

24. 98



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE INGENIERIA

DISEÑO DE UNA CAMARA FRIGORIFICA

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO MECANICO ELECTRICO
P R E S E N T A :
SANCHEZ GOMEZ RAUL

Dir. Ing. Humberto Antonio Castruita Vargas



México, D. F.

Abril de 1988



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

INDICE

	PAGINA
INTRODUCCION.	1
CAPITULO I CARACTERISTICAS DE LOS PRODUCTOS A CONSERVAR.	
I-1 LA CONSERVACION MEDIANTE REFRIGERACION.	5
I-2 PRODUCTOS A CONSERVAR.	7
I-3 CONDICIONES DE LA CAMARA DE ALMACENAMIENTO.	9
I-4 CONGELACION DEL PRODUCTO.	10
I-5 METODOS DE CONGELACION.	13
CAPITULO II PROPIEDADES PSICROMETRICAS DEL AIRE .	
II-1 CARACTERISTICAS DE LA MEZCLA VAPOR -AIRE.	14
II-2 CARTA PSICOMETRICA DEL AIRE.	18
II-3 PROCESOS PSICROMETRICOS.	21
3.1 PROCESO DE ENFRIAMIENTO SENSIBLE.	22
3-2 PROCESO DE ENFRIAMIENTO Y DESHUMIFICACION.	23
3-3 FACTOR DE CALOR SENSIBLE DEL SERPENTIN .	25
3-4 EFECTO DE LA TEMPERATURA DIFERENCIAL EN LA HUMEDAD DEL AIRE A ENFRIAR.	25
CAPITULO III CICLO DE REFRIGERACION POR COMPRESION.	
III-1 CICLO DE REFRIGERACION POR COMPRESION.	27
III-2 CICLO TEORICO DE COMPRESION .	31
III-3 CICLO REAL DE COMPRESION .	34
3-a EFECTO DE SOBREAQUECIMIENTO .	35
3-b EFECTO DE SUBENFRIAMIENTO EN EL LIQUIDO .	37
3-c EFECTO DE PERDIDAS DE PRESION .	38
III-4 PARAMETROS EN EL CICLO DE REFRIGERACION.	40

CAPITULO IV COMPONENTES DEL CUARTO FRIO.

PAGINA

IV-1 COMPRESOR.	45
IV-2 SEPARADOR DE ACEITE.	47
IV-3 VALVULA DE RETENCION.	47
IV-4 CONDENSADORES.	47
IV-5 RECIPIENTE DE REFRIGERANTE.	50
IV-6 INDICADOR DE HUMEDAD Y LIQUIDO.	50
IV-7 TUBERIA Y ACCESORIOS DEL LADO DE ALTA PRESION.	51
IV-8 VALVULA DE EXPANSION.	52
IV-9 EVAPORADOR.	53
IV-10 TUBERIA Y ACCESORIOS DEL LADO DE BAJA PRESION.	55
IV-11 REFRIGERANTES.	55

CAPITULO V DISEÑO DE UN CUARTO FRIO.

V-1 PARTE A

1-A CALCULO DEL TAMAÑO DE LA CAMARA.	67
2-A CALCULO DE LA CARGA TERMICA DE LA CAMARA.	67
I CALCULO DE LOS ESPESORES DEL AISLANTE .	68
II GANANCIA DEBIDO A PAREDES, TECHOS Y PISOS.	71
III GANANCIA DEBIDO AL PRODUCTO .	73
IV GANANCIA DEBIDO A LOS OCUPANTES.	75
V GANANCIA DEBIDO AL ALUMBRADO .	76
VI GANANCIA DEBIDO A LA INFILTRACION DEL AIRE.	77
VII GANANCIA DEBIDO A LOS MOTORES ELECTRICOS.	78
TABLAS DEL 1 AL 8	80

V-2 PARTE B

1-B SELECCION DEL REFRIGERANTE .	97
2-B SELECCION DE LOS EVAPORADORES .	98
3-B SELECCION DE LA UNIDAD CONDENSADORA Y EL CALCULO DE LA POTENCIA REQUERIDA EN EL COMPRESOR .	104
4-B CALCULO DEL SEPARADOR DE ACEITE.	112
5-B CALCULO DEL RECIBIDOR DEL REFRIGERANTE.	113
6-B SELECCION DE LA VALVULA DE EXPANSION.	115
7-B CALCULO DE LA LINEA DE DESCARGA.	118
8-B CALCULO DE LA LINEA DE SUCCION.	119
9-B CALCULO DE LA LINEA DE LIQUIDO.	120

CAPITULO VI**PAGINA****CONCLUSIONES****121****BIBLIOGRAFIA****123**

INTRODUCCION.

El acelerado crecimiento de la población mundial ha ocasionado el desarrollo de métodos para conservar los productos putrescibles, fenómeno que afecta tanto a las grandes ciudades como a las pequeñas zonas rurales.

Anteriormente se conservaban este tipo de productos con procedimientos empíricos los cuales fueron sustituidos principalmente por métodos de refrigeración y congelación.

Actualmente estos últimos sistemas son los métodos de conservación más importantes en la industria de productos putrescibles. Los sistemas de refrigeración han evolucionado a la par del desarrollo tecnológico: son procesos que dan cabida a grandes cantidades de diferentes artículos y se emplean generalmente para alimentos tanto de origen animal como de origen vegetal.

El proceso de refrigeración de un producto alimenticio abarca desde su origen hasta su destino. Sus pasos son la obtención, el transporte, el almacenamiento, la distribución y por último llegar al consumidor. Para almacenar y conservar los productos en cada una de estas etapas el producto pasa por varias fases donde se emplean cámaras frigoríficas.

