del calor específico de cualquier otro material, se compara con el del agua; así por ejemplo, decir que el calor específico del aluminio es igual a 0.226 significa que para elevar la temperatura de 1lb de aluminio en 1°F, se requieren 0.226 BTU en tanto que para el agua en las mismas condiciones requiere 1 BTU.

De lo anterior se deduce con claridad que el contenido de calor de un cuerpo esta en función de la cantidad de material, del cambio de temperatura y del calor específico del mismo. de manera que para valorar el contenido de calor se emplea la siguiente fórmula:

$$Q = W C_e (T_2 - T_1)$$

Donde:

Q.- es el calor absorbido ó cedido.

W.- es el peso del material.

T2.-es la temperatura final.

T1.-es la temperatura inicial.

Ce.-es el calor específico del material.

1.6.- METODOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

El grado de transmisión es directamente proporcional a la diferencia de temperatura entre ambos cuerpos. El calor puede viajar en tres diferentes formas: Radiación, Conducción y Convección.

a) CONDUCCION:

La conducción se describe como la transferencia de calor entre las moléculas cercanas de un material, ó entre materiales que estan en contacto físico. Cuando la transferencia de calor ocurre en un solo material, tal como una varilla de metal con un extremo en una llama de fuego, el movimiento de calor va hasta donde hay un balance de temperatura a todo lo largo de la longitud de la varilla.

Si la varilla se sumerge en agua, las moléculas que se mueven rapidamente sobre la superficie de la varilla transmitirán algún calor a las moléculas del agua. Cuando la superficie exterior de la varilla se enfria, hay aún algún calor dentro de la varilla y esta continuará transfiriendolo a las superficies exteriores de la varilla y luego al agua hasta que se alcanza el balance de temperatura.

La velocidad con la cual el calor se transfiere por medio de la conducción varía con los diferentes materiales de acuerdo a la habilidad de estos para conducir calor.

La mayoría de los metales tales como la plata, cobre, acero y el hierro, conducen el calor mucho más rápidamente, mientras otros materiales tales como el vidrio y la madera transfieren el calor de una manera más lenta y por consiguiente son usados como aislantes.

El cobre es un excelente conductor de calor como lo es el aluminio. Estos materiales son generalmente usados en los evaporadores, condensadores y tubería de refrigerante que conecta los varios componentes de un sistema de refrigeración, aunque el hierro es ocasionalmente usado con algunos refrigerantes.

Los metales con una alta conductividad se usan dentro de un sistema de refrigeración debido a que realiza una transferencia de calor más rápida tanto en el evaporador como en el condensador. El evaporador es donde el calor se remueve del espacio acondicionado y el condensador disipa este calor a otro medio ó espacio.

En el caso del evaporador el producto ó aire está a una temperatura mayor que el refrigerante dentro de la tubería y hay una transferencia de calor de mayor a menor temperatura; mientras que en el condensador el vapor del refrigerante está a una mayor temperatura que la del medio enfriante viajando a través del condensador, aquí de nuevo hay una transferencia de

calor de una mayor a menor temperatura. La tubería lisa ya sea de cobre ó aluminio transferirá un calor de acuerdo a su conductividad ó factor k , pero esta transferencia de calor puede incrementarse mediante la adición de aletas a la tubería.

b) CONVECCION:

Otro medio de transferencia de calor es por el movimiento del material calentado en si mismo cuando se trata de un líquido ó gas. Cuando el material se calienta, las corrientes de convección son producidas dentro del mismo y las porciones más calientes suben, ya que el calor trae consigo el decrecimiento de la densidad del fluido y un incremento en su volumen específico.

El aire dentro de un refrigerador es un ejemplo primario de las corrientes de convección. El aire en contacto con el serpentín de enfriamiento de un refrigerador llega a enfriarse y por consiguiente se vuelve más denso, y empieza a bajar a la parte inferior del refrigerador. Al hacerlo absorbe calor de la comida y de las paredes del refrigerador, el cual a través de conducción, ha ganado calor el cuarto. Después de que el calor ha sido absorbido por el aire, este se expande volviéndose más liviano y sube nuevamente hasta llegar al serpentín de enfriamiento donde el calor se remueve de el. El ciclo de convección se repite siempre que haya una diferencia de temperatura entre el aire y el evaporador.

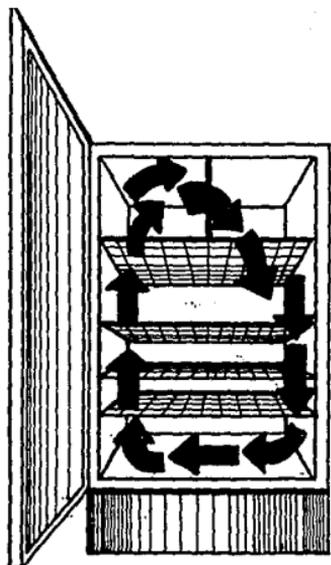


Figura 1: Corrientes de convección causadas por diferencias de temperatura.

▷RADIACION:

Un tercer medio de transferencia de calor es la radiación por medio de ondas similares a las de la luz ó a las ondas de sonido. Los rayos del sol calientan la tierra por medio de ondas de calor radiante el cual viajan en caminos rectos sin calentar la materia que se encuentra en el camino ó el aire. El calor de un bulbo de luz ó de una estufa caliente es radiante en naturaleza y se siente cuando se esta cerca de ella, aunque el aire entre la fuente y el objeto cuando los rayos pasan a través de el no se calienta.

Si usted ha estado relajandose en un edificio sombreado ó

en un árbol en un día caliente ó soleado y se mueve directamente a los rayos del sol, el impacto directo de las ondas caloríficas le golpearán como un pesado martillo aún cuando la temperatura del aire en la sombra es aproximadamente la misma que en la parte soleada.

El calor radiante es rápidamente absorbido por materiales ó sustancias oscuras ó mates, mientras que las superficies ó materiales con colores claros, reflejarán las ondas de calor radiante, como lo hacen con los rayos de luz. Los diseñadores de ropa y los fabricantes de la misma hacen uso de esto para usar materiales claros para sus diseños en verano. Este principio se usa en el campo del aire acondicionado, donde con techos y paredes claras, penetrará menos calor radiante, reduciendo así el tamaño del equipo de enfriamiento requerido. El calor radiante también penetra fácilmente las ventanas con vidrios claros, pero es absorbido por vidrios opacos ó tratúcidos.

Cuando el calor radiante ó energía es absorbido por un material ó sustancia, se convierte en calor sensible, el cual puede sentirse y medirse. Todo cuerpo ó sustancia absorbe energía radiante en alguna cantidad, dependiendo de la diferencia de temperatura entre el cuerpo específico ó sustancias con respecto a las otras sustancias. Toda sustancia radiara energía cuando su temperatura es mayor que el cero absoluto y la otra sustancia próxima este a menor temperatura.

1.7.- TONELADA DE REFRIGERACION

Los equipos de refrigeración tanto doméstica como comercial, son tasados en Kcal ó BTU por hora de capacidad refrigerante, eventualmente en HP. El HP no es en realidad una medida de la cantidad de refrigeración, aunque por supuesto, para ciertas necesidades de refrigeración dadas por un compresor, este debe ser accionado por un motor de la potencia necesaria, la que si se da en HP.

Los equipos de refrigeración industrial y en algunas ocasiones también los comerciales, se especifican en "toneladas de refrigeración". Una TR es la cantidad de calor que debe de adicionarse a una tonelada de hielo puro a 0°C, para derretirla y convertirla en agua a 0°C, en el lapso de 24 horas. Esta cantidad de calor adicionada equivale a 72,576 Kcal ó 288,000 BTU.

De manera que si se desea calcular la capacidad frigorífica en función del peso del material y de la diferencia de temperatura, se emplea la siguiente fórmula:

$$\text{Ref.} = Q / 3,024$$

$$\text{Ref.} = Q / 12,000$$

El término Q debe estar dado en Kcal; ó BTU, para que sean las mismas unidades del denominador.

I.8.- CALOR SENSIBLE Y CALOR LATENTE

Mediante la adición ó sustracción de calor, un cuerpo puede modificar su estado físico y cambiar su temperatura. Dependiendo de cual de estos dos efectos se realice, el calor se clasifica en dos categorías; esta clasificación se hace solamente para facilitar los cálculos, pero no significa que haya diferencia en la naturaleza del calor mismo.

Quando un cuerpo absorbe ó cede calor sin cambiar su estado, se nota un cambio constante en su temperatura. Este tipo de calor se conoce como "Calor Sensible".

Quando un cuerpo cambia de estado, su temperatura no varía aunque siga adicionando ó sustrayendo calor durante el período de transición, porque todo el calor durante ese período es aprovechado íntegramente por las moléculas para ser capaces de cambiar de estado. El calor absorbido ó cedido durante el período de transición, se conoce como "Calor Latente".

I.8.1.- CALOR LATENTE DE FUSION

El cambio de una substancia de sólida a líquida ó de líquida a sólida requiere calor latente de fusión. Este también puede llamarse calor latente de licuefacción ó de congelación.

I.8.2.- CALOR LATENTE DE EVAPORACION

Para cambiar una substancia de líquido a vapor y de vapor a líquido se requiere calor latente de evaporación. Puesto que la ebullición es solo un proceso acelerado de evaporación,

este calor también puede llamarse calor latente de ebullición, o, para el caso contrario calor latente de condensación.

I.8.3.- CALOR LATENTE DE SUBLIMACION

El proceso de sublimación es el cambio directo de sólido a vapor sin pasar por el estado líquido, que puede ocurrir en algunas sustancias. El calor latente de sublimación es igual a la suma del calor latente de fusión y el calor latente de evaporación.

I.9.- ENTALPIA

Ha quedado establecido que todos los materiales contienen energía. La cantidad total de esta energía depende del estado físico y de la temperatura.

El contenido de calor de un cuerpo a partir de un punto arbitrariamente escogido como "0" se llama ENTALPIA, la cual es nula en 0°C ó 32°F para el agua. Su unidad es la Kcal/kg ó BTU/lb. Para los refrigerantes, el punto de entalpia = 0 es el correspondiente a -40°C de temperatura en ambas escalas; así pues, la energía calorífica total, medida de Kcal/kg ó BTU/lb por encima de la referencia aceptada como 0, se llama entalpia. De manera que cuando se hable de entalpia, contenido de calor ó calor total, se hablara del mismo concepto.

La entalpia de un vapor incluye el calor sensible del líquido más el calor latente necesario para la formación de vapor a esa misma temperatura.

La entalpia es una propiedad particular de cada material,

y al igual que el calor, no puede ser medida directamente, sino que debe calcularse a partir de temperatura, calores específicos y calores latentes de cada material en particular.

L10.- VAPOR SATURADO Y SOBRECALENTADO

Cuando la temperatura de un líquido se aumenta, llegará un momento en que parte del mismo se vaporizará, y se dice entonces que el líquido está saturado. El vapor resultante es un vapor saturado, y tanto este como el líquido, tendrán la misma temperatura.

Un ejemplo de vapor saturado es el que hay dentro de un cilindro con refrigerante con la mitad de su volumen ocupado por líquido. El vapor formado es vapor saturado.

Notese que la temperatura de saturación de un líquido y la temperatura de saturación del vapor, son la misma para una presión dada, y que el líquido no puede existir como tal a cualquier temperatura por encima de su temperatura de saturación y que el vapor no puede existir como vapor a cualquier temperatura por debajo de su temperatura de saturación.

Cuando un vapor es calentado por encima de su temperatura de saturación, se obtiene un vapor sobrecalentado. Para sobrecalentar el vapor, es necesario separarlo del líquido vaporizante y calentarlo posteriormente. Si a el vapor sobrecalentado se le quita algo de calor, el volumen y/o la presión del mismo disminuyen, pero no habrá condensación, pues

para que la hubiera, sería necesario enfriarlo hasta su temperatura de saturación primeramente.

I.10.1.- LIQUIDOS SUBENFRIADOS

Cualquier líquido que tenga una temperatura inferior a la temperatura de saturación correspondiente a la presión existente, se dice que se encuentra subenfriado.

I.10.2.- EBULLICION

Cuando se tiene agua dentro de un recipiente abierto y se le suministra calor, la temperatura irá en aumento constante, hasta que se desprenda algo de vapor. Esta evaporación se realiza a 100°C , si el recipiente esta al nivel del mar. A 100°C la presión del vapor de agua es de 1.033 kg/cm^2 , es decir, es igual a la presión atmosférica al nivel del mar.

La presión del vapor de agua a esta temperatura es lo suficientemente grande para permitir que el agua venza la presión atmosférica y se formen burbujas más ligeras que sus alrededores y floten hacia la superficie. En este momento el líquido hierve.

Si se reduce la presión sobre la superficie líquida, el líquido hervirá a menor temperatura, y viceversa; es decir, la temperatura de ebullición cambia si se cambia la presión ejercida sobre la superficie libre del líquido.

I.11.- PRESION ATMOSFERICA

La atmósfera alrededor de la tierra, que está compuesta de gases como el oxígeno y el nitrógeno, se extiende muchos

kilómetros sobre la superficie. El peso de esta atmósfera sobre la tierra crea la presión atmosférica. En un punto dado, la presión atmosférica es relativamente constante excepto por pequeños cambios debidos a las diferentes condiciones atmosféricas. Con el objeto de estandarizar y como una referencia básica para su comparación, la presión atmosférica al nivel del mar ha sido universalmente aceptada y establecida a 1.033 kilos por centímetro cuadrado (14.7 libras por pulgada cuadrada), lo cual es equivalente a la presión causada por una columna de mercurio de 760 milímetros (29.92 pulgadas) de alto. En alturas sobre el nivel del mar, la altitud de la capa atmosférica que existe sobre la tierra es menor y por lo tanto la presión atmosférica disminuye a 1,525 metros (5,000 pies) de altura, la presión atmosférica es sólo de 0.86 kilos por centímetro cuadrado (12.2 libras por pulgada cuadrada).

I.11.1.- PRESION ABSOLUTA

Generalmente la presión absoluta se expresa en términos de Kg/cm^2 (lb/in^2) y se cuenta 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.

I.11.2.- PRESION MANOMETRICA

Un manómetro de presión está calibrado para leer 0 kilos por centímetro cuadrado (0 libras por pulgada cuadrada) cuando no está conectado a algún recipiente con presión; por lo tanto, la presión absoluta de un sistema cerrado será siempre la presión manométrica más la presión atmosférica. Las

presiones inferiores a 0 Kg/Cm^2 (PSIG) son realmente lecturas negativas en los manómetros y se llaman milímetros (pulgadas) de vacío. Un manómetro de refrigeración mixto (compound) está calibrado en el equivalente de milímetros (pulgadas) de mercurio por las lecturas negativas. Puesto que 1.033 Kg/Cm^2 (14.7 PSI) son equivalentes a 760 milímetros (29.92 pulgadas) de mercurio, un Kg/Cm^2 (PSI) equivale aproximadamente a 738 milímetros (29.05 pulgadas). La presión absoluta en milímetros (pulgadas) de mercurio, indica los milímetros (pulgadas) de mercurio que una bomba de vacío perfecta debería obtener teóricamente. Por lo tanto a 1,525 metros (5,000 pies) de altura y bajo condiciones atmosféricas normales, un vacío perfecto sería de 632 milímetros (24.89 pulgadas) de mercurio, mientras que al nivel del mar sería de 760 milímetros (29.92 pulgadas) de mercurio.

A presiones muy bajas, es necesario usar una unidad de medida más pequeña puesto que incluso los milímetros y las pulgadas de mercurio son demasiado grandes para medir con exactitud. El micrón es la unidad usada para este objeto, y cuando hablamos de micrones de vacío, nos referimos a la presión absoluta en unidades de micrones de mercurio.

Un micrón es igual a $1/1,000$ de un milímetro y hay 25.4 milímetros por pulgada. Por lo tanto, una micra es igual a $1/25,400$ pulgadas. El vacío a 500 micrones sería el vacío efectuado a una presión absoluta de aproximadamente 0.02 pulgadas de mercurio, o, en condiciones normales, el

equivalente de una lectura de vacío de 29.92 pulgadas de mercurio.

I.12.- VOLUMEN ESPECIFICO

El volumen específico de una sustancia se define como el número de centímetros (pies) cúbicos ocupados por un kilo (libra) de esta sustancia, y en el caso de líquidos y gases, varía con la temperatura y con la presión a las cuales se somete la sustancia. Siguiendo la ley del gas perfecto, el volumen de un gas varía tanto con la temperatura como con la presión. El volumen de un líquido varía con la temperatura pero dentro de los límites de la refrigeración práctica, puede ser tomado como incompresible.

I.13.- DENSIDAD

La densidad de una sustancia se define como el peso por unidad de volumen y se expresa normalmente en gramos por centímetro cúbico (libras por pie cúbico). Puesto que por definición la densidad está directamente relacionada al volumen específico, la densidad del gas puede variar grandemente con los cambios de presión y de temperatura, sin embargo, se mantiene siendo gas imperceptible a la vista. Por ejemplo, el vapor de agua a 3.5 Kg/Cm^2 (50 PSIA) de presión y 138°C (281°F) de temperatura es tres veces más pesado que el vapor a 1.033 Kg/Cm^2 (14.7 PSIA) de presión y 100°C (212°F).

I.14.- FLUJO DE FLUIDOS

Para que un fluido pueda circular de un punto a otro, debe existir una diferencia de presión entre ambos puntos. Si no existe diferencia de presiones no habrá flujo. Fluidos pueden ser tanto los líquidos como los gases, y el flujo de ambos es importante en la refrigeración.

El flujo de fluidos en tuberías está regido por la presión creada sobre dicho fluido, el efecto de la gravedad debido a las tuberías ascendentes y descendentes, las restricciones en la tubería resistiendo el flujo, y la resistencia del fluido mismo a circular.

Conforme el fluido circula a través de la tubería, el contacto del fluido por las paredes del tubo crea fricción y por lo tanto resistencia al flujo. Curvas pronunciadas en las tuberías, válvulas y conexiones, al igual que otras obstrucciones, también crea resistencia al flujo y por lo tanto, el diseño básico del sistema de tuberías determinará la presión requerida para obtener cierta cantidad de flujo.

La diferencia de presión entre dos puntos dados está determinada por la velocidad, la viscosidad y la densidad del fluido. Si el flujo aumenta, la diferencia de presión también aumenta puesto que habrá más fricción por la mayor velocidad del fluido. Esta diferencia de presión se llama pérdida de presión.