En esta tesis se realiza un estudio formal y práctico de una cámara frigorífica que emplea como refrigerante amoníaco o fluorocarbono. El trabajo desarrollado expone brevemente los parámetros que se utilizan, así como los criterios y especificaciones para el diseño de un cuarto frío lo mismo que la selección del equipo.

El capítulo I se refiere a las características de los productos a conservar en una cámara frigorífica y sus propiedades físicas y térmicas, su temperatura óptima para conservar o almacenar el producto, la forma de empacarlo, la velocidad del aire, su gasto y otros factores.

En el capítulo II se exponen las características deseadas del aire en un cuarto frío, los parámetros a considerar en el cálculo de la carga a remover, los procesos de la mezcla vapor aire y su aplicación en la refrigeración.

En el capítulo III se describe una serie de diferencias entre el ciclo teórico de refrigeración y el ciclo real, sus ventajas y parámetros a considerar para el cálculo de los equipos.

En el capítulo IV se explican los diferentes equipos de refrigeración con que se cuenta, los elementos mecánicos que componen un sistema de enfriamiento en una cámara frigorífica y un análisis del uso de los fluorocarbonos en lugar del amoníaco como refrigerante.

En el capítulo V se exponen los parámetros y criterios que se necesitan para el diseño de un cuarto frío, desde el cálculo de la carga térmica a remover hasta la especificación del equipo necesario para lograr la mejor eficiencia de la cámara frigorífica. Se expone de una manera muy sencilla y práctica el diseño de un cuarto frío, estos criterios que se aplican en cuartos pequeños; como el desarrollado en este trabajo en grandes almacenes industriales.

Finalmente se presentan las conclusiones en el capítulo VI y una bibliografía complementaria sobre el tema de sistemas de refrigeración.

CARACTERISTICAS DE LOS PRODUCTOS A CONSERVAR.

4

CAPITULO I

CARACTERISTICAS DE LOS PRODUCTOS A CONSERVAR.

Uno de los usos más comunes de la refrigeración mecánica es la conservación de los artículos comerciales putrescibles, principalmente comestibles.

Desde el principio de la existencia del hombre sobre la tierra fue necesario buscar la manera de conservar los alimentos durante las estaciones que se tiene en abundancia, a fin de sobrevivir ante las estaciones de escasez.

Todos los métodos de conservación de alimentos deben necesariamente tener la manipulación del medio ambiente en y alrededor del producto conservado, a fin de provocar la reducción de los agente destructores.

La causa de la descomposición de los productos es la actividad vital de los microorganismos, bacterias, enzimas, moho y levadura .

Los métodos de conservación deben ser capaces de reducir la actividad de los agentes destructores, es decir, privarlos de la humedad o del alimento que necesitan para sobrevivir.

Estos fueron los método más empleados: la salazón, zacarificada y escabechado. Dichos métodos disminuían apreciablemente el valor nutritivo de los productos y provocaban variaciones a su aspecto exterior.

Los productos curados en azúcar y sal son los que actúan

CARACTERISTICAS DE LOS PRODUCTOS A CONSERVAR.

5

como preservativos donde el resultado es la reducción de los agentes destructivos de los alimentos.

El secado o deshidratación, tiende a reducir a los agentes destructores al privarlos de la humedad y del alimento necesario para sobrevivir. Esto le ocurre a las enzimas y a los microorganismos.

El escabechado o encurtido, es el proceso de fermentación cuyo resultado final es la extracción de las sustancias que sirven de alimento a las levaduras y bacterias.

Aunque estos métodos antiguos son enteramente adecuados para la conservación de los alimentos, con frecuencia se tiene productos de sabor extraño pero que de otra manera no se podrían conservar.

La desventaja inherente que limita su utilización, son los resultados que se tiene en unos productos en cuanto a su sabor y apariencia, lo cual en muchos casos son objetables debido a la calidad de los productos conservados.

I-1 LA CONSERVACION MEDIANTE REFRIGERACION.

La refrigeración se emplea en productos que son putrecibles con el fin de eliminar la actividad de los agentes destructores. La refrigeración es una de las mejores formas de conservar los

CARACTERISTICAS DE LOS PRODUCTOS A CONSERVAR.

6

productos en su estado fresco original, permite la buena calidad de los productos alimenticios, su buen sabor, conserva su valor nutritivo y su aspecto exterior en buen estado.

La temperatura que permite la putrefacción de los productos se encuentra entre los 25 y 35 °C.

La nueva tecnología de los equipos de refrigeración y de envases o empaques a logrado que los productos se almacenen por largo tiempo y sin perder su frescura. Para lograr lo anterior se ha hecho común congelar el producto a bajas temperaturas con rangos que fluctúan entre -30 °C y -40 °C, posteriormente almaceniéndolos entre -20 °C y -30 °C.

Una temperatura demasiado baja congelará los productos y puede echarlos a perder, una temperatura arriba del punto de congelación del mismo es la mejor para optimizar las condiciones de almacenamiento.

Además la refrigeración posibilita la conservación de las vitaminas en las frutas y hortalizas al retardar los procesos de oxidación y ranciamiento de las grasas.

I-2 PRODUCTOS A CONSERVAR.

La mayoría de los productos conservados por refrigeración son los alimentos, generalmente estos se clasifican en dos grupos: aquellos que están vivos en el tiempo y almacenamiento y aquellos que no lo están.

a) En el caso de sustancias alimenticias vivas, tales como frutas y vegetales, el factor de vida es la protección de los microbios por eso es difícil conservar con vida la sustancia y al mismo tiempo retardar la actividad de la maduración. La desventaja mayor de la conservación de los mismos es que se tiene que empezar inmediatamente la refrigeración después de la recolección del producto y ésta debe ser continua hasta el consumo final del alimento. Esto representa gastos y equipos voluminosos que es un inconveniente y es antieconómico en algunos casos.

En este tipo de productos es muy común el quemado por congelamiento, que generalmente es debido a una oxidación, que da como resultado un cambio de sabor y pérdida en el contenido vitamínico del mismo que se produce por la deshidratación.

Para la protección de la oxidación y deshidratación el Ingeniero en Refrigeración emplea empaques que deberán ser prácticamente 100% a prueba de gas y evitar la presencia del aire,

CARACTERISTICAS DE LOS PRODUCTOS A CONSERVAR.

8

deberá estar muy bien ajustado en torno al producto para evitar hasta donde sea posible la presencia del aire.

b) Sustancias alimenticias sin vida: son los productos animales, que son afectados por la actividad natural de las enzimas que son las que limitan el tiempo de almacenamiento tanto en estado congelado o no congelado, es decir, es la rancidez que es causada por la oxigenación de la grasa animal y a la estabilidad de grasa en el tiempo de almacenamiento.

En particular se enfria lentamente los productos con elevado contenido de grasa cuya conductibilidad térmica es tres veces menor que la de los tejidos musculares de la carne.

Los puntos más importantes en el proceso de enfriamiento de un producto son:

- 1) Sus propiedades físicas: calor específico, conductibilidad térmica y la temperatura de congelación del producto.
- 2) La forma geométrica del producto: laminar, esférico, cilíndrico, etc.
- 3) El tamaño, espesor y la constitución de la superficie del producto.
- 4) La temperatura inicial y la temperatura final del producto.
- 5) La naturaleza del medio refrigerante: temperatura, humedad y velocidad del aire.

CARACTERÍSTICAS DE LOS PRODUCTOS A CONSERVAR.

9

- 6) El periodo de almacenamiento que puede ser a corto o largo tiempo.
- 7) Tipo de empaque en el producto.

I-3 CONDICIONES DE LA CAMARA DE ALMACENAMIENTO.

Las condiciones de la cámara de almacenamiento dependen de la naturaleza de cada producto, del periodo de tiempo que el producto va estar almacenado y de si el producto está empacado o no.

Todos los productos en estado natural y sin empaque al almacenarse estan expuestos a descomposición. Estos requieren de un control estricto: de humedad, temperatura y movimiento del aire en la cámara frigorífica.

Se requiere mucha investigación y experiencia para tener la información autorizada acerca de la temperatura, humedad y del movimiento óptimo del aire para obtener el almacenamiento de diversos productos en refrigeración. En la tabla No.1 (ver capítulo V) se da el valor representativo de una buena práctica de estos datos.

La humedad alta favorece el crecimiento de moho y bacterias, la humedad baja roba al producto frescura, conduciendo a la pérdida de valor y al deterioro en el peso.

CARACTERISTICAS DE LOS PRODUCTOS A CONSERVAR.

10

El movimiento de aire tiene una gran importancia para mantener condiciones uniformes en todo el espacio de almacenamiento. La velocidad del aire demasiado alta provoca un secado excesivo, el aire estancado a través de la humedad alta produce moho, por lo que se debe de seleccionar un movimiento óptimo del aire, entre el estancamiento del aire y el del secado excesivo.

Cuando se tiene aire a alta velocidad, se tiende a aumentar la rapidez de la evaporación de la humedad del producto, está acelera grandemente la rapidez de enfriamiento, teniendo como resultado una reducción más rápida de la temperatura del producto y la presión del vapor.

Cuando se tiene productos sujetos a deshidratación, como el pollo y el pescado que son frecuentemente enfriados, el Ingeniero en refrigeración recomienda ponerlos en contacto con hielo para reducir la pérdida de humedad por el enfriamiento.

I-4 CONGELACION DE PRODUCTOS.

En la congelación de los productos alimenticios se extrae el calor de los mismos a una temperatura final abajo del punto de congelación del producto.

Se distingue la congelación, por una mayor estabilidad durante la conservación, debido a un mayor secado (transformación de agua en hielo) que impide la actividad de los microorganismos.

Los factores que regulan la calidad última y el tiempo de almacenamiento para cualquier producto en congelación son:

- a) La naturaleza y composición del producto a conservar.
- b) Los cuidados en la selección, manejo y preparación del producto que se va a congelar.
- c) El método de congelamiento.
- d) Las condiciones de almacenamiento.

Una norma de los productos de congelamiento, es que los productos deben ser de alta calidad y estar en muy buen estado.

La velocidad de congelación nos da la cantidad de cristales que van a existir en el producto y su distribución en el mismo.

La congelación lenta se logra con la formación de pocos cristales de hielo de gran tamaño y con una mala distribución de los mismos.

En la congelación rápida se obtiene una estructura microcristalina con gran número de pequeños cristales de hielo, distribuidos en una forma bastante uniformada.

CARACTERISTICAS DE LOS PRODUCTOS A CONSERVAR.

12

En ambos casos, se consigue la congelación del producto pero con una variación en su tiempo de congelamiento (como muestra la figura I-1).