Puesto que el control de las temperaturas de evaporación y condensación es crítico en el trabajo de refrigeración

mecánica, las pérdidas de presión a través de las líneas conductoras pueden afectar grandemente el rendimiento del sistema, por lo que es preciso evitarlas.

I.15.- EFECTOS DEL FLUJO DE FLUIDOS EN LA TRANSMISION DE CALOR

La transmisión de calor de un fluido a través de aletas de metal, resulta grandemente afectada por la acción del fluido en contacto con estas superficies metálicas. Como regla general, cuanto mayor sea la velocidad del flujo ó cuanto más turbulento sea, mayor será su capacidad de transmisión de calor. La rápida ebullición de un líquido al evaporarse también aumentará el coeficiente de transmisión de calor. Por el contrario, un flujo tranquilo de un líquido tiende a permitir que se forme una capa aislante en la superficie del metal resistiendo el flujo de calor y reduciendo el coeficiente de transmisión de calor.

I.16.- PRIMERA LEY DE LA TERMODINAMICA

Existen dos tipos de sistemas: de masa fija (en un espacio cerrado) y de masa en movimiento (en un espacio abierto). El primer corolario de la primera ley de la Termodinámica, la cual expresa que la energía se conserva, constituye la aplicación de la ley de la conservación de la energía a los sistemas cerrados; el segundo corolario es la aplicación de la ley de la energía a los sistemas abiertos. Primero vamos a ver a los sistemas cerrados:

Energía final - energía inicial = energía agregada al sistema

$$E_2 - E_1 = Q - W \quad (1.1)$$

En este caso las energías existentes son: La energía cinética, la energía potencial y la energía interna. En la expresión también involucra el calor y el trabajo (cuando se suministra calor (+Q) al sistema, y se realiza un trabajo (-w) sobre él), por lo tanto,

$$(u_2 - u_1) + ((v_2^2 - v_1^2)/2) + (g)(z_2 - z_1) = q - w$$

Consideremos el calor y el trabajo en la ecuación de energía, haciendo que se produzca un cambio; supongamos que el sistema efectúa un trabajo W y recibe un calor Q, como se indica en la figura 2. El pistón se mueve produciendo expansión y realizando un trabajo, y el sistema recibe calor de sus alrededores. Si el sistema opera entre los estados inicial y final, entonces la primera ley de la Termodinámica, ecuación (1.1), será:

$$Q = E_2 - E_1 + W$$

Los signos de Q y W reflejan el hecho de que ambos son positivos desde el punto de vista termodinámico. Una manera de evitar esto, si parece confuso, consiste en efectuar un balance de energía para el sistema:

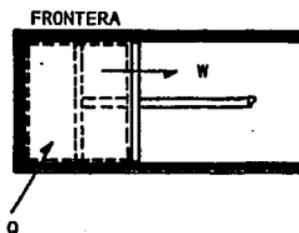


Figura 2: Un sistema constituido por un cilindro y su pistón recibe calor y realiza trabajo.

energía inicial + energía entrante = energía final + energía saliente

$$E_1 + Q = E_2 + W$$

Despejando Q en esta ecuación y dividiendo entre la masa tenemos:

$$q = (e_2 - e_1) + w$$

por lo tanto:

$$q = (u_2 - u_1) + ((v_2^2 - v_1^2)/(2)) + g(z_2 - z_1) + w \quad (1.2)$$

Por lo general, las energías cinéticas y potencial se desprecian, particularmente en el caso de los sistemas

cerrados, así que:

$$q = (u_2 - u_1) + w$$

ó bien,

$$q = \delta u + w$$

Si se toman diferenciales en esta última ecuación tenemos:

$$dq = du + dw \quad (1.3)$$

y el cambio total en el sistema es

$$dQ = dU + dW \quad (1.4)$$

Las ecuaciones (1.3) y (1.4) suelen denominarse "ecuaciones de la primera ley para sistema cerrado". Ya hemos visto que no implica más que un balance de energía.

Ahora examinaremos el segundo caso (para un sistema abierto):

Pensemos ahora en un sistema donde hay flujo de masa, es decir, en un sistema abierto. En estos casos, el volumen se encuentra fijo en el espacio, la masa fluye hacia adentro y hacia fuera de dicho volumen de análisis, ó volumen de control. Esta es una situación técnica muy común: en un motor aeronáutico de reacción, el aire entra y sale del motor; en una turbina de vapor, esta sustancia entra y sale de la máquina. En ambos casos, el fluido operante efectúa trabajo y hay flujo de calor y transformación de energía: de térmica a mecánica.

El segundo corolario de la primera ley se funda en el principio de la conservación de la energía, aplicado a los sistemas abiertos. Consideremos el volumen de control que se

muestra en la figura 3, ubicada en una corriente de fluido.

Como se indica puede haber flujo de calor y realización de trabajo.

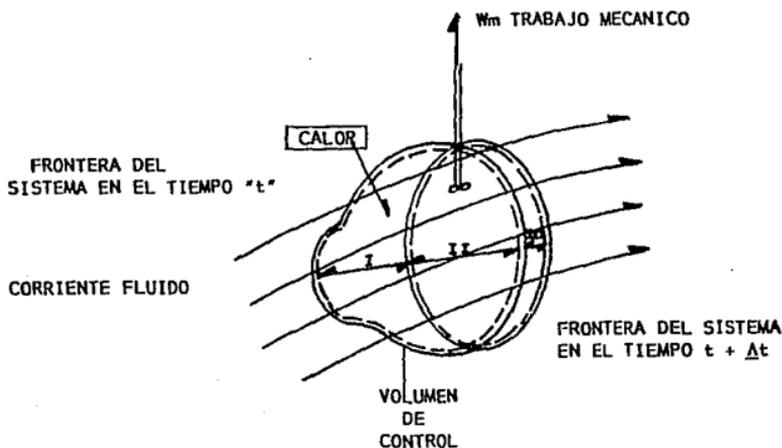


Figura 3: Volumen de control ubicado en una corriente de fluido, con transferencia de calor y de trabajo.

Para el caso de un régimen permanente (o sea, de estado estable y flujo constante), la primera ley puede expresarse como un balance de energía:

Energía entrante = Energía saliente

$$Q + (e + pv)_{entra} m_{entra} = (e + pv)_{sal} m_{sal} + W_m$$

y para el caso en que existan condiciones de flujo constante,

$$m_{entra} = m_{sal} = m$$

$$Q + (e + pv)_{entra} m = (e + pv)_{sal} m + W_m$$

Si separamos en tres componentes la energía total: energía interna, energía cinética y energía potencial, ello nos conducirá al caso de la ecuación de energía referida a la unidad de masa:

$$q + u + pv_1 + (E.C)_1 + (E.P)_1 = u_2 + pv_2 + (E.C)_2 + (E.P)_2 + w$$

$$q = \delta u + \delta(pv) + \delta(E.C) + \delta(E.P) + w$$

$$dq = du + d(pv) + d(E.C) + d(E.P) + dw$$

y por lo tanto,

$$Q + m [u_1 + pv_1 + (E.C)_1 + (E.P)_1] = m [u_2 + pv_2 + (E.C)_2 + (E.P)_2] + W \quad (1.5)$$

Podemos observar que hay dos términos de energía en ambos miembros de la ecuación, términos que pueden ser agrupados, pues los dos son propiedades del sistema. En consecuencia.

$$h = u + pv \quad (1.6)$$

$$H = U + PV \quad (1.7)$$

La suma de estas propiedades, h , recibe el nombre de entalpía. Observese que u y pv deben de estar en unidades compatibles. La primera ley se puede expresar en función de diferenciales como:

$$dq = dh + d(E.C) + d(E.P) + dw \quad (1.8)$$

I.17.- SEGUNDA LEY DE LA TERMODINAMICA

La segunda ley de la Termodinámica se puede expresar de diversas maneras. Sin embargo, independientemente de la terminología empleada, el propósito de la segunda ley es dar un sentido ó dirección a los procesos de transferencia de energía. La segunda ley de la Termodinámica establece que:

Siempre que se transfiere energía, el nivel de la misma no puede conservarse, y parte de ella tiene que reducirse permanentemente a un nivel inferior.

A diferencia de la primera, la segunda ley de la Termodinámica establece el sentido ó la dirección en que se llevan a cabo los procesos. También indica que es imposible crear una máquina de movimiento perpetuo de segunda clase, es decir, una que contravenga la segunda ley de la Termodinámica. Existen dos corolarios de este principio, y el primero establece que:

Es imposible construir una máquina que funcione entre dos depósitos térmicos, con temperaturas distintas y uniformes, y que supere la eficiencia de una máquina reversible ideal que opere entre tales depósitos.

El segundo corolario expresa que:

Todas las máquinas reversibles presentarán la misma eficiencia cuando operen entre los mismos dos depósitos térmicos de temperaturas constantes.

Sadi Carnot observó por vez primera que en las máquinas de vapor no podrá haber alguna producción de trabajo, a menos

de que exista un flujo de calor de un depósito térmico de alta temperatura hacia uno de baja temperatura. Observó además que el trabajo producido es función de la diferencia de temperatura entre los depósitos, y que resultaba de mayor magnitud cuando la diferencia era mayor.

Consideremos la máquina térmica de la figura 4, la cual representa una planta de fuerza motriz, como la de un barco. En dicha figura, el combustible se quema en el hogar de una caldera y la energía térmica liberada Q_H en el proceso convierte el agua líquida en vapor de alta temperatura. La caldera representa el depósito térmico de alto nivel de temperatura. El vapor se expande en la turbina, efectuando un trabajo W_{neto} y alcanzando luego una temperatura baja. El vapor se condensa después a esta temperatura en el condensador, que es el depósito térmico de bajo nivel de temperatura y que recibe el calor Q_L , se completa el ciclo a ser impulsado el líquido por la bomba de alimentación de la caldera. El enunciado de Kelvin y Planck para la segunda ley es:

No es posible que exista un proceso cíclico cuyo único resultado sea el flujo de calor desde un único depósito térmico, y la realización de un trabajo equivalente.

Al relacionar esta afirmación de la segunda ley con el ciclo de potencia de la figura 4. Podríamos eliminar el condensador del sistema y seguir teniendo un ciclo? No, pues en este caso el vapor no podría volver a la caldera, sino que

se escaparía a la atmósfera. Si el condensador se encontrará a la misma temperatura de la caldera, podrá efectuarse trabajo? No. Si se realiza trabajo habría una reducción de temperatura en el fluido, y el calor tendría que fluir de frío a caliente al pasar por el condensador después de salir de la turbina.

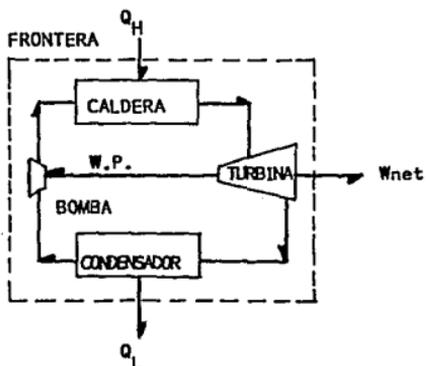


Figura 4: Máquina térmica básica, en el cual se indican los flujos de calor y el trabajo neto de salida.

Esto constituye una infracción de la segunda ley. El enunciado de Kelvin y Planck expresa que no es posible la conversión en trabajo de todo el calor suministrado. Solo una parte del calor puede transformarse en trabajo, y ello corresponde al enunciado de la segunda ley en términos de niveles de energía.

1.17.- MAQUINA DE CARNOT DE CICLO INVERSO

El motor de Carnot es una máquina productora de potencia que recibe calor como energía entrante, y entrega trabajo mecánico como energía saliente.

Cuando se invierte en ciclo de Carnot, ello significa que el trabajo mecánico es ahora energía de entrada, y puede hacer fluir calor de un cierto nivel de energía (temperatura) a otro. Esto nos sirve para entender como funcionan los refrigeradores.

La energía mecánica la suministra un motor eléctrico que impulsa un compresor, y el refrigerante (la sustancia de trabajo) absorbe ó toma el calor del interior del espacio a enfriar, a temperatura baja, y lo entrega ó descarga a una temperatura alta en los serpentines de condensación colocados en la parte externa del sistema frigorífico.

Este ciclo termodinámico inverso presenta exactamente los mismos procesos que el ciclo de Carnot directo (o de potencia), solo que ahora el ciclo se efectúa en sentido contrario.

El diagrama p - V corresponde a una máquina frigorífica de Carnot se observa en la figura 5.

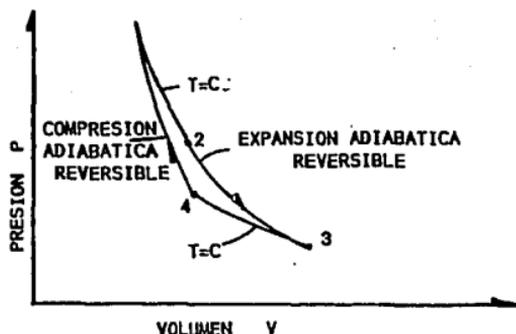


Figura 5: Diagrama p-V correspondiente al ciclo de Carnot inverso.

El propósito de una máquina Carnot de ciclo inverso, consiste en retirar ó extraer cierta cantidad de calor a baja temperatura, $Q_{entrada}$, mediante el suministro de trabajo. Esto da por resultado una cesión de calor a alta temperatura, Q_{salida} . El rendimiento de esta máquina de ciclo inverso se expresa por el llamado coeficiente de funcionamiento (C.O.F) en vez de algún concepto común de eficiencia. No obstante, tal coeficiente expresa el mismo índice de operación de una eficiencia ó eficacia: el efecto deseado dividido entre el insumo para su obtención. En el caso de una máquina Carnot el ciclo inverso, que emplea un gas ideal como sustancia de

trabajo, el coeficiente de funcionamiento es

$$C O P = (Q_{entrada} / W_{neto}) = (T_C) / (T_H - T_C)$$

donde el trabajo neto se ha expresado como una cantidad positiva. De este modo, el coeficiente de funcionamiento de una máquina Carnot de ciclo inverso depende solo de las temperaturas absolutas de los depósitos térmicos. El coeficiente de rendimiento ó funcionamiento de la mayoría de los ciclos inversos es mayor a la unidad.

Un dispositivo que funcionará en base a este ciclo podría producir enfriamiento ó calentamiento en el espacio donde se requiriese acondicionar ó regular temperatura. Máquinas ó sistemas de este tipo proporcionan un acondicionamiento ambiental por todo el año en algunos recintos ó edificaciones.

C A P I T U L O I I

C I C L O D E R E F R I G E R A C I O N

P O R C O M P R E S I O N M E C A N I C A

CICLO DE REFRIGERACION POR COMPRESION MECANICA

II.1.- OPERACION GENERAL DEL CICLO

El compresor es la máquina encargada de hacer recircular al refrigerante dentro del ciclo, y por lo tanto, podríamos compararlo con una bomba para impulsión de fluidos. El compresor, entonces, bombea gas, nunca líquidos, ya que los líquidos son incompresibles.

Cuando el vapor refrigerante llega a la válvula de succión a la temperatura y presión de vaporización, en este punto la presión del vapor es baja, y por lo tanto, la temperatura de saturación también es baja.

Durante la compresión, la presión del vapor es aumentada de tal manera, que la temperatura de saturación correspondiente está por encima de la temperatura del medio de condensación que se emplee (agua y aire). Igualmente, puesto que se trata de un trabajo de compresión sobre vapor, la presión de éste aumenta, así como la energía interna, y por lo tanto, aumenta la temperatura de dicho vapor.

Después de la compresión, el vapor a alta presión y a alta temperatura es descargado hacia el condensador, en donde el calor pasa al medio de condensación que está, por supuesto, a menor temperatura. Como un vapor no puede ser enfriado a una temperatura inferior a su temperatura de saturación, la pérdida continua de calor que experimenta el vapor refrigerante dentro del condensador, lo obliga a transformarse

en líquido a alta presión a temperatura de saturación. A continuación, el líquido y el vapor resultantes, con la misma presión y temperatura, fluyen hacia el tanque receptor, para ir posteriormente a el control de flujo del refrigerante el cual tiene la finalidad de medir la cantidad justa del refrigerante al evaporador y reducir la presión del líquido que entra al evaporador y reducir la presión del líquido que entra al evaporador. Dentro del evaporador, el refrigerante absorbe calor del medio que se pretende enfriar, y posteriormente lo devuelve dentro del condensador, hacia el medio condensante, que puede ser agua, aire o ambos.

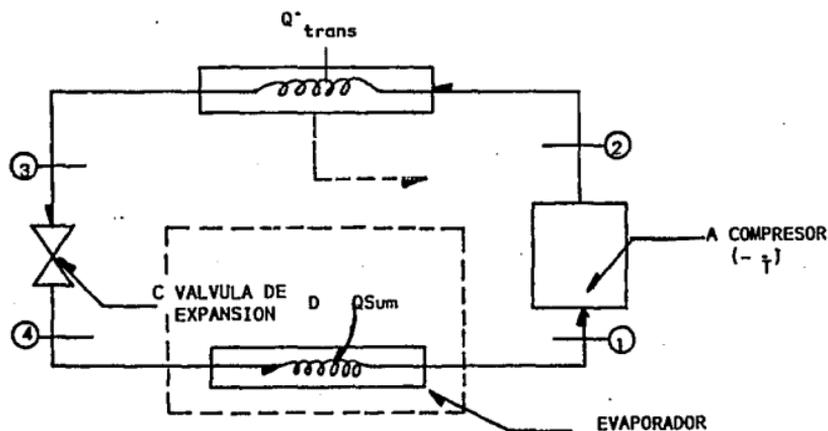


Figura 6: Ciclo básico de refrigeración por compresión mecánica.

II.2.- PRESIONES INTERNAS

Desde el punto de vista de las presiones internas existentes dentro de un sistema de refrigeración, éste puede dividirse en dos partes: lado de alta y lado de baja presión.

El lado de baja presión del sistema se indica en la salida del control de flujo del refrigerante (válvula de expansión, válvula termostática, etc.), e incluye el evaporador, la línea de succión, la válvula de succión del compresor y el cárter del mismo. La presión ejercida por el refrigerante en todos estos puntos es la baja presión a la cual el refrigerante es evaporado dentro del evaporador.

El lado de alta presión del sistema se inicia dentro de los cilindros del compresor durante la compresión, e incluye la válvula de descarga, la línea de "gas caliente", el condensador, el receptor y la línea de líquido, y termina en la entrada al control de flujo del refrigerante. La presión ejercida por el refrigerante en cualquiera de estos puntos, es la alta presión a la cual el refrigerante es condensado dentro del condensador.

II.3.- FUNCION DE CADA COMPONENTE DEL SISTEMA

II.3.1.- COMPRESOR

El compresor sirve para elevar la presión del refrigerante evaporado comprimiendo el vapor. Por medio del compresor, el refrigerante transfiere el calor desde un lugar frío hasta uno caliente haciéndolo fluir por lo que se llama ciclo de refrigeración. Los compresores de uso más común son del tipo recíprocante, y cuentan con uno o varios pistones que se desplazan dentro de un cilindro para comprimir el gas. En este tipo de compresor el pistón se desplaza hacia arriba y hacia abajo dentro de un cilindro; este desplazamiento permite succionar plenamente el refrigerante en estado de vapor a baja presión proveniente del evaporador hacia el cilindro; al ascender el pistón, el volumen de vapor prevaeciente en el cilindro se reduce elevando su presión de modo paulatino. Un anillo está colocado en el pistón a fin de evitar una posible fuga de vapor entre la holgura del pistón y la pared del cilindro al comprimir el gas, ocasionando una disminución del vapor comprimido por fugas de gas. Al ser mayor la presión del gas comprimido que la presión de gas del tubo de descarga, la válvula de descarga colocada en la parte superior del cilindro se abre por la presión del gas, permitiendo el flujo de gas hacia el exterior (tuberías). Cuando el pistón llega a la posición más alta, el gas contenido en el cilindro se evacúa casi por completo. existe una porción de gas retenido en la holgura resultante entre la cabeza (tapa), el cilindro y el

pistón y se conoce como holgura superior. El desplazamiento del pistón hacia abajo agranda el volumen del gas residual reduciendo su presión, al bajar el pistón ligeramente, la presión del vapor prevaeciente en el cilindro alcanza un nivel inferior en el tubo de succión. Esta última presión empuja la válvula de succión hacia arriba y permite que el flujo de vapor del tubo de succión hacia el interior del cilindro aumente hasta que el pistón llegue hacia su posición inferior; al suceder esto, el cilindro estará lleno de vapor a baja presión proveniente del evaporador. Mismo que se comprime mediante el movimiento ascendente del pistón.

II.3.2.- CONDENSADOR

El condensador sirve para licuar el gas enfriandolo; en la mayoría de los casos, se utiliza agua para enfriar el gas (sistema de enfriamiento por agua) sin que se descarte el uso de aire (sistema de enfriamiento de aire) en condensadores de tamaño pequeño.

El sistema de enfriamiento por agua permite la transferencia del calor que tiene el refrigerante gaseoso al agua de enfriamiento por la pared del tubo de enfriamiento; el agua de enfriamiento puede fluir en el interior de dicho tubo o su contorno exterior. El grosor de la pared del tubo oscila entre 3 a 5 mm, realmente no obstruye dicha transferencia calorífica dado que, algunos metales como hierro, cobre, latón son buenos conductores de calor. La transferencia calorífica

se vuelve ineficiente cuando se deposita sarro o una película de aceite en la superficie interior o exterior del tubo, por mas delgadas que sean. El sarro y la película de aceite no son buenos conductores de calor; estos apenas conducen 1/40 y 1/400 del calor que conduce el hierro, respectivamente. Lo anterior muestra que la transferencia de calor se reduce considerablemente. La formación de la película de aceite no se pueda impedir cuando se emplea freón, ya que esta substancia disuelve el aceite.

De usar los tubos de enfriamiento con depósitos de sarro ó con película de aceite no permiten enfriar bien el refrigerante gaseoso aun contando con agua de enfriamiento muy fría, la cual genera un refrigerante líquido tibio que eleva la presión en el condensador, y que se traduce en un incremento de carga sobre el compresor.

Por otro lado, la velocidad del agua que corre en el interior del tubo hace variar el grado de la transferencia de calor. Cuando más rápido fluya el agua, mejor transferencia de calor se obtiene. Ya que, cuando se enfría un objeto con agua, el tiempo se puede reducir agitando el agua; es recomendable aumentar la velocidad del flujo de agua, no en exceso, ya que se puede generar el problema de corrosión y de desgaste afectando el funcionamiento de la bomba lo cual no se considera conveniente. Se puede afirmar, en términos generales, que de haber una diferencia de temperatura de 4 a 6°C, entre la temperatura de entrada de agua y la de salida

en el condensador se cuenta con un flujo suficiente.

II.3.3.- VALVULA DE EXPANSION

La válvula de expansión esta diseñada para oponer una resistencia al flujo de refrigerante líquido. El que se mantenga baja la presión del evaporador se atribuye a la función de la válvula de expansión. Aun cuando el compresor succione el refrigerante evaporado sin cesar, la presión del evaporador no se puede reducir de haber un flujo cuantioso del líquido proveniente de la válvula de expansión. La disminución de la presión del evaporador se logra mediante una reducción en la válvula de expansión, que controla el flujo, efectuándose la refrigeración.

Así que el ajuste en la presión del evaporador se hace por medio de la apertura y el cierre de la válvula de expansión. Cuando la válvula esta demasiado abierta, la presión en el evaporador se incrementa ocasionando que el vapor succione el vapor mezclado con líquido, al presentarse esta situación, el cabezal del cilindro del compresor genera escarcha, y se denomina compresión en húmedo, es decir, el compresor, comprime el vapor que contiene gotas microscópicas de líquido, éstas se evaporan, y se enfría el gas de descarga dejando la escarcha en el cilindro.

El fenómeno conocido como regreso de líquido es el acumulamiento de líquido en el compresor; a medida que se realiza el proceso de compresión se tiene una cantidad cada

vez mayor dentro del mismo, el líquido opone mayor resistencia para fluir por la válvula de descarga dando lugar a que el cilindro quede lleno del líquido, esto genera una presión de líquido extremadamente alta, ocasionando lo que se conoce como bloqueo de líquido, reconociéndose por los ruidos anormales en el compresor. Estas altas presiones pueden llegar al extremo de romper el compresor cuando el bloqueo de líquido es sumamente violento.

Una solución a este problema es cerrar un poco la válvula de expansión; esta medida implica que el flujo de líquido se reduzca aumentando, en consecuencia, la resistencia al flujo, reduce la presión, con la consecuente reducción en la temperatura del evaporador.

Al cerrar la válvula de expansión se transfiere un gran volumen de calor desde el exterior ocasionando que el líquido alimentado al evaporador se evapore por completo, el compresor trabaja succionando gas totalmente seco, y se conoce como compresión en seco.

II.3.4.- EVAPORADOR

El evaporador es donde el refrigerante líquido se evapora a temperaturas bajas y se lleva a cabo la acción de refrigeración.

La función es que se transfiera bien el calor desde el exterior hacia el refrigerante líquido que contiene el evaporador.

El tubo de enfriamiento colocado en el interior del refrigerador es un ejemplo de evaporador, la humedad que prevalece en el aire se condensa, convirtiéndose en hielo y cubriendo el exterior del tubo de enfriamiento. El hielo que se forma así no conduce bien el calor (la conductividad del hielo es el doble del valor de la que tiene el corcho) impidiendo la transferencia de calor como si el evaporador fuera cubierto de una capa aislante, por lo que, cada vez que sea necesario, es importante deshielarlo.

DIAGRAMA DE INSTALACION

- 1.- CONTENEDOR
- 2.- EVAPORADOR
- 3.- UNIDAD CONDENSADORA
- 4.- VALVULA DE EXPANSION TERMOSTATICA
- 5.- MIRELLA
- 6.- DESHIDRATADOR
- 7.- PRESOSTATO DE RAJA
- 8.- VALVULA SOLENOIDE
- Tubería : cobre flexible

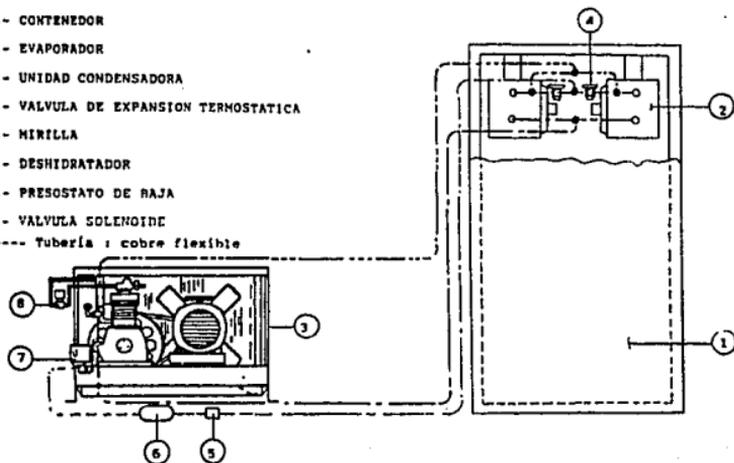


Figura 7: Equipo básico de refrigeración

II.4.- DESCRIPCION DEL DIAGRAMA PRESION-ENTALPIA

El diagrama presión-entalpía es el medio gráfico más común para representar las propiedades de un refrigerante.

Con las líneas de vapor y líquido saturados como referencia, aparecen en el diagrama (p-h), las líneas de temperatura, entropía y volumen específico constantes. Las líneas de temperatura constante son horizontales en las zona de dos fases, pues en esta, la temperatura debe corresponder a la presión de saturación del líquido y del vapor. La región de líquido subenfriado ó líquido comprimido se encuentra a la izquierda de la línea de líquido saturado. En esta región las líneas de temperatura constante son prácticamente verticales. Por consiguiente, la temperatura de un líquido comprimido determina la entalpía pero no la presión, por lo cual ésta no puede ser referencia ó argumento de entrada para uso del diagrama. En estas condiciones y a presiones moderadas el valor aproximado de la entalpía del líquido subenfriado, se obtiene en la tabla de vapor sobre la columna de líquido entrando con el valor de la temperatura existente, aunque la presión real pudiera ser superior a la de saturación. La región del vapor sobrecalentado se encuentra a la derecha de la línea de vapor saturado. En tal región las líneas de temperatura constante descienden primero lentamente hacia la derecha, y después hasta determinado rango de presiones verticalmente.

Las líneas de volumen específico constante se elevan

hacia la derecha. Las líneas de volúmenes específicos mayores se encuentran a presiones progresivamente más bajas.

Las líneas de entropía constante se elevan hacia la derecha. Una compresión isocentrópica nos indicará el esperado incremento de entalpía al aumentar la presión durante una compresión.

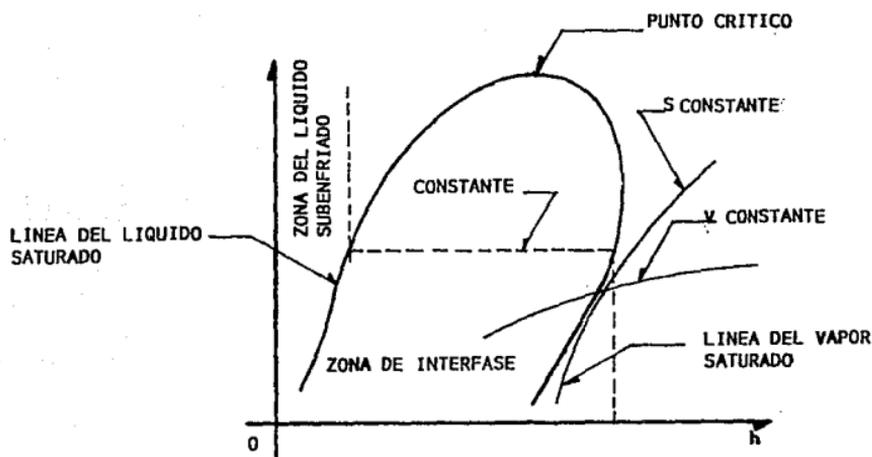


Figura 8: Líneas constantes en el diagrama P-h

II.B.- PROCESOS DEL CICLO

Durante el proceso de (1-2) el compresor A aspira vapor saturado de un refrigerante hirviendo a baja temperatura, y comprime este vapor isentrópicamente hasta un cierto sobrecalentamiento con gran incremento de presión.

A la salida del compresor, el vapor a presión pasa a el condensador B en donde durante el proceso (2-3) se condensa a presión constante cediendo al agua de refrigeración una cantidad de calor Q_{trans} .

Al abandonar el condensador, el fluido de trabajo pasa a la válvula de estrangulación ó expansión C, en donde, durante el evento (3-4) baja su presión y temperatura a entalpía constante. El fluido ya húmedo, una vez que ha circulado por la válvula, contiene una débil proporción de vapor a baja temperatura (punto 4), constituyendo en tales condiciones el "portador de frío".

El "portador de frío" atraviesa el local a enfriar D por el interior de una tubería, extrayendo del local cierta cantidad de calor Q_{sum} a presión constante durante el evento (4-1), a través del cual se evapora. El ciclo se repite nuevamente.

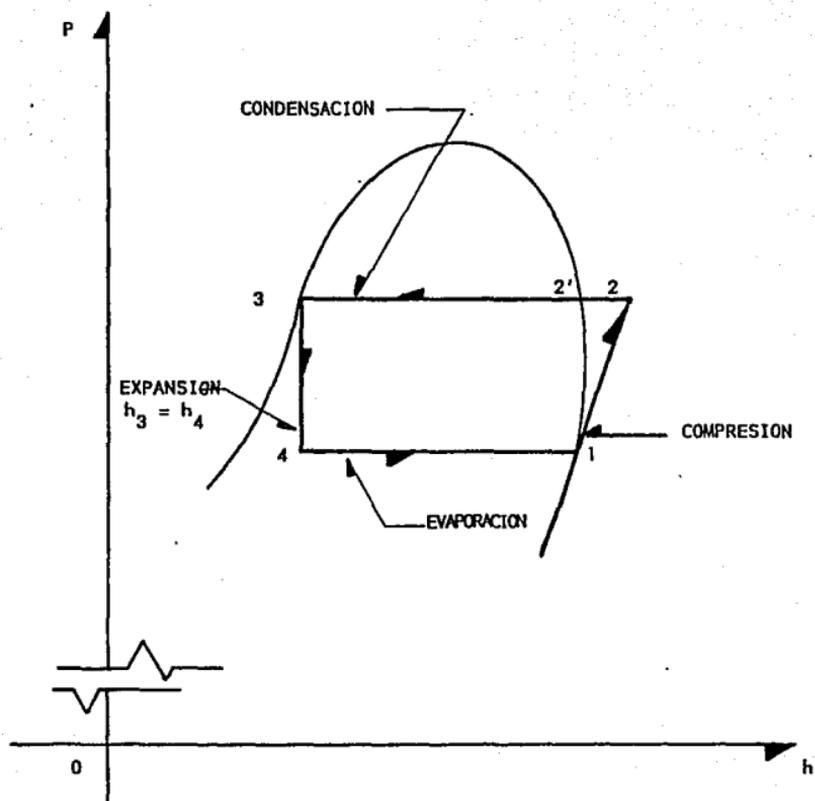


Figura 9: Representación de los procesos del ciclo de refrigeración en un diagrama P-h

II.6.- ACCESORIOS

Cierto número de elementos accesorios se utilizan en los circuitos de refrigeración para fines específicos y su empleo en un sistema concreto depende de la aplicación.

II.6.1.- RECIBIDOR

Un recibidor es básicamente, un tanque de almacenamiento para refrigerante líquido, que se utiliza prácticamente en todas las unidades enfriadas por aire equipadas con válvulas de expansión.

El recibidor deberá ser lo suficientemente grande para alojar la carga completa de refrigerante del sistema.

Para acumular el refrigerante en el recibidor, éste deberá tener una válvula a la salida.

La salida del recibidor debe disponerse de modo que siempre exista refrigerante líquido aun cuando el nivel del tanque receptor pueda variar, con el fin de evitar que pueda penetrar vapor en el conducto de líquido. Por consiguiente, si la salida se encuentra en la parte superior ó si se ha colocado a un lado, se utiliza un tubo sumergido que se extiende hasta $1/2''$, aproximadamente, del fondo.

En los sistemas pequeños que utilizan tubos capilares para la alimentación de refrigerante líquido, pueden tener cargas de refrigerante muy reducidas y si la carga de funcionamiento es claramente constante, puede eliminarse claramente el recibidor del sistema con un cuidadoso diseño

del evaporador y del condensador. En caso de que el condensador tenga un volumen suficiente para proporcionar un espacio de almacenamiento, no se precisa de un recipiente separado, tal como sucede en las unidades enfriadas por agua con condensador de casco y tubo.

II.6.2.- INTERCAMBIADOR DE CALOR

Un intercambiador de calor es un dispositivo para transferir calor de un medio a otro. En los sistemas de refrigeración comercial, el término general de intercambiador de calor se emplea para describir un componente que transfiere el calor del refrigerante líquido al gas de succión, con varios fines:

- 1.- evitar la escarcha ó la condensación
- 2.-subenfriar el refrigerante líquido suficientemente para evitar la formación de gas en el conducto de líquido.
- 3.-Para evaporar cualquier refrigerante líquido que salga del evaporador.
- 4.-Para aumentar la capacidad del sistema.

Un intercambiador de calor típico se representa en la figura. el gas de succión fluye a través del tubo mayor central, mientras que el líquido es conducido a través del tubo pequeño dispuesto en torno del tubo de succión. El vapor de succión frío absorbe el calor del líquido caliente de alta presión mediante el contacto metálico de tubo a tubo.

Frecuentemente se disponen aletas internas en la sección de gas de succión para aumentar la transferencia de calor entre el gas de succión y el refrigerante líquido.

II.6.3.- ACUMULADOR DE SUCCION

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

La función del acumulador consiste en interceptar el refrigerante líquido antes de que pueda alcanzar el cárter del compresor. Este debe colocarse en la tubería de succión, entre el evaporador y el compresor; debe tener una capacidad lo suficientemente grande para alojar la máxima cantidad de líquido que pudiera producir la inundación. Debe estar equipado ó bien con una fuente de calor para evaporar el refrigerante líquido ó de un aditamento para regresar el líquido al compresor poco a poco.