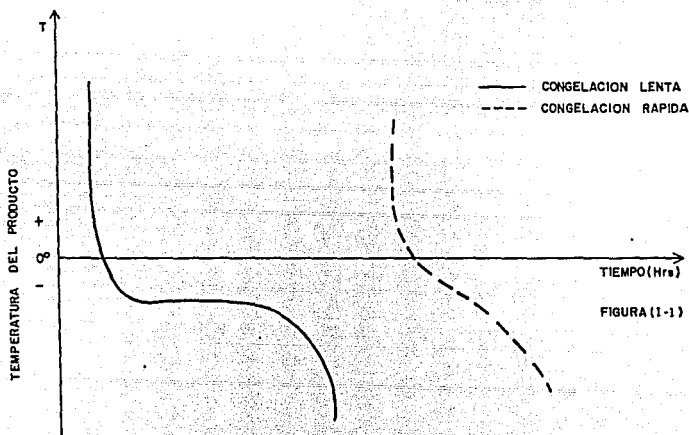


FIGURA (I-1)

Por lo que el Ingeniero en refrigeración recomienda una congelación rápida de los productos, debido a que la cristalización de hielo es uniformemente distribuida y nos da un mejor proceso reversible del producto durante la descongelación, debido a que los tejidos alcanzan a absorber los jugos que se separan al descongelarse.

CARACTERISTICAS DE LOS PRODUCTOS A CONSERVAR.

13

I-5 METODOS DE CONGELACION.

La congelación lenta se lleva a cabo en un período que puede ser, desde tres horas hasta tres días dependiendo del volumen del producto a congelar.

El congelamiento rápido es un proceso que se lleva a cabo en 2 horas o menos dependiendo del método que se aplique.

Existen los siguientes procesos para el congelamiento rápido:

- a) Por inmersión directa en salmuera fría o con un rocío de salmuera, donde el artículo sostenido se sumerge en un recipiente metálico con salmuera fría.
- b) El uso de un túnel de congelación, de aproximadamente 50 pies de largo, equipado con una banda transportadora de acero inoxidable. Los productos que se van a congelar pasan por el mismo en un lapso de 15 a 30 min. La velocidad de la banda es variable y la transferencia de calor se lleva a cabo por circulación de aire a alta velocidad en varios puntos del túnel, esta circulación de aire es transversal a la banda.
- c) Por contacto indirecto. Este proceso congela al producto, el cual es sujetado entre placas de acero que contiene un refrigerante en evaporación, la transferencia de calor se efectúa por conducción de acuerdo a la superficie de contacto. Este método se emplea para pequeñas cantidades de productos a congelar.

CAPITULO II

PROPIEDADES PSICROMETRICAS DEL AIRE

II-1 CARACTERISTICAS DE LA MEZCLA VAPOR -AIRE.

La psicrometría estudia las propiedades de las mezclas de aire y vapor de agua. Todos los procesos de acondicionamiento de aire deben de tener en cuenta la presencia del vapor de agua en el aire atmosférico ya que no está completamente seco.

El aire es una mezcla mecánica de gases y vapor de agua que rodea la tierra, el aire seco esta compuesto en esencia de nitrógeno 78%, oxígeno 20.9% y el resto de dióxido de carbono, hidrógeno, helio, neón y argón.

La cantidad de vapor de agua en el aire varía bastante de un lugar a otro y de acuerdo a las condiciones atmosféricas locales.

La humedad en el aire se debe principalmente a la evaporación del agua a través de la superficie de agua expuesta al aire de los lagos, rios y mares.

El aire contiene normalmente muchas impurezas, como gases sólidos, polvos, etcétera y las proporciones de éstas, dependen de diversos factores.

LEY DE GIBBS DALTON.

Dice que cualquier mezcla de gases ejerce una presión total igual a la suma de presiones parciales ejercidas independientemente por cada gas a la misma temperatura de la mezcla.

PROPIEDADES PSICROMETRICAS DEL AIRE.

15

En el aire atmosférico existe una presión total igual a la presión atmosférica la cual es:

Presión atmosférica = presión parcial del nitrógeno + presión parcial del oxígeno + presión parcial del vapor del agua.

La máxima cantidad de vapor que puede existir en el aire depende de la temperatura.

HUMEDAD ABSOLUTA.

Es la masa de vapor de agua por unidad de volumen de aire a dicha condición, es el valor del vapor de agua contenido en el aire. También se le conoce como densidad de vapor de agua.

HUMEDAD ESPECIFICA.

Es el peso de vapor de agua expresado en libras o granos de aire seco, también se le conoce como relación de humedad, es sólo función de la temperatura de rocío.

HUMEDAD RELATIVA.

Se expresa en porcentajes, es la relación entre la presión parcial real ejercida por el vapor de agua en cualquier volumen de aire y la presión parcial del vapor de agua.

PROPIEDADES PSICROMETRICAS DEL AIRE.

16

$$HR = \frac{\text{presión parcial real del vapor de agua}}{\text{presión de saturación del agua.}} \times 100.$$

TEMPERATURA DE ROCIO.

La temperatura de rocío indica la cantidad de humedad contenida en el aire, es la temperatura a la cual el vapor de agua en el aire está saturado.

TEMPERATURA DE BULBO SECO.

Es la temperatura que se mide con un termómetro ordinario, y es la medida de calor sensible del aire, expresada en grados centígrados o fahrenheit.

TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO.

Es la temperatura del termómetro ordinario cuyo bulbo está envuelto con un pabito humedecido e inmerso en una corriente de aire, nos indica la cantidad de calor total contenido en el aire y está expresado en grados centígrados o fahrenheit.

CALOR TOTAL DEL AIRE.