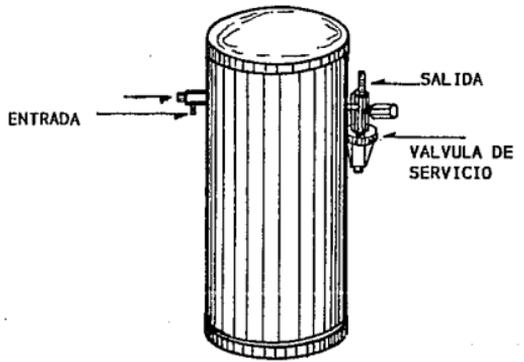
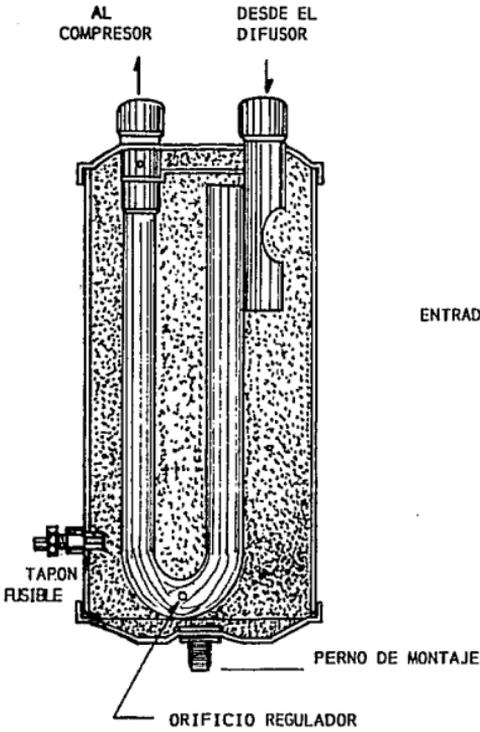
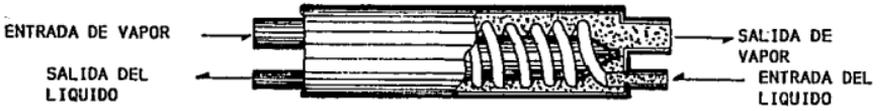


Figura 10: La foto nos muestra al Recibidor, Intercambiador de calor y el Acumulador de succión

II.6.4.- SEPARADOR DE ACEITE

Aunque los sistemas bien diseñados son efectivos para evitar problemas de retorno del aceite, existen ciertos casos en los que el empleo de separadores de aceite puede ser necesario. Estos se requieren con mayor frecuencia en los sistemas de temperatura ultra baja, con evaporadores inundados, ó en otros sistemas en los que se producen problemas de retorno de aceite.

Un separador de aceite es básicamente una cámara de separación para el aceite y el gas de descarga. En un sistema de refrigeración siempre existe alguna cantidad de aceite en circulación y el aceite que abandona el compresor es arrastrado por el gas de descarga caliente, el cual se desplaza a gran velocidad. El separador de aceite, cuando se utiliza, se instala en el conducto de descarga entre el compresor y el condensador. Por medio de deflectores y una reducción de la velocidad del gas en la cámara separadora de aceite, la mayor parte del aceite se separa del gas caliente y es devuelto al cárter del compresor mediante una válvula de flotador y tubería de conexión. La eficacia de un separador de aceite varía con las condiciones de carga y nunca es eficaz al 100 % aun en condiciones ideales. En caso de que el diseño de un sistema motive el arrastre de aceite, un separador de aceite únicamente puede demorar la dificultad de lubricación pero no subsanarla.

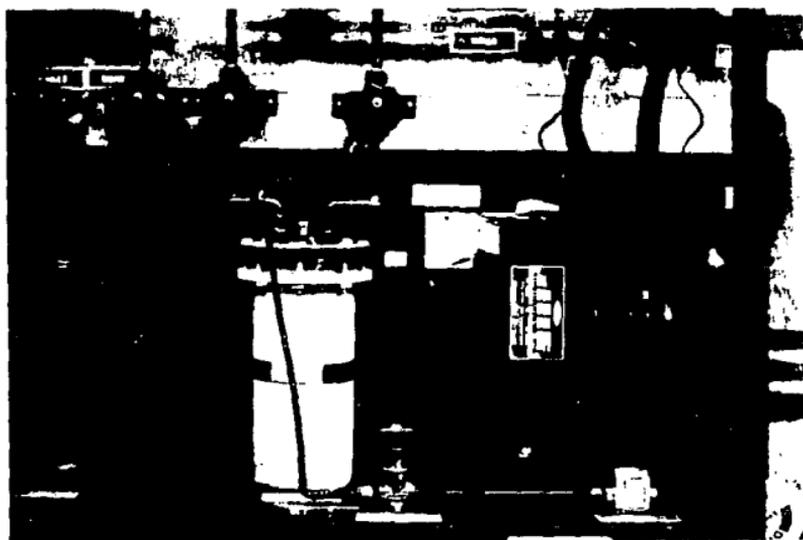


Figura 11: Muestra un separador de aceite

II.6.5.- DESHIDRATADOR

La humedad es uno de los enemigos básicos de un sistema de un sistema de refrigeración y el nivel de humedad debe ser mantenido al mínimo con el fin de evitar alteraciones en el funcionamiento del sistema ó el deterioro del compresor. Aun con las más extremadas precauciones, la humedad penetrará en un sistema en el momento en que este se abra para mantenimiento. A menos que el sistema sea evacuado a fondo y vuelto a cargar después de haber estado expuesto a la humedad, el único medio efectivo para eliminar pequeñas cantidades de humedad es el empleo de un deshidratador.

Los deshidratadores ó secadores, tal como se denominan comúnmente, están constituidos por una envoltura rellena con

secante ó agente de secado, provista de un filtro adecuado en cada extremo. Algunos secadores se han fabricado en forma de un bloque poroso, de modo que el refrigerante se filtra a través de la totalidad del bloque. Los deshidratadores se montan en la línea de líquido, de forma que todo el refrigerante en circulación pasa a través del secador cada vez que circula por el sistema. La mayoría de los secadores están constituidos de modo que pueden desempeñar la doble función de filtro y secador.

Se utilizan muchos agentes de secado diferentes, aunque prácticamente todos los secadores modernos son ó bien del tipo desechable ó del tipo de elemento recambiable, y se considera buena práctica el desechar el elemento secador utilizado, cada vez que se abre el sistema, y sustituirlo por un nuevo secador.

II.6.6.- FILTROS PARA LA LINEA DE SUCCION

Con el fin de proteger al compresor de basuras dejadas en el sistema cuando se efectuó su instalación, se utilizan filtros en la línea de succión. Estos filtros están diseñados para su instalación permanente y pueden ser del tipo cerrado ó pueden estar equipados con elemento reemplazable, de modo que el filtro pueda ser cambiado con facilidad en caso de ser necesario.

II.6.7.- ELIMINADORES DE VIBRACION

Con el fin de evitar la transmisión de ruido y vibración procedente del compresor a través de las tuberías de refrigeración, se instalan con frecuencia eliminadores de vibración tanto en la línea de succión como en la de descarga. En pequeñas unidades, en donde se emplea tubería de cobre blando de pequeño diámetro para las líneas de refrigeración, un serpentín de tubería puede proporcionar una protección adecuada contra la vibración. En compresores mayores se utiliza frecuentemente un conducto metálico flexible.

II.6.8.- COLADORES

Los coladores como su nombre lo indica, se montan en las líneas de refrigerante, con el fin de eliminar la suciedad, partículas metálicas, etc. que pudieran producir una alteración en el funcionamiento de los dispositivos de control del refrigerante o en el compresor. Aunque la configuración del colador es variable, básicamente consiste de una carcasa con un filtro de fina malla. Dado el pequeño orificio en las válvulas de expansión y de solenoide, los coladores se montan normalmente antes de estos componentes en la línea de refrigerante líquido..

II.6.9.- INDICADORES DE HUMEDAD Y LIQUIDO

Un indicador de líquido permite al operador observar el flujo de refrigerante en el sistema. Las burbujas ó espuma en

el indicador de líquido muestran una escasez de refrigerante ó una restricción en la línea de líquido cosas que afectan el funcionamiento del sistema. Los indicadores de líquido se utilizan ampliamente como medios para determinar si el sistema esta adecuadamente cargado cuando se añade refrigerante.

Los indicadores de humedad han sido incorporados a los de líquido.

El indicador de humedad proporciona una señal de aviso para el empleado de servicio, en el caso de que la humedad haya penetrado en el sistema, indicando que el deshidratador debe ser cambiado ó que de otra forma debe secarse el sistema.



Figura 12: Filtro e indicador de humedad y líquido

II.6.10.- SILENCIADORES DE DESCARGA

En los sistemas en donde la transmisión de ruido debe reducirse al mínimo ó en donde la pulsación del compresor puede crear problemas de vibración, se utilizan con frecuencia un silenciador de descarga para amortiguar y reducir el ruido del compresor. El silenciador es básicamente una carcasa con placas de desvío, cuyo volumen interno requerido depende principalmente del desplazamiento del compresor, aunque la frecuencia e intensidad de las ondas sonoras son factores que deben tenerse en cuenta para el diseño del silenciador.

II.6.11.- CALEFACTORES DEL CARTER

Cuando el compresor se instala en un lugar en donde está expuesto a una temperatura ambiente más fría que la del evaporador, la migración de refrigerante al cárter puede verse agravada por la diferencia de presión resultante entre el evaporador y el compresor cuando éste no funciona. Con el fin de establecer una protección contra la posibilidad de migración, se emplean con frecuencia los calefactores del cárter que mantienen el aceite en el cárter a una temperatura suficientemente elevada, de modo que cualquier cantidad de líquido refrigerante que penetre en el cárter se evapora y crea una presión suficiente que evita la migración en gran escala.

Los calefactores del cárter pueden ser del tipo de inserción, o pueden montarse en el exterior de éste. El

calefactor es una resistencia de pocos watts, que funciona continuamente, y debe ser cuidadosamente seleccionado para evitar el sobrecalentamiento del aceite del compresor.

II.6.12.- MANOMETROS DE REFRIGERACION

Los manómetros, calibrados en forma especial para su empleo en refrigeración, constituyen la herramienta principal del mecánico de servicio para comprobar el funcionamiento del sistema. Los manómetros para el lado de alta presión del sistema tienen escalas con lecturas desde 0 a 500 libras por pulgada cuadrada. Los manómetros para la parte de baja presión se denominan compuestos, ya que la escala está graduada para presiones superiores a la presión atmosférica en libras por pulgada cuadrada, y para presiones por debajo de la presión atmosférica, en vacío en pulgadas de mercurio. El manómetro compuesto está calibrado desde 30 pulgadas de vacío a presiones que oscilan desde 250 a 350 libras por pulgada cuadrada, según sea el diseño del manómetro.

II.7.-DISPOSITIVOS ELECTRICOS DE CONTROL

II.7.1.-CONTROLES DE BAJA Y ALTA PRESION

Un control de baja presión actúa con la presión de succión del refrigerante y normalmente se utiliza para regular el ciclo del compresor con el fin de controlar la capacidad, ó como control límite de baja presión. El control de baja presión se utiliza frecuentemente como unico control en pequeños sistemas, que pueden tolerar ciertas fluctuaciones en la temperatura que ha de mantenerse. El control de baja presión standard cierra el circuito al subir la presión y lo interrumpe al descender ésta.

Un control de alta presión es sensible a la presión de descarga del compresor, y normalmente se utiliza para parar al compresor en el caso de que exista una presión excesiva. Deberá utilizarse el control de alta presión adecuado para el tipo de refrigerante del sistema, puesto que el límite de presión permisible varía según los diferentes refrigerantes. Un control de alta presión cierra un contacto al bajar la presión y lo abre con un aumento de la misma. existen controles de restablecimiento manuales ó automáticos, dependiendo de la elección del funcionamiento deseado del sistema.

Los controles de alta y baja presión están compuestos de un control de baja presión y otro de alta presión montados en una misma caja y con un solo interruptor accionado por cualquiera de ellos.

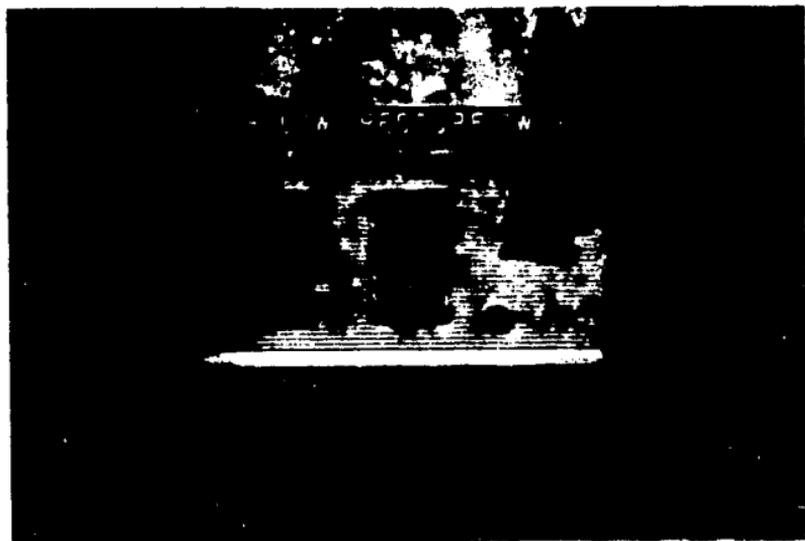


Figura 13: Presostatos de baja y alta

II.7.2.-TERMOSTATOS

Un termostato actúa para conectar ó interrumpir un circuito en respuesta a un cambio en temperatura. Existen numerosos tipos de termostatos que van desde un simple interruptor bimetalico a interruptores múltiples que actúan con la señal de bulbos sensibles remotos. Los termostatos pueden tener un punto de control fijo ó bien pueden ser ajustables.

Normalmente un termostato de refrigeración cerrara su circuito con una elevación de la temperatura y lo interrumpirá con un descenso de ésta, mientras que un termostato de calefacción cerrará su circuito con un descenso de de la temperatura y lo interrumpira con una elevación.



Figura 14: control de temperatura

II.7.3.-RELOJES PARA DESCONGELACION

Frecuentemente es deseable detener el funcionamiento del compresor durante cierto periodo de tiempo para permitir la descongelación. Con el fin de asegurar que ésto se lleve a cabo de modo regular y en el momento adecuado, puede utilizarse un reloj para que abra ó cierre los circuitos a intervalos de tiempo predeterminados. Se fabrican relojes para ciclos de 24 horas y de 7 días, pudiendo ajustarse según se desee, el intervalo de descongelación y el momento de comienzo y finalización de éste.

Normalmente se utilizan diversos tipos de circuitos de control de descongelación, tales como momento de comienzo,

momento de terminación; momento de comienzo, presión de terminación; momento de comienzo, temperatura de terminación.

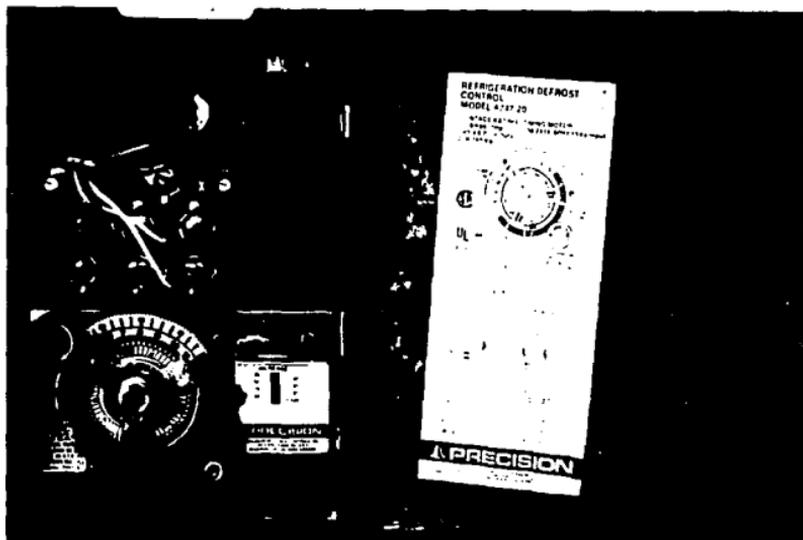


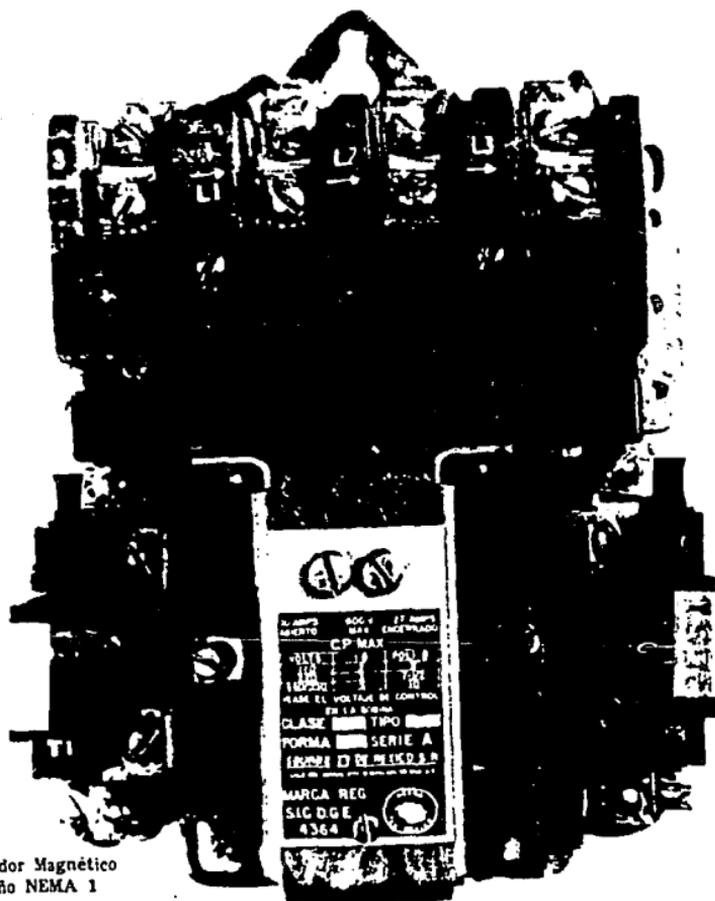
Figura 15: Reloj de deshielo

II.7.4.-RELEVADORES

Un relevador consiste en un juego de contactos junto con un mecanismo de bobina magnética que controla la posición del contacto. Los controles pueden estar normalmente abiertos ó normalmente cerrados cuando no está energizada la bobina. Un relevador dado puede tener de 1 a 5 ó más juegos de contactos. Cuando la bobina es activada cierran ó abren varios circuitos según se desee.