Es la suma del calor sensible del aire (entalpía del aire seco) y el calor latente del aire (entalpía del vapor de agua) de modo que para 1 lb de aire.

PROPIEDADES PSICOMETRICAS DEL AIRE.

17

ENTALPIA.-

$$ht = hs + hl.$$

donde:

ht = Entalpía de aire (btu/lb)

hs = Entalpía de aire seco (btu/lb)

hl = Entalpía del vapor de agua (btu/lb)

CALOR.-

$$Qt = Qs + Ql$$

Qt = Calor total (btu/hr.)

Qs = Calor sensible del aire (btu/hr)

Ql = Calor latente del aire (btu/hr)

El calor total del aire es función de la temperatura de bulbo húmedo.

EL CALOR SENSIBLE DEL AIRE.

Es considerado como la entalpía del aire seco a dicha temperatura restada de 0 °F y se expresa de la siguiente forma:

ENTALPIA.-

$$hs = Cp (Tbs - T1)$$

Donde:

hs = Entalpía de aire seco (btu/lb)

Cp = Calor Especifico del aire (0.24 btu/lb * °F)

Tbs = Temperatura bulbo seco °F

T1 = 0°F.

PROPIEDADES PSICOMETRICAS DEL AIRE.

18

CALOR.-

$$Q_s = M \cdot h_s$$

Donde:

Q_s = Calor sensible del aire (btu/hr)

M = Flujo de aire (lb/hr)

h_s = Entalpía de aire seco (btu/lb)

CALOR LATENTE DEL AIRE.

Es el contenido de calor latente del vapor de agua en el aire que está en función de la temperatura de rocío. El calor latente de cualquier masa de aire puede calcularse de la siguiente EC.

$$Q_l = M(HW)$$

Donde:

Q_l = Calor latente (btu/hr)

M = Masa de aire seco (lb/hr)

W = Relación de humedad (Lbv/Lba)

HW = Entalpía específica del vapor de agua, por lo general se considera h_g a una temperatura de rocío del aire (btu/lb)

II-2 CARTA PSICOMETRICA DEL AIRE.

Las cartas psicrométricas son gráficas que representan las propiedades del aire (de tablas). Con ellas se puede analizar gráficamente las propiedades psicrométricas del aire y proce-

PROPIEDADES PSICROMETRICAS DEL AIRE.

19

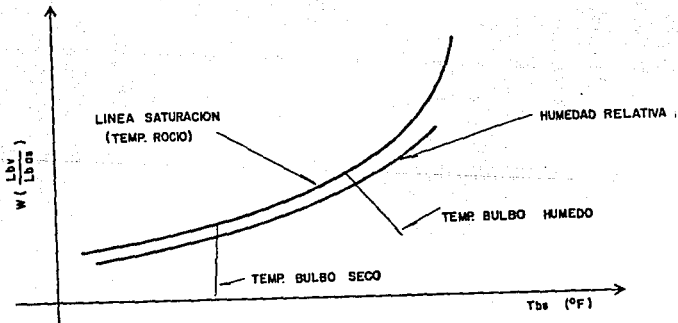
sos, facilitando la solución de los problemas prácticos.

La carta muestra básicamente la relación entre las cinco siguientes propiedades del aire (figura II-1):

- a) temperatura del bulbo húmedo.
- b) temperatura de rocío.
- c) temperatura de bulbo seco.
- d) humedad relativa.
- e) humedad específica.

Cuando se conocen dos de estas propiedades, las demás se encuentran con toda facilidad.

La carta psicrométrica parte de la línea de saturación donde se representan sus propiedades de acuerdo a como muestra la figura II-1



FIGURA(II-1)

CARTA PSICOMETRICA
de
Temperatures Normales

Diagrama de conversión de unidades de temperatura y humedad relativa. (11)

Temperatura (°C)	Temperatura (°F)	Humedad Relativa (%)	Humedad Relativa (%)
10	50	10	10
11	52	11	11
12	54	12	12
13	55	13	13
14	57	14	14
15	59	15	15
16	61	16	16
17	63	17	17
18	64	18	18
19	66	19	19
20	68	20	20
21	70	21	21
22	72	22	22
23	74	23	23
24	76	24	24
25	77	25	25
26	79	26	26
27	81	27	27
28	82	28	28
29	84	29	29
30	86	30	30
31	88	31	31
32	90	32	32
33	92	33	33
34	94	34	34
35	95	35	35
36	97	36	36
37	99	37	37
38	100	38	38
39	102	39	39
40	104	40	40
41	106	41	41
42	108	42	42
43	110	43	43
44	112	44	44
45	113	45	45
46	115	46	46
47	117	47	47
48	119	48	48
49	121	49	49
50	122	50	50
51	124	51	51
52	126	52	52
53	128	53	53
54	130	54	54
55	132	55	55
56	134	56	56
57	136	57	57
58	138	58	58
59	140	59	59
60	142	60	60
61	144	61	61
62	146	62	62
63	148	63	63
64	150	64	64
65	152	65	65
66	154	66	66
67	156	67	67
68	158	68	68
69	160	69	69
70	162	70	70
71	164	71	71
72	166	72	72
73	168	73	73
74	170	74	74
75	172	75	75
76	174	76	76
77	176	77	77
78	178	78	78
79	180	79	79
80	182	80	80
81	184	81	81
82	186	82	82
83	188	83	83
84	190	84	84
85	192	85	85
86	194	86	86
87	196	87	87
88	198	88	88
89	200	89	89
90	202	90	90
91	204	91	91
92	206	92	92
93	208	93	93
94	210	94	94
95	212	95	95
96	214	96	96
97	216	97	97
98	218	98	98
99	220	99	99
100	222	100	100

1. La temperatura en grados Celsius se convierte en grados Fahrenheit multiplicando por 9/5 y sumando 32.
 2. La temperatura en grados Fahrenheit se convierte en grados Celsius restando 32 y multiplicando por 5/9.
 3. La humedad relativa en porcentaje se convierte en porcentaje simplemente cambiando el punto decimal.