Algunos relevadores se construyen con una acción de

retardo, de modo que puedan ser energizados durante cierto tiempo predeterminado sin que la bobina magnética accione los contactos.



Arrancador Magnético
Tamaño NEMA 1

C A P I T U L O I I I

C A R G A T E R M I C A

CARGA TERMICA

III.1.- GENERALIDADES

El cálculo de la carga de refrigeración es similar a la del aire acondicionado, las cargas más comunes son:

1.- La transmisión de calor a través de barreras, o sea, paredes, techos y pisos.

2.- La ganancia de calor debida al efecto solar.

3.- La ganancia de calor debida a la infiltración de aire.

4.- La ganancia de calor debida a los ocupantes.

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

6.- La ganancia de calor debida al aire por ventilación.

7.- La ganancia de calor debida a productos por refrigerar.

8.- La ganancia de calor debida a la respiración de algunos productos.

9.- La ganancia de calor debida al tiempo que no funcionan los acondicionadores, durante el proceso de descongelamiento del evaporador.

10.- La ganancia de calor debida a materiales de envoltura o envases.

En refrigeración comercial, la carga total de enfriamiento se divide en cuatro cargas separadas:

a) La carga que se gana en paredes.

b) La carga por el cambio de aire.

- c) La carga del producto.
- d) Carga varias ó suplementarias.

III.2.- GANANCIA DE CARGA POR PAREDES

Es la medición del calor que fluye por conducción a través de paredes del espacio refrigerado del exterior al interior. Ya que no se dispone de un aislamiento perfecto, siempre se tendrá una cierta cantidad de calor que está pasando del exterior al interior, debido a que la temperatura del exterior es mayor que la temperatura del interior. La carga así ganada, es comun a todas las aplicaciones de refrigeración y de ordinario, representa una parte considerable de la carga total de enfriamiento.

III.2.1.- FACTORES QUE DETERMINAN LA GANANCIA DE CALOR EN PAREDES

Este tipo de ganancia de calor variará según las siguientes características:

- a) Tipo de construcción.
- b) Area expuesta a diferentes temperaturas.
- c) Tipo y espesor del aislante.
- d) Diferencia de temperaturas entre el espacio refrigerado y la temperatura ambiente.

El calor transferido por conducción varia directamente con el tiempo, area y diferencia de temperatura, e inversamente con el espesor del material.

Materiales distintos ofrecen diferentes resistencias al

flujo de calor. La conductividad térmica deberá ser tan pequeña como sea posible, y el material tan grueso como sea posible.

Para fines de cálculo de la carga, el calor transferido a través de una pared dada puede calcularse mediante la ecuación básica de transferencia de calor:

$$Q = (U)(A)(DT)$$

En donde:

Q = Cantidad de calor transferido

(kcal/hr) ó (BTU/hr)

U = Coeficiente global de transferencia de calor

(Kcal/m² hr °C) ó (BTU/ft² hr °F)

A = Area del panel (m²) ó (ft²)

DT = Diferencia de temperatura (°C) ó (°F)

La diferencia de temperatura (DT) se calcula con la diferencia de la temperatura de diseño exterior y la temperatura de diseño del espacio refrigerado. Para esto contamos con tablas de temperatura de diseño de temperatura exterior para los diferentes estados de la República Mexicana.

El factor "U" es una medida de la rapidez a la cual fluye calor a través de una área de superficie de pared de 1 ft² entre el aire de un lado y el aire del otro lado por cada 1°F de diferencia de temperatura a través de la pared. El valor del factor "U" depende del espesor de la pared y de los materiales que se utilizan en la construcción de la misma. Ya que es deseable prevenir hasta donde sea posible la entrada de

mucho calor hacia el espacio refrigerado para no incrementar la carga sobre el equipo de enfriamiento, los materiales usados en la construcción de las paredes de los almacenes fríos deberán ser de buen aislamiento térmico de tal manera que el valor de "U" sea lo más bajo posible.

III.2.2.- CONDUCTANCIA DE LA GAPA SUPERFICIAL DE AIRE

Esta transferencia de calor se da por la resistencia superficial del aire al flujo de calor, y esta se determina según el tipo de superficie, áspera ó lisa; su posición, vertical u horizontal; sus propiedades reflectoras y la intensidad de flujo de aire sobre la superficie.

Esta conductancia se designa normalmente con "fi" para superficies interiores, y "fo" para superficies exteriores. Resulta bastante aproximado para la mayoría de los cálculos tomar fi = 1.65 para paredes interiores sin movimiento de aire, y fo = 6 para paredes exteriores expuestas a vientos de hasta 24 km / hr.

III.2.3.- DETERMINACION DEL FACTOR "U"

La forma más sencilla de determinar "U" es hallando primero la resistencia total (Rt) y después su recíproco.

$$U = \frac{1}{R_t}$$

Para calcular la resistencia térmica total al flujo de calor a través de una pared del aire que se tiene de un lado con respecto al aire que se tiene del otro lado, deberá de considerarse la resistencia del aire en ambos lados de la pared. Los coeficientes de película de aire o conductancias de

la superficie, se proporciona a continuación para diferentes velocidades promedio de aire.

COEFICIENTES DE CONVECCION	
CONDUCTANCIA CON EL AIRE TRANQUILO	1.65
AIRE EN MOVIMIENTO (7.5 mph)	4.00
AIRE EN MOVIMIENTO (15 mph)	6.00
VIDRIO (1 hoja)	1.13
VIDRIO (2 hojas)	0.46
VIDRIO (3 hojas)	0.29
VIDRIO (4 hojas)	0.21

TABLA III.1

Cuando una pared esta construida de varias capas de diferentes materiales, la resistencia térmica total de la pared es la suma de las resistencias de los diferentes materiales de que esta constituida la pared, incluyendo las películas de aire, esto es : $R_T = R_1 + R_2 + R_3 + \dots + R_N$

además: $R_T = \frac{1}{f_i} + \frac{X_1}{k_1} + \frac{X_2}{k_2} + \frac{X_3}{k_3} + \frac{1}{f_o}$

Por lo tanto:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{f_i} + \frac{X_1}{k_1} + \frac{X_2}{k_2} + \frac{X_3}{k_3} + \frac{1}{f_o}$$

Despejando "U" tenemos:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{f_i} + \frac{X_1}{k_1} + \frac{X_2}{k_2} + \frac{X_3}{k_3} + \frac{1}{f_o}}$$

En donde:

f_i = Coeficiente de convección (conductancia de la

superficie) de la pared interior, piso o techo.

X = Espesor de la pared (del material aislante).

k = Conductividad térmica de la pared (del material aislante).

f_0 = Coeficiente de convección (conductancia de la superficie) de la pared exterior.

III.3.- EFECTO POR RADIACION SOLAR

La ganancia de calor procedente de los rayos del sol constituye el factor principal de radiación en la carga de enfriamiento. En caso de que las paredes del espacio refrigerado estén expuestas al sol, se deberá aumentar la diferencia de temperatura según lo indica la tabla siguiente:

TIPO DE SUPERFICIE	PARED			
	ESTE	SUR	OESTE	TECHO
Superficies de color oscuro como: Techo de arcilla negra Techo de chapopote Pintura negra	8	5	8	20
Superficies de color medio como: Madera sin pintar Ladrillo Losa roja Cemento oscuro Pintura roja, verde o gris	6	4	6	15
Superficies de color claro como: Piedra blanca Cemento de color claro Pintura blanca	4	2	4	9

TABLA III.2

Ejemplo: Calcular el calor transmitido hacia una cámara

frigorífica (por conducción, convección y radiación) teniendo los siguientes datos (pared sur):

Ubicación: México, D.F. Por lo tanto tenemos que la temperatura ambiente es de 90 °F (esta es la de bulbo seco).

Uso de la cámara: Congelación de carnes. Por lo tanto la podemos tener a una temperatura interior de 14 °F (-10 °C).

Aislante: Poliuretano expandido ($k=0.17 \left(\frac{\text{BTU}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}} \right) \text{pulg}$).
de este aislante tenemos 2 pulgadas de espesor.

Area transversal de la pared sur: 35 ft².

Color de la pared: No tiene color, pero es ladrillo común ($k = 5 \left(\frac{\text{BTU}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}} \right) \text{pulg}$) y ($e = 4 \text{ pulg aprox.}$).

Solución:

Haciendo uso de la ecuación general de transmisión de calor: $Q = (U) (A) (DT)$

No conocemos U, pero la podemos calcular

$$U = \frac{1}{\frac{1}{f_i} + \frac{X(\text{ladrillo})}{k(\text{ladrillo})} + \frac{X(\text{aislante})}{k(\text{aislante})} + \frac{1}{f_o}}$$

Sustituyendo valores tenemos:

NOTA: Se recomendó valores para ($f_i = 1.65 \frac{\text{BTU}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$) y

($f_o = 6 \frac{\text{BTU}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$) en el punto III.2.2.

Por lo tanto:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{1.65 \frac{\text{BTU}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}} + \frac{4 \text{ pulg}}{5 \left(\frac{\text{BTU}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}} \right) \text{pulg}} + \frac{2 \text{ pulg}}{0.17 \left(\frac{\text{BTU}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}} \right) \text{pulg}}}$$

$$\frac{1}{0.166 \frac{\text{BTU}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}}$$

$$U = \frac{1}{0.6060 \frac{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}{\text{BTU}} + 0.8 \frac{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}{\text{BTU}} + 11.76 \frac{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}{\text{BTU}} +}$$

$$0.166 \frac{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}{\text{BTU}}$$

$$U = \frac{1}{13.33743 \frac{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}{\text{BTU}}}$$

$$U = 0.0749769 \frac{\text{BTU}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

Ahora procedemos a calcular DT: DT = Temperatura exterior de diseo menos la temperatura interior de diseo. Esto es:

$$DT = T_{ext} - T_{int} = 90 \text{ } ^\circ\text{F} - 14 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$DT = 76 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Recabando datos tenemos:

$$A = 35 \text{ ft}^2$$

$$U = 0.0749769 \frac{\text{BTU}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

$$DT = 76 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Aplicando la frmula tenemos:

$$Q = (U) (A) (DT)$$

$$Q = 0.0749769 \frac{\text{BTU}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}} (35 \text{ ft}^2) (76 \text{ } ^\circ\text{F})$$

$$Q = 199.43855 \frac{\text{BTU}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

Hasta este momento calculamos la transferencia de calor por conduccin y conveccin.

Para hacer el clculo por radiacin se aplica la misma frmula anterior. Pero hacemos una modificacin para DT.

Tenemos el dato de que es una pared de ladrillo común que da al sur. De la tabla III.2 se obtiene que la corrección de temperatura es de 4. Por lo tanto la nueva DT será:

$$DT_{\text{EQUIVALENTE}} = 76^{\circ}\text{F} + 4 = 80^{\circ}\text{F}$$

$$Q_{\text{EQUIVALENTE}} = (U) (A) (DT_{\text{EQUIVALENTE}})$$

El valor de (A) y de (U) es el mismo. Por lo tanto;

$$Q_{\text{EQUIVALENTE}} = 0.0749760 \frac{\text{BTU}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^{\circ}\text{F}} (35 \text{ ft}^2) (80^{\circ}\text{F})$$

$Q_{\text{EQUIVALENTE}} = 209.93532 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$

Este resultado es de la carga por radiación en nuestro sistema. La carga total la da la suma

de la carga por conducción y convección (obtenidas en el anterior paso) más esta última por radiación.

III.4.- CARGA POR INFILTRACION DE AIRE

Este tipo de carga es difícil de calcular con exactitud, excepto en algunos casos en que se conoce la cantidad de aire introducido. Debido a la penetración de aire al interior de la zona refrigerada, se le tiene que agregar a la carga de refrigeración calor (por concepto de calor sensible y calor latente) debido a la diferencia de temperatura y la humedad del medio ambiente.

Entre las razones de penetración de aire están: la velocidad del aire exterior (que choque con las paredes y penetre por las rendijas y aberturas de las puertas), por sellos defectuosos entre paredes ó efecto chimenea que se produce debido a las diferencias de temperatura que provocan la variación de densidad del aire y así, de esta manera el

aire frío sale del recinto por la parte inferior y el aire caliente entra por la parte superior al abrirse la puerta de acceso a la cámara congeladora.

Existen varios métodos para calcular la carga por infiltración, aquí trataremos de usar el más práctico y sencillo:

$$Q = (V_{int})(\text{camb. en 24 hr})(\text{fact. de uso int.})(\text{carga por inf.})$$

En donde:

V_{int} = Volumen interior (ft³).

camb. en 24 hr = Cambios de volumen en 24 hrs.

fact. de uso int. = Factor de uso intenso.

carga por inf. = Carga por infiltración. (BTU/ft³).

En refrigeración se tiene que existen diferentes usos de nuestro equipo, estos son:

Uso promedio: No está sujeto a temperaturas extremas, la cantidad de alimentos es regular. Incluye refrigeradores de manjares delicados.

Uso pesado: Incluye instalaciones como las que se tienen en mercados muy concurridos, cocinas de restaurantes y hoteles, donde se colocan en forma precipitada cargas pesadas en el refrigerador.

Ejemplo: Supongase que tiene los siguientes datos:

$$\text{volumen interior} = 6 \text{ m}^3 = 211.8 \text{ ft}^3$$

Con este dato puedo calcular los cambios de aire en 24 hrs. de

la tabla III.2.1.

Cambios de aire c/24 hrs.

Volumen mts³

52.5	3
44.0	6
34.8	8
29.5	11
26.0	14

TABLA III.2.1

Esto nos da el valor de 44.

El factor de uso intenso puede ser de 2.

Carga por infiltración; teniendo como dato que: Temperatura ambiente es de 90°F, la temperatura de refrigeración es de 30°F y la humedad relativa es de 60% obtenemos de la tabla III.3 que la carga por infiltración es de $2.53 \frac{\text{BTU}}{\text{ft}^3}$.

La ecuación obtenida anteriormente es:

$$Q = (V_{int})(\text{camb. en 24 hr})(\text{fact. de uso int.})(\text{carga por inf.})$$

Sustituyendo valores obtenemos:

$$Q = (211 \text{ ft}^3) (44) (2) (2.53 \frac{\text{BTU}}{\text{ft}^3}) = 47,174.74 \text{ BTU}$$

$Q = 1965 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$

Este es el resultado de la carga por infiltración, la unidad hr se obtiene al dividir los 30,360 / 24.

NOTA: Para cámaras de mayor volumen existe otro método parecido a este, pero ese método no abarca el valor del volumen interior que tiene esta cámara.

III.5.- CARGA POR PRODUCTO

La carga de producto es la cantidad de calor que hay que extraerle a los productos sujetos a conservación desde la temperatura ambiente hasta la temperatura del refrigerador.

Esta carga está basada en los siguientes procesos:

a) Colocar un producto que este a una temperatura mayor que la temperatura de congelación.

b) La congelación implica carga por calor latente.

c) El calor producido por la transpiración de algunos productos.

Para calcular la carga del producto tenemos la siguiente expresión:

$$Q_T = Q_{S1} + Q_{S2} + Q_L$$

Donde:

Q_T = Carga total del producto (BTU / hr).

Q_{S1} = Carga por calor sensible arriba del punto de congelación. (BTU / hr).

Q_{S2} = Carga de calor sensible abajo del punto de congelación. (BTU / hr).

Q_L = Carga por calor latente. (BTU / hr).

Ejemplo: 500 libras de pollo entran a una cámara de enfriamiento a 40°F y son congeladas hasta una temperatura final de -5°F para después almacenarse.

Calcular la carga del producto en BTU.

Obtención de datos. De la tabla 10-11 (ver tablas del apéndice de esta tesis) se tiene los datos siguientes:

Calor específico arriba del punto de congelación = 0.79 $\frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot ^\circ\text{F}}$

Calor específico abajo del punto de congelación = $0.37 \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \text{ } ^\circ\text{F}}$

Calor latente = $106 \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \text{ } ^\circ\text{F}}$

Temperatura de congelación = $27 \text{ } ^\circ\text{F}$

Calculo de Q_{s1} :

$$Q_{s1} = (W) (C) (T_2 - T_1)$$

Donde:

Q_{s1} = Cantidad de calor sensible arriba del punto de congelación. (BTU).

W = Peso del producto. (lb).

C = Calor específico arriba del punto de congelación. (BTU / lb $^\circ\text{F}$).

T_2 = Temperatura de entrada del producto. ($^\circ\text{F}$).

T_1 = Temperatura de congelación. ($^\circ\text{F}$).

Sustituyendo datos tenemos:

$$Q_{s1} = (500 \text{ lb}) (0.79 \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \text{ } ^\circ\text{F}}) (40^\circ\text{F} - 27^\circ\text{F})$$

$$Q_{s1} = (500 \text{ lb}) (0.79 \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \text{ } ^\circ\text{F}}) (13^\circ\text{F})$$

$$Q_{s1} = (500 \text{ lb}) (10.27 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}})$$

$$Q_{s1} = 5135 \text{ BTU}$$

Calculo de Q_{s2} :

$$Q_{s2} = (W) (C) (T_2 - T_1)$$

Donde:

Q_{s2} = Cantidad de calor sensible abajo del punto de congelación. (BTU).

W = Peso del producto. (lb).

C = Calor específico abajo del punto de congelación. (BTU / lb °F).

T₂ = Temperatura de congelación. (°F).

T₁ = Temperatura del espacio frío. (°F).

Sustituyendo datos tenemos:

$$Q_{s1} = (500 \text{ lb}) \left(0.37 \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot \text{°F}} \right) (27^{\circ}\text{F} - (-5)^{\circ}\text{F})$$

$$Q_{s2} = (500 \text{ lb}) \left(0.37 \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot \text{°F}} \right) (32^{\circ}\text{F})$$

$$Q_{s3} = (500 \text{ lb}) (11.84 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}})$$

$$Q_{s3} = 5920 \text{ BTU}$$

Cálculo de Q_L:

$$Q_L = (W) (h)$$

Donde:

Q_L = Carga por calor latente (BTU).