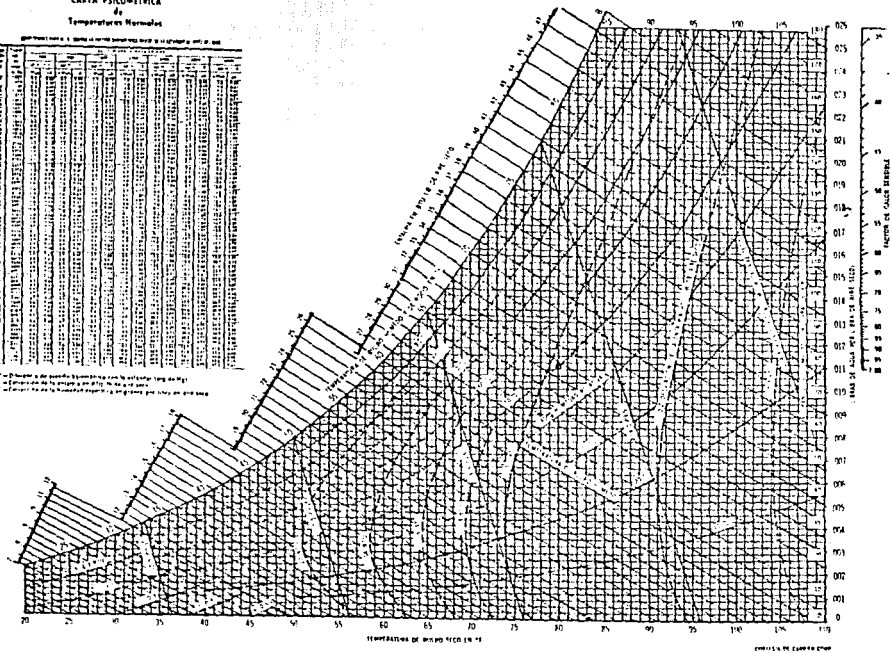


FIGURA (II2)

CARTA PSICROMETRICA POR DEBAJO DEL 0 °C.

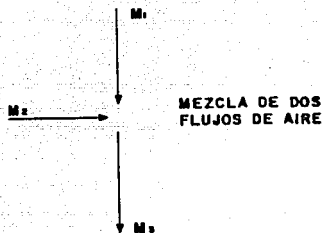
Es semejante a la carta psicrométrica para temperaturas arriba de 32 °F sin embargo al dibujar esta porción de la carta, donde debe usarse las presiones de vapor sobre el hielo en lugar de sobre el agua líquida.

El hielo ejerce una presión de vapor justamente lo mismo que el agua líquida, la condensación del vapor del agua por debajo de 32 °F es una conversión directa de vapor a hielo sin pasar por la fase líquida intermedia.

II-3 PROCESOS PSICROMETRICOS.

Uno de los más frecuentes es la mezcla de dos o más corrientes de aire que tienen diferentes condiciones iniciales. Este proceso ocurre adiabáticamente, se lleva a cabo sin aumentar o disminuir calor o humedad.

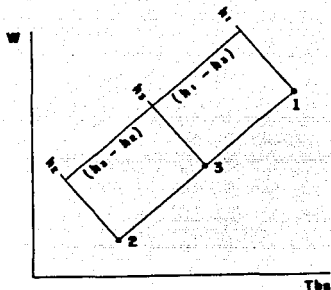
La condición de la mezcla resultante se obtiene con facilidad a través de un balance simple de masa-energía, que se comportan de acuerdo con las siguientes expresiones:



$$M_1 + M_2 = M_3$$

$$M_1 W_1 + M_2 W_2 = M_3 W_3$$

$$M_1 h_1 + M_2 h_2 = M_3 h_3$$



DONDE

M = MASA DE AIRE Lb/h

h = ENTALPIA TOTAL BTU/Lba

W = HUMEDAD ESPECIFICA Lby/Lba

3.1 PROCESO DE ENFRIAMIENTO SENSIBLE.

El aire baja su temperatura, donde la temperatura de bulbo seco de la superficie tiene un valor no menor que la temperatura de rocío, por lo tanto la humedad específica, la temperatura de rocío y el calor latente se mantiene constante y no llega a la condensación.

Los fabricantes de los equipos de refrigeración dan un factor de bay-pass, porque en la trayectoria del flujo no toda la

cantidad de aire que pasa a través del serpentín hace contacto con la superficie, a esta parte se le conoce como aire desviado y se expresa como un porcentaje de la cantidad total de aire, para cada equipo se tiene un factor bay-pass que es: la relación entre la diferencia de la temperatura efectiva de la superficie y la temperatura salida del aire, con la diferencia de la temperatura efectiva de la superficie y la entrada de aire.

Como se muestra a continuación:

diferencia entre temperatura del aire que sale
y la temperatura de superficie del serpentín.

FB = -----

diferencia entre temperatura del aire que entra
y la temperatura de superficie del serpentín.

factor de bay-pass.