W = Peso del producto (lb).

h = Calor latente (BTU/lb).

Sustituyendo datos tenemos:

$$Q_L = (500 \text{ lb}) (106 \text{ BTU/lb})$$

$$Q_L = 53,000 \text{ BTU}$$

Entonces la carga térmica del producto será:

$$Q_T = Q_{s1} + Q_{s2} + Q_L$$

Sustituyendo datos tenemos:

$$Q_T = 5135 \text{ BTU} + 5920 \text{ BTU} + 53,000 \text{ BTU}$$

$$Q_T = 64,055 \text{ BTU}$$

Carga total del producto en BTU.

NOTA: Las frutas y los vegetales continúan con vida después de su recolección y continúan sufriendo cambios mientras están almacenadas. Estos cambios son provocados por la respiración, donde el oxígeno se combina con los carbohidratos en el tejido de la planta dando como resultado la formación de dióxido de carbono y calor. Este calor es llamada calor de respiración.

Cuando tenemos calor de respiración se usa la siguiente fórmula.

$$Q = (W) (C)$$

Donde:

Q = Calor producido por la respiración. (BTU / hr)

W = Masa del producto. (lb)

C = Calor de respiración (BTU / lb)

III.6.- CARGAS SUPLEMENTARIAS

Consiste principalmente en el calor cedido por alumbrado, motores eléctricos y personas.

III.6.1.- ALUMBRADO

Calor por alumbrado se toma en cuenta cuantos WATTS esta consumiendo el foco y se hace la conversión a BTU.

$$QA = (\text{Watts}) (3.41 \text{ BTU/Watt-hora})(24 \text{ hrs}) \quad (\text{BTU})$$

III.6.2.- MOTORES ELECTRICOS

Calor por motores eléctricos se obtiene teniendo la

potencia que esta consumiendo de acuerdo a la siguiente fórmulas:

$$Q_m = (HP) \text{ (Factor (tabla III.3)) (24 hrs) (BTU)}$$

Cualquier pérdida del motor motivada por fricción o ineficiencia se traducirá inmediatamente en energía calorífica. La porción de energía eléctrica convertida en esfuerzo útil (por ejemplo para accionar un ventilador) existe sólo brevemente como energía mecánica, la cual es transferida al medio fluido aumentando su velocidad, y a medida que el fluido pierde su velocidad debido a la fricción, se convierte totalmente en energía de calor.

Debido a que la eficiencia del motor varía con el tamaño, la carga de calor por caballo de fuerza, tal como se presenta en la tabla III.3, tiene distintos valores para motores de diferentes tamaños. Aunque los valores de la tabla representan unas aproximaciones útiles, la entrada de energía eléctrica real en watts es la única medición precisa para la energía de entrada.

hp del motor	BTU por (hp) (hora)		
	Motor y ventilador dentro del cuarto	Motor fuera y ventilador dentro	Motor dentro y ventilador fuera
de 1/8 a 1/2	4,250	2,545	1,700
de 1/2 a 3	3,700	2,545	1,150
de 3 a 20	2,950	2,545	400

TABLA III.3

III.6.3.- PERSONAS

Calor por personas se obtiene de la siguiente expresión:

$$Q_p = (\text{Número de personas}) (\text{Factor (Tabla III.4)}) (24 \text{ hrs})$$

Las unidades se dan en (BTU).

Temperatura del refrigerador en °F	Calor disipado/persona BTU/hora
50	720
40	840
30	950
20	1,050
10	1,200
0	1,300
- 10	1,400

TABLA III.4

III.7.- USO DEL FACTOR DE SEGURIDAD

El coeficiente a usar, depende de la confiabilidad de la información usada en el cálculo de carga de enfriamiento. Como regla general se usa del 10% .

III.8.- CARGA TERMICA DEL PROYECTO

El objetivo de este proyecto es fabricar una cámara frigorífica desarrollando los siguientes puntos:

- a) Conceptos básicos de diseño.
- b) Selección de equipo.
- c) Puesta en marcha y ensamble.

La necesidad de conservación de los alimentos para el

consumo humano, la utilización de bajas temperaturas en procesos industriales y los sistemas de acondicionamiento de aire para el confort del clima, ha permitido el amplio desarrollo de la tecnología de la refrigeración en el campo de la industria y el comercio, ello ha motivado la elección del tema del presente trabajo.

III.8.1.- PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

El proyecto será calculado para congelar 1600 kg de carne desde una temperatura ambiente de 32°C hasta una temperatura de -10°C , para realizar la operación utilizamos el sistema mecánico de refrigeración en un contenedor con las siguientes dimensiones: 1.76m x 1.53m x 2.40m, fabricado con lámina negra calibre 18 y aislado con espuma de poliuretano, montado sobre una estructura con ruedas para su fácil desplazamiento.

III.8.2.- CALCULO DE LA GANANCIA DE CARGA POR PAREDES

Partiendo de la información general:

Dimensiones exteriores: 1.53 m de ancho x 2.40 m de altura x
1.76 m de largo

Dimensiones interiores: 1.18 m x 2.04 m x 1.40 m

Aislante térmico: POLIURETANO EXPANDIDO.

Espesor : 7 pulgadas (0.1778 m)

Coefficiente de conductividad térmica: $k = 0.17 \text{ BTU}/(\text{ft hr}^{\circ}\text{F})$

$$K = 2.10 \text{ Kcal}/(\text{m}^2 \text{ hr } ^{\circ}\text{C})$$

Temperatura ambiente: 90°F (32°C)

Temperatura de refrigeración: -10°C (14°F)

Ubicación: Area metropolitana.

El valor de la carga de transmisión es para una duración

de 24 hr. Para calcular la cantidad de calor transferido a través de una pared usaremos la ecuación básica de transferencia de calor:

$$Q = (U)(A)(DT)$$

En donde:

Q = Cantidad de calor transferido

(kcal/hr) ó (BTU/hr)

U = Coeficiente global de transferencia de calor

(Kcal/m² hr °C) ó (BTU/ft² hr °F)

A = Area del panel (m²) ó (ft²)

DT = Diferencia de temperatura (°C) ó (°F).

Cálculo de "U":

$$U = \frac{1}{\frac{1}{f_i} + \frac{X}{k} + \frac{1}{f_o}}$$

En donde:

f_i = Coeficiente de convección (conductancia de la superficie) de la pared interior, piso o techo.

X = Espesor del poliuretano.

k = Conductividad térmica del poliuretano (0.17).

f_o = Coeficiente de convección (conductancia de la superficie) de la pared exterior.

$$U = \frac{1}{f_i + \frac{X(\text{poliuretano})}{k(\text{poliuretano})} + f_o}$$

Se recomienda valores para $f_i = 1.65 \frac{\text{BTU}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$ y $f_o = 6 \frac{\text{BTU}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$ en el punto III.2.2., pero en este caso tenemos que f_o se encuentra dentro de un local, no fuera de esta. Por lo tanto:

$$U = \frac{1}{1.65 \left(\frac{\text{BTU}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}} \right) + \frac{7 \text{ pulg}}{0.17 \left(\frac{\text{BTU}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}} \right) \text{ pulg}} + \frac{1}{1.65 \left(\frac{\text{BTU}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}} \right)}}$$

$$U = \frac{1}{0.6060 \frac{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}{\text{BTU}} + 41.176 \frac{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}{\text{BTU}} + 0.6060 \frac{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}{\text{BTU}}}$$

$$U = \frac{1}{42.3885 \frac{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}{\text{BTU}}} \quad U = 0.02359 \frac{\text{BTU}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

Ahora procedemos a calcular DT: DT = Temperatura exterior de diseño menos la temperatura interior de diseño. Esto es:

$$DT = T_{\text{ext}} - T_{\text{int}} = 90 \text{ } ^\circ\text{F} - 14 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$DT = 76 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Ahora procedemos a calcular el area transversal de la camara:

$$A_1 = 1.53 \text{ m} \times 2.40 \text{ m} = 3.672 \text{ m}^2$$

$$A_2 = 1.53 \text{ m} \times 2.40 \text{ m} = 3.672 \text{ m}^2$$

$$A_3 = 1.76 \text{ m} \times 2.40 \text{ m} = 4.224 \text{ m}^2$$

$$A_4 = 1.76 \text{ m} \times 2.40 \text{ m} = 4.224 \text{ m}^2$$

$$A_5 = 1.76 \text{ m} \times 1.53 \text{ m} = 2.693 \text{ m}^2$$

$$A_6 = 1.76 \text{ m} \times 1.53 \text{ m} = 2.693 \text{ m}^2$$

$$\text{Area total} = 21.178 \text{ m}^2$$

Se considera una area total debido a que todas las paredes son

de las mismas características.

Haciendo la conversión a ft^2 :

$$21.178 \text{ m}^2 \left(\frac{1 \text{ ft}}{0.3048 \text{ m}} \right)^2 = 227.95 \text{ ft}^2$$

Recabando datos tenemos:

$$A = 227.95 \text{ ft}^2$$

$$U = 0.02359 \frac{\text{BTU}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

$$DT = 76 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Aplicando la fórmula tenemos:

$$Q = (U) (A) (DT)$$

$$Q = 0.02359 \frac{\text{BTU}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}} (227.95 \text{ ft}^2) (76 \text{ } ^\circ\text{F})$$

$$Q = 408.67 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

Como el valor de la carga de transmisión es para una duración de 24 hr.

$$Q = 408.67 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} (24 \text{ hrs})$$

$$Q = 9808.08 \text{ BTU}$$

Nota.- se selecciono el poliuretano por tener un coeficiente (K) más abajo que el de otros aislantes recomendados: fibra de vidrio: $K=0.25$; poliestireno: $k = 0.24$; aserrin: $k = 0.24$.

III.8.3.- CALCULO DE LA GANANCIA DE CARGA POR INFILTRACION

Existen varios métodos para calcular la carga por

infiltración , aquí trataremos de usar el más práctico y sencillo:

$$Q_i = (V_{int})(\text{camb. en 24 hr})(\text{fact. de uso int.})(\text{carga por inf.})$$

En donde:

V_{int} = Volumen interior.....(ft^3)

camb. en 24 hr = Cambios de volumen en 24 hrs.

fact. de uso int. = Factor de uso intenso.

carga por inf. = Carga por infiltración...(BTU/ft^3)

Cálculo del volumen interior y exterior.

$$\begin{aligned} \text{Volumen Interior: } V_{int} &= 1.18 \text{ mts} \times 2.04 \text{ mts.} \times 1.40 \text{ mts.} \\ &= 3.37 \text{ mts.}^3 \end{aligned}$$

$$V_{int} = 3.37 \text{ mts.}^3 (1 \text{ m} / .3048 \text{ ft})^3 = 119 \text{ ft}^3$$

Cambios de aire en 24 hrs.

Se obtiene de la tabla III.2.1 :

Cambios de aire c/24 hrs.	Volumen mts^3
52.5	3
44.0	6
34.5	8
29.5	11
26.0	14

NOTA: Para uso intenso multiplicar por 2 los valores anteriores.
Para almacenamientos prolongados multiplicar los valores por 0.6.

Interpolando por incrementos:

52.5	3
CV = ?	3.37
44.0	6

$$\Delta C = 8.5$$

$$\Delta V = 3$$

$$X = ?$$

$$\Delta V = 0.37$$

$$X = 1.048$$

Por lo tanto los cambios de volumen de aire en 24 hrs es:

$$CV = 52.5 - 1.048 = 51.45$$

Factor de uso intenso es 2 por que se utilizará con mucha frecuencia.

Carga por infiltración.

Tomando en cuenta que:

Temperatura ambiente = 90 °F

Temperatura de refrigeración = 14 °F

Humedad relativa = 50%

de la tabla de carga por infiltración se obtiene un valor de:

Carga por infiltración = 2.8 (BTU / ft³)

Recabando datos:

Vint = 119 ft³

cambios en 24 hrs = 51.45

factor de uso intenso = 2

carga por infiltración = 2.8 (BTU / ft³)

Sustituyendo valores en la fórmula:

$Q_i = (V_{int})(\text{camb. en 24 hr})(\text{fact. de uso int.})(\text{carga por inf.})$

se tiene lo siguiente:

$$Q_i = (119 \text{ ft}^3) (51.45) (2) 2.8 (\text{BTU} / \text{ft}^3) = 34286.28 \text{ BTU}$$

$$\underline{Q_i = 34286.28 \text{ BTU}}$$

III.8.4.- CALCULO DE LA GANANCIA DE CARGA POR PRODUCTO

El producto que se va a conservar está en función del volumen del congelador (ya calculado) que es 3.37 m^3 , de los espacios para facilitar el acceso y del manejo del producto. También es necesario tomar en cuenta el espacio que ocupa el evaporador, las canastillas y la charola para recoger el agua de deshielo. De los datos anteriores se fija la capacidad de producto en 1600 Kg. Para calcular la carga térmica del producto, tenemos:

$$Q_p = Q_{s1} + Q_L + Q_{s2}$$

En donde:

Q_{s1}-es el calor sensible arriba del punto de congelación

Q_L- es el calor latente

Q_{s2}- es el calor sensible abajo del punto de congelación

Cantidades del producto que se va a conservar:

Ave fresca	200 kg	(440.52 lb)
Carne cortada	100 kg	(220.26 lb)
Carne de cordero	300 kg	(660.79 lb)
Carne de res magra	500 Kg	(1101.32 lb)
Carne de puerco fresca	500 kg	(1101.32 lb)
Producto total	1600 kg	(3524.21 lb)

Cálculo del calor sensible arriba del punto de congelación.

Nota: la temperatura promedio que se recomienda para la conservación de la carne es de $-1.66 \text{ }^\circ\text{C}$ ($29 \text{ }^\circ\text{F}$)

La fórmula a usar es:

$$Q_{s1} = (W) (C) (T_2 - T_1)$$

Donde:

Q_{s1} = Cantidad de calor sensible arriba del punto de congelación. (BTU).

W = Peso del producto. (lb).

C = Calor específico arriba del punto de congelación (BTU / lb °F).

T_2 = Temperatura de entrada del producto. (°F).

T_1 = Temperatura promedio de congelación. (°F).

Sustituyendo datos tenemos:

Q_1 = Ave fresca

Q_2 = Carne cortada

Q_3 = Carne de cordero

Q_4 = Carne de res magra

Q_5 = Carne de puerco fresca

$$Q_1 = (440.52 \text{ lb})(0.79 \text{ BTU/lb } ^\circ\text{F})(90 - 27)^\circ\text{F} = 21,925.109 \text{ BTU}$$

$$Q_2 = (220.26 \text{ lb})(0.72 \text{ BTU/lb } ^\circ\text{F})(90 - 29)^\circ\text{F} = 9,764 \text{ BTU}$$

$$Q_3 = (660.79 \text{ lb})(0.67 \text{ BTU/lb } ^\circ\text{F})(90 - 29)^\circ\text{F} = 27,006.487 \text{ BTU}$$

$$Q_4 = (1101.32 \text{ lb})(0.77 \text{ BTU/lb } ^\circ\text{F})(90 - 29)^\circ\text{F} = 51,729.13 \text{ BTU}$$

$$Q_5 = (1101.32 \text{ lb})(0.68 \text{ BTU/lb } ^\circ\text{F})(90 - 28)^\circ\text{F} = 46,431.654 \text{ BTU}$$

Sumando estos valores obtenemos lo siguiente :

$$\underline{Q_{s1} = 156,776.37 \text{ BTU}}$$

Cálculo de calor latente.

El calor latente de fusión o congelación para diversos productos alimenticios en su mayoría contienen un elevado porcentaje de agua. Con el fin de calcular la cantidad de calor que se necesita extraer para congelar un producto, únicamente se deberá tomar en consideración el porcentaje de

agua. El calor latente de fusión se calcula con la siguiente fórmula:

$$Q_L = (W) (h)$$

Donde:

Q_L = Carga por calor latente (BTU).

W = Peso del producto (lb).

h = Calor latente (BTU/lb).

Sustituyendo datos tenemos:

$$Q_1 = (440.52 \text{ lb})(106 \text{ BTU/lb}) = 46,696.034 \text{ BTU}$$

$$Q_2 = (220.26 \text{ lb})(95 \text{ BTU/lb}) = 20,925.109 \text{ BTU}$$

$$Q_3 = (660.79 \text{ lb})(83.5 \text{ BTU/lb}) = 55,176,211 \text{ BTU}$$

$$Q_4 = (1101.32 \text{ lb})(100 \text{ BTU/lb}) = 110,132.15 \text{ BTU}$$

$$Q_5 = (1101.32 \text{ lb})(86.5 \text{ BTU/lb}) = 95,264.309 \text{ BTU}$$

Sumando estos valores obtenemos lo siguiente :

$$\underline{Q_L = 328,193.8 \text{ BTU}}$$

Cálculo del calor sensible abajo del punto de congelación.

Una vez que se ha congelado el contenido de agua de un producto, puede seguirse enfriando sensiblemente, de igual modo que sucede por encima del punto de congelación, con la excepción de que el hielo en el producto produce un cambio en el calor específico.

El calor que debe extraerse de un producto para reducir su temperatura por debajo del punto de congelación se calcula con la siguiente fórmula:

$$Q_{s2} = (W) (C) (T_2 - T_1)$$

Donde:

Q_{s2} = Cantidad de calor sensible abajo del punto de congelación. (BTU).

W = Peso del producto. (lb).

C = Calor específico abajo del punto de congelación. (BTU / lb^oF).

T_2 = Temperatura promedio de congelación. (°F).

T_1 = Temperatura del espacio frío. (°F).