3.2 PROCESO DE ENFRIAMIENTO Y DESHUMIFICACION.

Si el aire pasa a través de una superficie cuya temperatura sea menor que el punto de rocío del aire de entrada, se condensara parte de la humedad del aire y la mezcla se enfriará simultáneamente, parte del aire que está en contacto directo con la superficie, reduce su temperatura hasta temperatura media de la superficie, trazo "acd" de la figura II-3 con condensación y consecuente deshumificación de c a d.

En los procesos prácticos no se obtiene el punto de satura-

PROPIEDADES PSICROMETRICAS DEL AIRE.

24

ción en "d", sino que se llega a "e" con su respectivo efecto efecto equivalente de bay-pass, debido a que una cierta cantidad de aire es desviado, es decir que el aire a la salida es una mezcla de aire tratado y aire no tratado.

Este procedimiento ocurre en los evaporadores de expansión seca que se emplean en las cámaras frigoríficas de almacenamiento.

PROCESO DE ENFRIAMIENTO Y DESHUMIFICACION

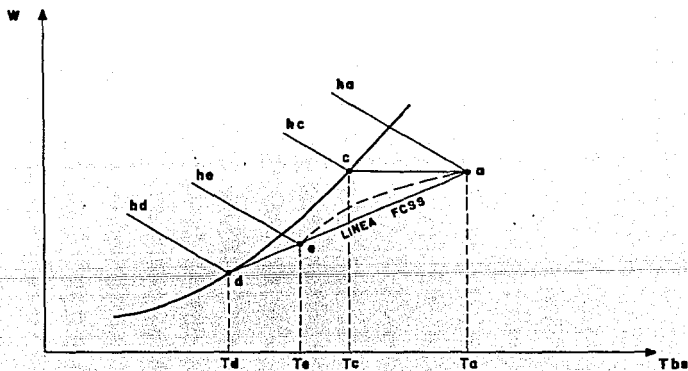


Figura (II-3)

3.3 FACTOR DE CALOR SENSIBLE DEL SERPENTIN.

En cualquier proceso de enfriamiento y deshumificación de aire se tiene eliminación del calor sensible y latente en el serpentín de enfriamiento, siendo la suma de estos dos calores el calor total transferido. A la relación del calor sensible entre el calor total transferido se le llama factor de calor sensible:

$$F.C.S.S. = Q_s/Dt.$$

El F.C.S.S. puede obtenerse en forma directa de la carta psicrométrica utilizando la escala del factor de calor sensible que se tiene en el margen derecho de la carta (figura II-2).

3.4 EFECTO DE LA TEMPERATURA DIFERENCIAL EN LA HUMEDAD DEL AIRE A ENFRIAR .

La humedad es de gran importancia en la refrigeración, ya que las bajas humedades producen excesiva deshidratación en frutas, flores, vegetales, etcétera mientras que las altas humedades producen el crecimiento de hongos y algunas bacterias en carnes.

Cuando el producto está enlatado o refrigerado, la humedad tiene poca importancia.

La humedad depende del movimiento del aire, del tipo de control, del modo de acomodar el producto, de las condiciones exteriores del aire y de la infiltración.

Por lo que se tiene como norma que a menor temperatura diferencial, hay mayor humedad, y a mayor temperatura diferencial menor humedad, ya que se produce mayor condensación mientras menor sea la temperatura de saturación o sea mientras mayor sea la temperatura diferencial, como se muestra en la siguiente tabla:

<i>H. R.</i>	<i>Temperatura diferencial convección natural</i>	<i>Temperatura diferencial convección forzada</i>
95-91	12-14	8-10
90-86	14-16	10-12
85-81	16-18	12-14
80-76	18-20	14-16
75-70	20-22	16-18

CAPITULO III

III-1 CICLO DE REFRIGERACION POR COMPRESION

La refrigeración es la acción y efecto de hacer bajar la temperatura de un cuerpo, de su alrededor, de un espacio dado o de un producto.

LA REFRIGERACION POR COMPRESION.

Cuenta con un agente frigorífico que suele ser freón, el refrigerante circula en un sistema cerrado mientras aprovecha el trabajo de un motor para transportar calorías de un manantial frío a otro caliente donde ocurren los siguientes puntos:

- 1) El vapor del refrigerante es comprimido por un compresor y adquiere una temperatura superior a la del medio ambiente.
- 2) Pasa luego por un condensador en el cual se licúa y pierde calor, de ahí pasa a una válvula de expansión que regula su circulación.
- 3) Penetra a la cámara fría donde se vaporiza en el evaporador.

En los sistemas por compresión existen dos presiones en el sistema: la presión baja o la del evaporador y la presión alta o de condensación.

El ciclo básico opera de la siguiente forma: el refrigerante líquido a alta presión es alimentado del recipiente a través

CICLO DE REFRIGERACION POR COMPRESION.

28

de la tubería de líquido, pasando por un filtro secador al instrumento de control que separa el lado de alta presión del sistema del lado de baja presión.

La válvula de expansión controla la alimentación del refrigerante líquido al evaporador y por medio de un pequeño orificio reduce la presión del refrigerante a la de evaporación o baja presión.

La reducción de presión en el refrigerante líquido provoca que éste hierva o se vaporice hasta que el refrigerante alcanza la temperatura de saturación correspondiente a su presión.

El vapor refrigerante que sale del evaporador viaja a través de la línea de succión hacia la entrada del compresor.

El compresor toma el vapor a baja presión como su temperatura del refrigerante donde es bombeado fuera del compresor a través de la válvula de descarga hacia el condensador como vapor caliente y a alta presión.