Sustituyendo datos tenemos:

$$Q_1 = (440.52 \text{ lb})(0.37 \text{ BTU/lb } ^\circ\text{F})(27 - 14)^\circ\text{F} = 2,118.942 \text{ BTU}$$

$$Q_2 = (220.26 \text{ lb})(0.40 \text{ BTU/lb } ^\circ\text{F})(29 - 14)^\circ\text{F} = 1,321.585 \text{ BTU}$$

$$Q_3 = (660.79 \text{ lb})(0.30 \text{ BTU/lb } ^\circ\text{F})(29 - 14)^\circ\text{F} = 2,973.568 \text{ BTU}$$

$$Q_4 = (1101.32 \text{ lb})(0.40 \text{ BTU/lb } ^\circ\text{F})(29 - 14)^\circ\text{F} = 6,607.929 \text{ BTU}$$

$$Q_5 = (1101.32 \text{ lb})(0.38 \text{ BTU/lb } ^\circ\text{F})(28 - 14)^\circ\text{F} = 6,277.532 \text{ BTU}$$

Sumando estos valores obtenemos lo siguiente :

$$Q_{s2} = 19,299.556 \text{ BTU}$$

NOTA: La temperatura máxima de congelación en la cámara es -10°C

Por lo tanto la carga térmica total del producto será la suma de las cargas individuales:

$$Q_p = Q_{s1} + Q_L = Q_{s2}$$

$$Q_p = 156,766.37 \text{ BTU} + 328,193.8 \text{ BTU} + 19,299.556 \text{ BTU}$$

$$Q_p = 504,269.71 \text{ BTU}$$

III.8.5.- CALCULO DE LA GANANCIA DE CARGA SUPLEMENTARIA

Como se vio en la sección III.6 esta carga térmica depende de los siguientes factores:

III.8.5.1.- ALUMBRADO

Para la carga térmica debemos incluir toda la energía eléctrica disipada, como luces, calefactores, etc. Para nuestro problema consideraremos un foco de 100 Watts que se encenderá en un promedio de 2 horas al día.

De acuerdo a la sección III.6.1 utilizaremos la siguiente fórmula:

$$Q_A = (\text{Watts}) (3.41 \text{ BTU/Watt-hora})(24 \text{ hrs})\dots\dots(\text{BTU})$$

Sustituyendo datos tenemos:

$$Q = (100 \text{ Watts}) (2\text{hrs.})(3.41 \text{ BTU/Watt-hora}) = 682 \text{ BTU.}$$

$$\underline{Q_A = 682 \text{ BTU}}$$

III.8.5.2.- MOTORES ELECTRICOS

En nuestro problema consideraremos un motor de 1/4 H.P y 10 horas como tiempo promedio de encendido del motor durante un día. Para calcular la carga térmica producida por el motor de acuerdo a la sección III.6.2 utilizaremos la siguiente fórmula:

$$Q_M = (\text{H.P}) (\text{Factor (tabla III.3)}) (24 \text{ hrs}) \quad (\text{BTU})$$

Aquí tomamos en cuenta de que el difusor tiene incluido el motor y ventilador integrados, por lo tanto, de la tabla III.3 interceptamos el valor de 4250 BTU / (hr-H.P) entrando con el

dato de 1/4 de H.P y el de motor y ventilador dentro del cuarto.

Sustituyendo datos tenemos:

$$Q_M = (1/4 \text{ H.P}) (4,250 \text{ BTU} / (\text{H.P-hr})) (10 \text{ hrs})$$

$$Q_M = 10,625 \text{ BTU}$$

$$\underline{Q_H = 10,625 \text{ BTU}}$$

De acuerdo con la fórmula original se tenía que dice 24 hrs., pero aquí se tiene que el motor trabaja 10 horas al día, por eso se pudo hacer esa modificación.

III.8.5.3.- PERSONAS

En nuestro problema consideraremos solo el calor disipado por una sola persona, además de un tiempo promedio de 1 hr. de estancia dentro del refrigerador. De acuerdo a la sección III.6.3 se utilizará la siguiente fórmula:

$$Q_p = (\text{Número de personas}) (\text{Factor (Tabla III.4)}) (24 \text{ hrs})$$

Pero en la tabla tenemos que entrar con la temperatura del refrigerador. Por lo tanto, haremos una interpolación para determinar el valor de este factor para 14°F.

Tomando valores de la tabla III.4 tenemos:

T	Q
20	1,050
14	Q = ?
10	1,200

Interpolando por incrementos :

ΔT	ΔQ
10	150
6	X = 90
4	X = 60

$$Q = 1,050 + 90 = 1,140$$

$$Q = 1,200 - 60 = 1,140$$

Sustituyendo datos tenemos:

$$Q_p = (1 \text{ persona}) (1,140 \text{ BTU} / \text{hr}) (1 \text{ hr}) = 1,140 \text{ BTU}$$

$$\underline{Q_p = 1,140 \text{ BTU}}$$

La carga suplementaria total es la suma de las cargas por alumbrado (Q_A), motores (Q_M) y por personas (Q_p).

$$Q_s = 682 \text{ BTU} + 10,635 \text{ BTU} + 1,140 = 12,447 \text{ BTU}$$

$$\underline{Q_s = 12,447 \text{ BTU}}$$

III.9.- CARGA TOTAL

La carga total de nuestro problema real es la suma de las siguientes cargas:

PAREDES	Q =	9,808.08	BTU
INFILTRACION	Q _i =	34,286.28	BTU
PRODUCTO	Q _p =	504,269.71	BTU
SUPLEMENTARIA	Q _s =	12,447.00	BTU

$$QT = 560,811.07 \text{ BTU}$$

Es común usar para la carga térmica de refrigeración, la tonelada de refrigeración (Ton Ref), cuya equivalencia es:

$$1 \text{ Ton Ref} = 288,000 \text{ BTU} = 72,575 \text{ Kcal en cada 24 hrs.}$$

$$1 \text{ Ton Ref} = 12,000 \text{ BTU/hr} = 3,023.9 \text{ Kcal/hr}$$

$$QT = 560,811.07 \text{ BTU} (1 \text{ Ton Ref} / 288,000 \text{ BTU}) = 1.94726 \text{ Ton Ref}$$

Pero también en manuales se usan las unidades de Kcal/hr y BTU/hr.

$$QT = 560,811.07 \text{ BTU} / 24 \text{ hrs.} = 23,367.127 \text{ BTU/hr}$$

$$Qr = 23,367.127 \text{ BTU/hr} \left(\frac{3,023.9 \text{ Kcal/hr}}{12,000 \text{ BTU/hr}} \right) = 5,888.321 \text{ Kcal/hr}$$

Por lo tanto se tiene:

$Qr = 2 \text{ Ton Ref} = 5,888.321 \text{ Kcal/hr} = 23,367.127 \text{ BTU/hr}$
--

C A P T U L O I V

S E L E C C I O N . I N S T A L A C I O N

Y P U E S T A E N M A R C H A

SELECCION, INSTALACION Y PUESTA EN MARCHA DEL SISTEMA

IV.1.- SELECCION DE EQUIPO

Para seleccionar el equipo se requiere haber elegido el sistema de enfriamiento y el tipo de refrigerante.

IV.1.1.- SISTEMA DE ENFRIAMIENTO

Los mas conocidos son : por absorción y por ciclo mecánico de refrigeración. El sistema por absorción requiere de equipos muy voluminosos necesitando por lo mismo espacios mayores. Por lo tanto el sistema mecánico de refrigeración ya que con un equipo compacto podemos remover la carga térmica de 1.9 Ton Ref .

IV.1.2.- SELECCION DEL REFRIGERANTE

Tomaremos en cuenta dos aspectos : el económico y el técnico.

Aspecto económico :

Refrigerante	Precio
R-12	N\$ 36
R-22	N\$ 42
R-502	N\$ 45

Aspecto técnico :

Se seleccionará por el coeficiente de comportamiento el que de el máximo valor de la tabla siguiente :

Comportamiento:

REFRIGERANTE	R-12	R-22	R-502
GOP	3.54	2.34	2.6

El refrigerante seleccionado es el R-12.

IV.1.3.- SELECCION DE LA UNIDAD CONDENSADORA

Es común encontrar en el mercado las unidades condensadoras enfriadas por aire, que constan de :

Compresor abierto, volante y válvulas de servicio.

Motor eléctrico.

Bandas.

Recibidor de líquido.

Polea para el motor.

Condensador de tubo de cobre con aletas de aluminio interconectado al compresor.

Presostato de baja presión y algunas de alta presión.

Base reforzada

Ventilador.

Para la selección de Unidades Condensadoras enfriadas por aire necesitamos los siguientes datos:

Carga térmica total = 5,888.321 Kcal/hr

Temperatura ambiente = 32 °C

Refrigerante = R-12

Temperatura de evaporación = - 10 °C

IV.1.3.1.- PASOS PARA LA SELECCION

Localizar la tabla para el R-12

Multiplicar la capacidad por el factor de corrección , si no corresponde la temperatura ambiente.

En la columna de la temperatura de evaporación buscar la carga térmica total corregida.

En las columnas izquierdas encontraremos el modelo de la unidad, los H.P. del motor y el tipo de compresor.

IV.1.3.2.- CARGA TERMICA TOTAL CORREGIDA

Factor de corrección para otras temperaturas ambiente

		Temperatura ambiente en °C			
		25	30	35	40
R-12	1	.945	.890	.835	
R-22	1	.940	.880	.820	

Interpolando

30	32	35	5	2
.945	?	.890	.055	.022

$$X = 0.945 - 0.022 = 0.923$$

Por lo tanto la capacidad corregida es:

$$Q = 5,888.321 (0.923) = 5,434.920 \text{ Kcal/Hr}$$

Entrando a tablas tenemos lo siguiente:

MODELO	H.P	COMP	CAPACIDAD EN Kcal/Hr
			TEMPERATURA DE EVAPORACION EN °C
			-10
			5417
U-500	5	70	5850

UNIDAD SELECCIONADA	U-300 M
Marca	MYCOM
Capacidad	5850 Kcal/Hr.
Motor	5 H.P.
Compresor "SE"	70

Con el modelo de unidad encontramos las siguientes especificaciones:

Desplazamiento volumétrico	21.19 M ³ /HR
RPM del compresor	540
φ Polea del motor	120 MM

IV.1.4.- SELECCION DEL EVAPORADOR

Buscamos en el catálogo la temperatura de evaporación y sobre esa columna hasta encontrar la capacidad en Kcal/Hr, nos dirigimos hacia la izquierda en la columna del modelo.

Temperatura de evaporación = - 10 °C

Carga Térmica = 5,888.321 Kcal/Hr

Por lo tanto el modelo es GZA 012 de FRIGOTHERM McQUAY

Dimensiones :

Altura = 584 mm

Largo = 1534 mm

Ancho = 610 mm

Ventilador :

Cantidad = 1

Diámetro = 508 mm

Tiro de aire = 15 m

Motor :

Cantidad = 1

Potencia = 1/4 hp

IV.15.- SELECCION DE LA VALVULA TERMOSTATICA DE EXPANSION

El modelo se determina de la siguiente forma:

Entramos a la columna de R-12

Capacidad nominal = 2 Ton Ref

Encontramos 2.3 Ton Ref

El modelo seleccionado es :

A T X	1 5 0 2 3	D R L
a	b	c d e

Donde:

- | | | |
|---|--------|---|
| a | Tipo | VALVULA TERMOSTATICA DE EXPANSION |
| b | Modelo | Ultimas 3 cifras es la Cap. en ton
Primera y segunda, ϕ de tubería de entrada
y salida respectivamente |

c Conexión soldar
d Ref. R-12
e Carga Para refrigeración
MARCA SAGINOMIYA

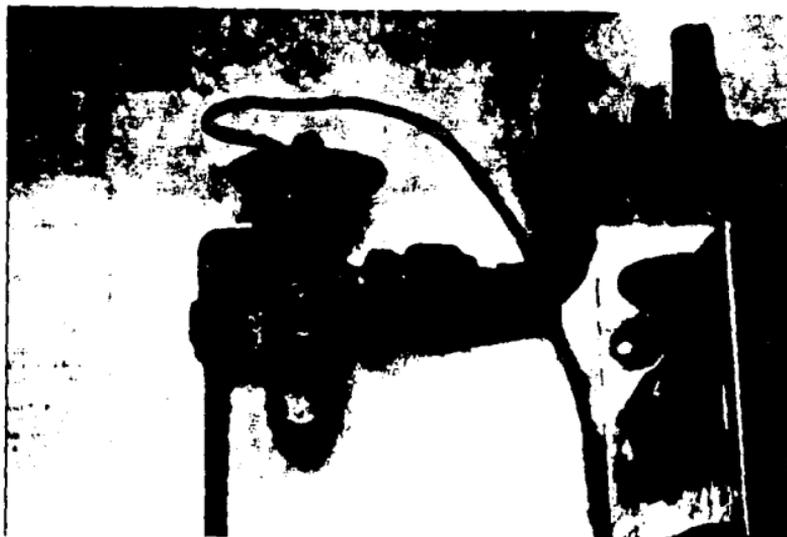


Figura 17: Válvula de expansión termostática

IV.2.- INSTALACION

La instalación y servicio de equipos de refrigeración es una de las labores de mayor exigencia en el área de servicio, además del cuidado que se necesita tener al trabajar con equipos construidos con alta precisión cerca de los límites de tolerancia, los refrigerantes presentan un peligro adicional. Es común que las personas dedicadas al servicio tiendan a

subestimar cuanto cuidado se requiere para proteger debidamente un sistema.

Es posible hacer que el refrigerante haga un buen trabajo, siempre y cuando se mantenga hermético y bajo estricto control, pero esto no lo hará voluntariamente, escapará si se le da la más ligera oportunidad e incluso atacará al sistema, pues forma ácidos al combinarse con sustancias comunes, tales como el agua y si se deja sin control por unas cuantas horas, se puede infiltrar por el sistema trayendo como consecuencia resultados fatales para el compresor (válvulas) al ser arrancado.

La persona encargada del servicio deberá mantenerse alerta y nunca descansar mientras esté manejando refrigerantes.

Es indispensable la absoluta limpieza en una unidad de refrigeración, sin embargo no pueda existir un compromiso para asegurar una unidad confiable ó libre de problemas a diferencia de cualquier otro equipo mecánico, los sistemas de refrigeración son vulnerables al ataque de dos contaminantes comunes que no pueden ser vistos; al aire y el agua, si alguno ó ambos se encuentran presentes en un sistema se unirán rápidamente en un ataque común contra el refrigerante y el aceite y esto tendrá como resultado corrosión, desprendimiento de capas en los tubos de cobre, formación de ácidos y algunas otras reacciones perjudiciales.

Las soluciones anticongelantes ó algunos otros aditivos

podrán producir reacciones químicas indeseables en el sistema.

No es recomendable y no deberán usarse aditivos del cualquier tipo.

Es sorprendente y hasta se podría calificar de increíble la gran cantidad de materiales ajenos que entran a un sistema de refrigeración y que terminan en el compresor; se han encontrado rebabas, tierra, soldadura, fundente, pedazos de metal y de fibra de acero, cemento, arena de lija, alambres de los cepillos para hacer limpieza y pedacería de tubo de cobre.

Al examinar compresores devueltos, se pudo comprobar que muchas fallas tempranas se hubieran podido prevenir si en el momento de instalar el sistema se hubieran eliminado los contaminantes.

Es común que en los equipos instalados se encuentren frecuentemente éste problema y es indiscutible que muchos de los contaminantes encontrados en los equipos, solamente pudieron haber llegado has ahí por la falta de cuidado durante la instalación.

El soldar tubería ó accesorios de cobre se forma invariablemente óxido de cobre en el interior del tubo a menos que se deje circular nitrógeno ó cualquier otro gas inerte a través del tubo durante la operación de soldado, éste óxido se puede convertir en un abrasivo en polvo que obstruirá los conductos del aceite y los filtros, provocará escoriaciones en los bales y algunos otros efectos perjudiciales.

Se puede mantener el nivel de contaminación a un nivel

aceptable si se tiene cuidado durante la instalación y servicio:

- 1.- Tenga cuidado para conservar la tubería limpia y seca.
- 2.- Haga pasar un gas inerte a través de la tubería al soldar los tubos del refrigerante.
- 3.- Extreme los cuidados para evitar materiales extras en el sistema cuando éste se abra para el servicio.
- 4.- En todos los sistemas en operación, deberán instalarse filtros de la línea de succión y filtros secadores en las líneas de líquido.
- 5.- Evacúe completamente el sistema al estarlo instalando ó durante el mantenimiento, después de haber estado expuesto por largo tiempo.
- 6.- Si en cualquier momento se necesita abrir el sistema, introduzca una pequeña presión positiva de refrigerante para así evitar que el aire se meta en las líneas.
- 7.- Instale un filtro secador nuevo en cada línea de líquido cada vez que el sistema se abra para servicio.

IV.3.- EQUIPO DE SERVICIO

Tres herramientas básicas son necesarias para probar y llevar a cabo el mantenimiento del sistema :

Juego de manómetros y múltiple

Detectores de fugas

Bomba de vacío

IV.3.1.- JUEGO DE MANOMETROS

Con estos manómetros, el mecánico puede localizar con exactitud la falla dentro del sistema, así como determinar si el sistema está trabajando como debiera.

IV.3.2.- DETECTORES DE FUGAS

Hay disponibles varios tipos de detectores de fugas para los técnicos de servicio:

Aditivo de tinte de color

Detector del tipo de detergente líquido

Detector electrónico de fugas

Detector de fugas del tipo de soplete de propano

Se dispone de un ADITIVO DE TINTE DE COLOR que se agrega al refrigerante. El funcionamiento del sistema indicará la coloración en el punto de la fuga. Una fuga muy ligera, que precise varias semanas o incluso meses para purgar el refrigerante suficiente que afecte la refrigeración del sistema, puede localizarse a menudo utilizando este aditivo cuando fallan otros métodos de detección de fugas.

Se puede emplear un DETECTOR DEL TIPO DE DETERGENTE

LIQUIDO alrededor de las uniones y de cualquier punto externo que pudiera ser una fuente de fugas para el Refrigerante R-12. El refrigerante que escapa hará que el líquido forme burbujas, indicando una fuga. Las piezas que no son accesibles, tales como los serpentines del condensador y del evaporador no pueden cubrirse fácilmente con este líquido para comprobar si hay fugas.

EL DETECTOR DE FUGAS DE TIPO ELECTRONICO es un detector de fugas sensible. La mayoría de los detectores electrónicos son capaces de descubrir el equivalente de 1/2 onza por año. No obstante, el costo inicial de este tipo de detector ha sido un freno para los individuos. Este instrumento debe manejarse con cuidado para obtener resultados exactos. Cuando se tiene el debido cuidado, el detector electrónico localizará con rapidez y exactitud las fugas que son casi imposibles de localizar con otros detectores.

EL DETECTOR DE FUGAS TIPO SOPLETE DE PROPANO es el más conocido y ha recibido el uso más amplio debido a la facilidad de su manejo, disponibilidad de propano en tanques desechables, y bajo costo inicial. En la operación, la llama de azul cambia su color a amarillo ó un azul purpurino vivo cuando el tubo detector percibe la presencia de Refrigerante R-12 fuera del sistema.

PRECAUCION: El detector de tipo soplete de propano sólo deberá de utilizarse en áreas bien ventiladas. Cuando el Refrigerante R-12 pase por una llama abierta, éste produce gas fosgeno lo

que es muy tóxico. No respire los vapores producidos por el detector.

La detección de fugas deberá realizarse con el sistema bajo presión para obtener resultados precisos. Las fugas muy pequeñas muchas veces requieren que la presión del sistema sea aumentada sobre lo normal para su localización. Una carga del 50% de refrigerante en el sistema es suficiente para localizar la mayoría de las fugas. De vez en cuando, una fuga pequeña precisará que se sobrecarge el sistema .

IV.3.3.- BOMBA DE VACIO

Cuando el sistema esta sin presión y abierto para mantenimiento, entra aire por las aberturas antes de que se puedan tapar éstas. Para eliminar este aire (y su humedad nociva), debe evacuarse el sistema. Esto se hace conectando la bomba de vacío a la manguera de servicio del juego de manómetros, el juego de manómetros va conectado al lado de alta y baja presión creando un excelente vacío por lo que se asegura la limpieza del sistema.

IV.3.4.- OTRAS HERRAMIENTAS DE SERVICIO

Otras herramientas de servicio, tales como las gafas de plástico, tanque de refrigerante, termómetro, estuche metálico y la llave de válvula de servicio, forman parte de cualquier equipo completo para servicio ó mantenimiento de sistemas de refrigeración.

Como muchos sistemas de refrigeración aplicados al aire acondicionado se activa con mandos eléctricos, se necesitará

también algún equipo eléctrico de prueba, tal como un multímetro (de preferencia de gancho) para comprobar si hay alambrado defectuoso u otros problemas.

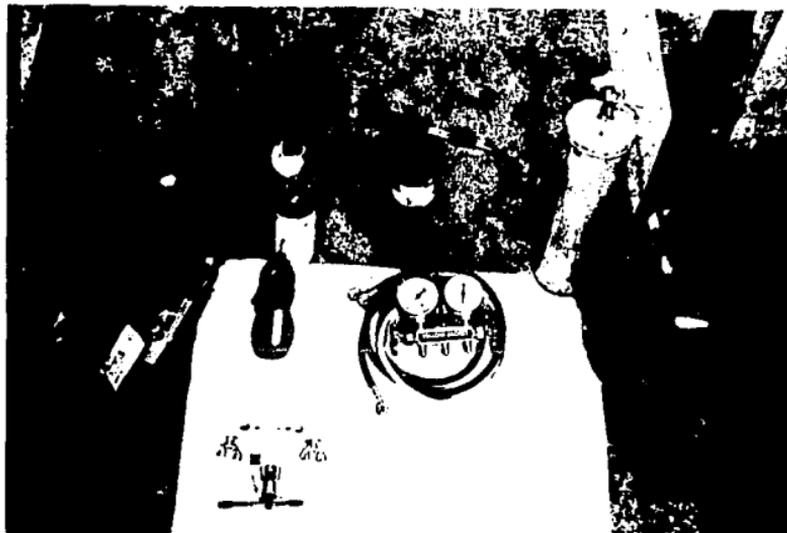


Figura 18: Equipo de servicio

IV.4.- INSTALACIONES FRIGORIFICAS

Los diversos sistemas de refrigeración se conforman principalmente por:

- a) compresor con condensador enfriado por aire
- b) sistema de evaporación
- c) sistema de control

IV.4.1.- MONTAJE DE LA UNIDAD CONDENSADORA

Busquemos el lugar más cerca posible de la cámara que ha de enfriarse, procurando, además, se halle en lugar bien ventilado, y como mínimo a una distancia de 30 cm. de la pared, para establecer una buena circulación de aire en el condensador. Si por razones de conveniencia ha de instalarse en lugar angosto y mal ventilado, deberá necesariamente abrirse alguna ventana por donde pueda ventilarse.

El compresor debe ser instalado a menor altura que el evaporador, con el fin de facilitar el retorno de aceite; normalmente se monta sobre una plancha intermedia de corcho aglomerado que evita la transmisión de las vibraciones del motor y compresor, esto puede evitar una fuga en la tubería, además se deben de colocar los antivibradores.

IV.4.2.- MONTAJE DEL EVAPORADOR

Para fijar el difusor en el techo en el lugar previsto procurar que la distancia del techo al evaporador sea de 5 cm. como mínimo, y conservar una distancia de 25 cm. como mínimo, desde la parte posterior del motor a la pared. La bandeja colectora de líquidos se le dará una pequeña inclinación, y por medio de una manguera ó tubo de desagüe se desalojaran los líquidos hacia el exterior de la cámara. La distancia de la bandeja de desagüe al evaporador ha de ser de 10 cm. como mínimo.

IV.4.3.- TENDIDO DE LA TUBERIA

Una vez que se ha decidido el lugar más conveniente y mejor protegido, hagase el agujero necesario para penetrar en la cámara (este agujero deberá taparse luego), extender los tubos de aspiración y fíjense entre la válvula de servicio de succión y la salida del evaporador.

Particularmente, estas líneas de aspiración deben proyectarse con gran cuidado antes de efectuar la instalación y todos los ángulos y codos que no sean absolutamente necesarios deberán eliminarse ó cuando menos disminuirse. Tomando estas precauciones y empleando tuberías de los diámetros adecuados, es decir sin disminuir los diámetros, se evitarán los siguientes efectos:

Acumulación de aceite en el evaporador

Que el aceite vuelva a intervalos al compresor

Velocidad del vapor demasiado lenta

Retorno de refrigerante líquido al compresor

Insuficiente retorno de aceite.

IV.4.4.- INSTALACION DE LA VALVULA DE EXPANSION Y CONTROL

La válvula de expansión se instala, en el tubo de la parte inferior del evaporador, es decir a la entrada; operación que deberá hacerse rápidamente, a fin de que el evaporador se halle destapado el menor tiempo posible.

Si es termostática, se acoplará el bulbo sensor a la salida misma del evaporador.

El control de temperatura irá en el interior de la cámara; si es con bulbo. Puede si se desea, colocarse en una caja al exterior, para su regulación desde fuera. El bulbo va sujeto a la salida del evaporador.

Los termostatos de tipo de ambiente deben instalarse en el lugar que determine la temperatura general de la cámara, nunca directamente a la pared, y en todo caso en una placa de madera ó material aislante.

Los presostatos van instalados al lado del compresor por medio de tubos capilares a las salidas de las citas para conectarse.

IV.5.- OPERACIONES DE PRUEBA Y PUESTA EN MARCHA

Terminada la instalación, y después de tener la seguridad de que todas las conexiones han sido efectuadas correctamente, se realizarán las debidas operaciones de prueba antes de la puesta en marcha de la instalación, siguiendo el siguiente orden:

- LIMPIEZA DEL SISTEMA
- PURGA DEL SISTEMA
- EVACUACION DEL SISTEMA
- CARGA DE REFRIGERANTE
- PUESTA EN MARCHA

IV.5.1.- LIMPIEZA DEL SISTEMA

Baldear el sistema después de una falla interna del compresor ó cuando el sistema haya estado abierto durante un periodo considerable de tiempo. utilizar el Refrigerante R-11 para baldear (lavar) el sistema.

Procedimiento :

1.- Aislar el compresor, receptor-secador, y válvula de expansión del sistema.

2.- Conectar una manguera entre la fuente de refrigerante y el componente que va a baldearse.

NOTA: no es necesario remover los componentes de la máquina para baldearlos.

3.- Baldear cada componente individualmente

Abrir la válvula en el envase de refrigerante y dejar que el Refrigerante R-11 fluya a través de cada componente durante 5 a 10 segundos.

4.- Baldear el compresor

Remover las cubiertas de las lumbreras de entrada y salida y el tapón de la lumbrera de drenaje.

Añadir Refrigerante R-11 a través de la lumbrera de drenaje.

Sacudir el compresor y en seguida drenarlo.

Añadir aceite.

IV.5.2.- PURGA DEL SISTEMA

El purgar el sistema con Refrigerante R-12 ó nitrógeno seco forzará hacia afuera cualquier Refrigerante R-11 dejado en el componente después de baldearlo. Esto dejara cada componente libre de contaminación. La purga también reduce la cantidad de aire y humedad que podría migrar en el sistema.

Procedimiento :

1.- Conectar una manguera entre el envase de Refrigerante R-12 (o nitrógeno seco) y cada componente.

Abrir la válvula en el envase de refrigerante y dejar que el R-12 pase a través del componente.

2.- Purgar cada componente individualmente con una presión de 5 a 20 psi en el punto de entrada del gas.

Purgar los componentes (inclusive componentes de remplazo) durante 15 a 30 segundos.

3.- Conectar cada componente después de purgarlo.

4.- Purgar el sistema global.

Hacer la conexión en el conector del lado de alta presión.

Purgar a través del sistema global hasta el conector del lado de baja presión.

IV.5.3.- EVACUACION DEL SISTEMA

La evacuación del sistema elimina todo el aire hasta que se crea un vacío. Esto es necesario después de que se ha descargado y abierto el sistema para servicio, ya que aire entra por las aberturas antes de que puedan taparse. El aire contiene humedad nociva y debe eliminarse antes de que contamine los componentes del sistema.

Existe un número de bombas de vacío apropiadas para eliminar el aire y humedad del sistema. Aquí se hace referencia aun vacío de 29 1/2 pulg de Hg (mercurio) como especificación para el bombeo del sistema. Esta lectura sólo puede conseguirse a una elevación del nivel del mar. Cada 305 metros de altitud, la lectura será de 1 pulg. de Hg menos. Por ejemplo a 1524 metros de elevación, se puede obtener sólo 24 1/2 pulg. de Hg de vacío.

Procedimiento :

1.- Conectar la bomba de vacío al múltiple de manómetros. Compresor apagado durante la evacuación.

Manómetros conectados al sistema.

Quitar la tapa del conector de la manguera de la bomba de vacío.

Instalar la manguera central desde el múltiple de manómetros al conector de la bomba de vacío.

Colocar las válvulas de servicio del compresor, de los lados de alta y baja presión, en la posición media (si se utilizan).

Abrir las válvulas manuales del múltiple de manómetros de los lados de alta y baja presión, y la salida de la bomba.

2.- Operar la bomba de vacío

Hacer funcionar durante un mínimo de 30 minutos para la eliminación del aire y humedad.

Observar el manómetro compuesto para ver si el sistema se bombea a vacío.

3.- Cerrar las válvulas manuales

Cerrar las válvulas manuales del múltiple de manómetros.

Parar la bomba de vacío.

4.- Comprobar la capacidad del sistema para mantener el vacío.

Observar el manómetro compuesto para asegurar que no indique un ascenso más rápido de 1 pulg. de Hg cada 5 minutos.

Si la aguja del manómetro compuesto sube a ritmo demasiado rápido, introducir carga parcial y realizar la prueba de fugas.

IV.5.4.- CARGA DE REFRIGERANTE

El sistema deberá cargarse tan sólo después de haber realizado la prueba de fugas y la evacuación . Es importante sólo añadir la cantidad especificada de refrigerante.

La tendencia de muchos mecánicos es sobrellenar el sistema por desconocimiento.

Procedimiento :

- 1.- Instalar la manguera de carga en la válvula del tanque de refrigerante
- 2.- Aflojar la manguera de carga en el conector central, del múltiple de manómetros.
- 3.- Abrir ligeramente la válvula del tanque para prugar el aire de la manguera de carga.
- 4.- Apretar la conexión de la manguera de carga en el múltiple de manómetros
- 5.- Abrir la válvula manual del múltiple para el manómetro de alta presión.
- 6.- Invertir el envase para permitir que el refrigerante entre por el lado de alta presión en forma líquida y cerrar la válvula cuando la presión aumente lentamente.
- 7.- Mantener el envase en la posición normal y abrir la válvula del lado de baja del múltiple de manómetros.

IV.5.5.- PUESTA EN MARCHA DEL SISTEMA

Procedimiento:

- 1.- Encender el sistema.
- 2.- Ajustar los mandos para la eficacia máxima.
- 3.- Observar el vidrio de inspección hasta que desaparezcan las burbujas y se normalicen los manómetros.
- 4.- Cerrar la válvula del tanque y la del lado de baja del múltiple de manómetros.
- 5.- Posicionar las válvulas de servicio del compresor en funcionamiento normal del sistema

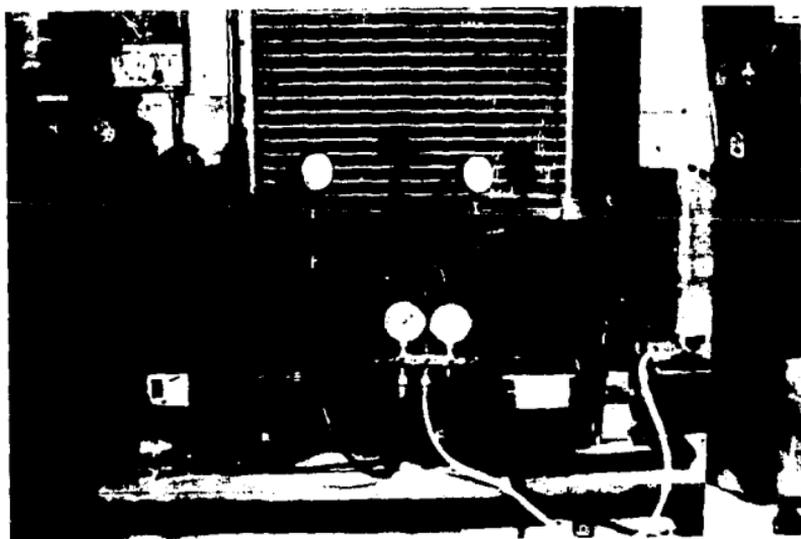


Figura 19: Operaciones de prueba de sistema

A P E N D I C E

TABLA 5.

TEMPERATURAS EXTERIORES DE DISEÑO EN VERANO.

(La temperatura de diseño de bulbo seco y bulbo húmedo representa la temperatura igualada o excedida durante el 17% — de las horas en verano).

LUGAR	B.S.		B.H.		Altitud Mts.
	°C	°F	°C	°F	
MEXICO					
Texcoco	32	90	19	66	2216
Toluca	26	79	17	63	2675

TABLA 10.

CARACTERÍSTICAS DE PRODUCTOS ALIMENTICIOS.

Producto	Temperatura Promedio de Congelación °F	Porcentaje de Agua	Calor Especifico BTU/lb. °F		Calor Latente de Fusión BTU/lb.	Calor de Evolución BTU por (24 Hrs.) (tan a la Temp. indicada	
			Arriba del punto de Congelación	Abajo del punto de Congelación		°F	BTU
CARNES Y PESCADOS							
Aves (carne fresca)	27	74	0.79	0.37	106		
Aves (congeladas)	27	74	0.79	0.37	106		
Bacalao (fresco)	28		0.90	0.49	119		
Camarones	28	70.8	0.83	0.45	119		
Carne cortada (retazo)	29	65	0.72	0.40	95		
Carne de Cordero	29	58	0.67	0.30	83.5		
Carne de puerco ahumada		57	0.60	0.32			
Carne de puerco (fresco)	28	60	0.68	0.38	85.5		
Carne de Res (grasosa)	28		0.60	0.35	79		
Carne de res (magra)	29	68	0.77	0.40	100		
Carne de res (salada)			0.75				
Carne de res (seca)		5-15	0.22-0.34	0.19-0.26	7-22		
Carne de ternera	29	63	0.71	0.39	91		
Cherizos	26	65.5	0.89	0.56	93		
Embutidos			0.60				

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

CONCLUSIONES

El proyecto de este equipo de Refrigeración está basado principalmente, en la memoria de cálculos, para esto se consultaron manuales, gráficas y catálogos que se encuentran en la bibliografía correspondiente. Por lo tanto, el resultado de la carga térmica resulta ser de lo más confiable para la selección de equipo de Refrigeración.

Para hacer la selección del equipo de Refrigeración se debe hacer un análisis para que este sea el adecuado y no vayamos a tener problemas técnicos posteriores. En nuestro caso consultamos los manuales de los fabricantes que ofrecen las mejores garantías de su producto (por ejemplo un compresor de la marca MYCOM, por experiencia, se de antemano que no va a tener fugas de aceite en el cárter ,por lo que, recomiendo plenamente al fabricante) aunque la última palabra la tiene el cliente, ya que por cuestiones económicas prefiere comprar más barato, pero a largo plazo le saldra más caro por cuestiones de mantenimiento.

En este trabajo de tesis, el elemento que se desarrolla con más detalle es la carga térmica por que es básica para la selección de los equipos de Refrigeración. Podemos entonces deducir que esta tesis se puede utilizar como guía a los alumnos y egresados de la carrera de ingeniería dentro de esta área.

Para que puedan ser capaces de realizar trabajos de Refrigeración y Aire Acondicionado, en el último capítulo describimos el procedimiento total de las operaciones de prueba, que son las más frecuentes dentro de la refrigeración y así de esta forma puedan darse una idea de como poder resolver los problemas comunes cuando estos se presenten.

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

BIBLIOGRAFIA

- 1.- Refrigeración y Aire Acondicionado
Camilo Botero g.
Ed. Prentice/Hall Internacional.

- 2.- Fundamentos de Calefacción, Ventilación y
Acondicionamiento de Aire.
Havrella, Raymond A.
Ed. Mc. Graw Hill.

- 3.- Fundamentos de Refrigeración.
Carrier.

- 4.- Manual de Refrigeración.
Gilbert Copeland.
(Parte 3)

- 5.- ANSI/ASHRAE 17-1982
The American Society of Heating, Refrigerating and
Air-Conditioning Engineers, Inc.

- 6.- Sistemas de Acondicionamiento de Aire.
Fundamentos de Servicio
John Deere.

7.- **Mantenimiento y reparación de refrigeradores.**

Paul F. Gollber.

Ed. DIANA.

8.- **Manual de Refrigeración y Aire Acondicionado.**

Air-Conditioning and Refrigeration Institute.

Ed Prentice Hall.

(Tomo 1)