Conforme pasa a lo largo del condensador, el gas a alta presión es enfriado por algún medio externo el cual puede ser enfriado por aire donde se usa generalmente un ventilador y un condensador aletado. Otro sistema es el enfriado por agua, se se emplea generalmente en intercambiadores de calor de refrigerante a agua, conforme la temperatura del vapor del refrigerante alcanza la temperatura de saturación correspondiente a la alta presión del condensador el vapor se condensa y fluye al

CICLO DE REFRIGERACION POR COMPRESION.

29

recibidor repitiéndose el ciclo

El proceso de refrigeración es continuo siempre y cuando funcione el compresor (figura III-1).

SISTEMA de REFRIGERACION

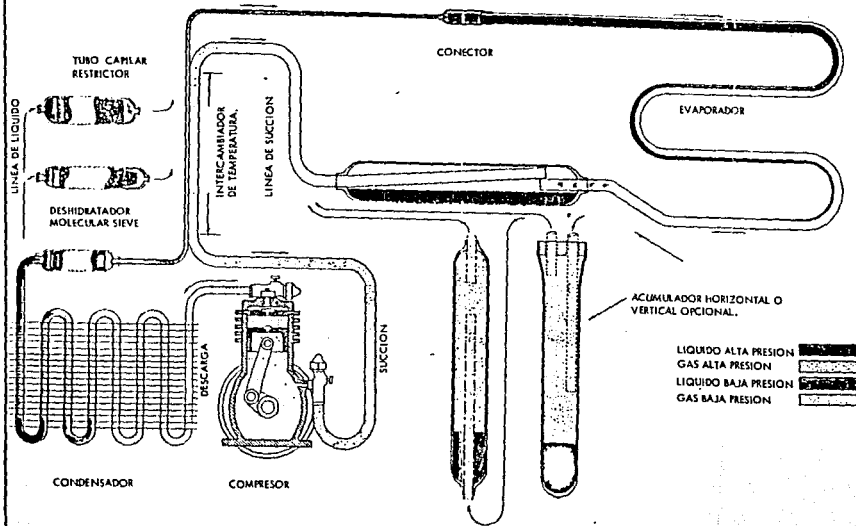


Fig. (III-1)

III-2 CICLO TEORICO DE COMPRESION.

El ciclo teórico es el que supone que el vapor refrigerante que sale del evaporador y entra al compresor, es vapor saturado a la temperatura y presión vaporizante, donde el líquido refrigerante que sale del condensador llega al control del refrigerante, en forma de líquido saturado a la temperatura y presión de condensación.

El ciclo normal de compresión de vapor consta de los siguientes cuatro procesos básicos:

a) Proceso de vaporización

Es la evaporación del refrigerante líquido que se convierte en vapor a condiciones de presión y temperatura constante, el proceso es tanto isotérmico como isobárico.

A medida que el refrigerante fluye en el evaporador y absorbe calor del espacio refrigerado se incrementa la entalpía del refrigerante.

b) Proceso de compresión.

El compresor o bomba de calor que transporta el vapor desde una baja presión a una alta presión, es decir, a compresión adiabática reversible, en el cual se considera a entropía constante (isentrópica) que ocurre sin fricción.

c) Proceso de condensación.

La condensación del refrigerante el cual se convierte de vapor en líquido. Antes de que pueda comenzar la condensación, el vapor debe llevarse hasta el punto de saturación removiendo cualquier sobrecalentamiento existente. El proceso tiene lugar a presión y temperatura constante.

d) Proceso de expansión.

La expansión del refrigerante líquido va desde un nivel de presión en la mezcla líquido y vapor hasta una presión más baja. En este proceso la expansión es irreversible a entalpía constante.

El ciclo se representa en el diagrama "p - h" de la figura III-2 donde se tiene una presentación gráfica de los datos contenidos en los procesos, cada refrigerante tiene sus curvas típicas de "p-h" o bien "t - s".

III-3 CICLO REAL DE COMPRESION.

Los ciclos reales de refrigeración difieren de los teóricos en varios aspectos (ver figura III-6):

- 1) El sobrecalentamiento del gas de succión es normal en el ciclo real. Las líneas de succión no aisladas y los motores herméticos son dos fuentes mayores del sobrecalentamiento de la succión.
- 2) Es normal cierto subenfriamiento en el refrigerante líquido, algunas veces se emplea subenfriadores.
- 3) La pérdidas de presión, aunque sean pequeñas, ocurren en todos los procesos con flujo.
- 4) La compresión real sólo se aproxima al proceso reversible, donde se requiere cierta holgura o tolerancia en los cilindros. Cuando el vapor es obligado a salir a alta velocidad por las válvulas del compresor ocurren pérdidas de presión, por eso el compresor debe trabajar con presión interna ligeramente superior a la presión del condensador y ligeramente inferior a la presión del evaporador (la entropía constante es una simplificación).

Las exigencias de potencia del compresor serán más altas que las indicadas por el ciclo teórico debido a la irreversibilidad y a las pérdidas por fricción en las partes mecánicas y en los vapores del refrigerante.

3a EFECTO DE SOBRECALENTAMIENTO.

Este efecto sucede después de que el líquido refrigerante ha sido por completo vaporizado en el evaporador, el vapor saturado frío, por lo general continúa absorbiendo calor volviéndose por lo tanto sobrecalentado, de esta forma llega al compresor.

Al hacer la comparación entre los ciclos teórico y el real se observa:

- a) Que el calor de compresión por libra para el ciclo sobrecalentado es ligeramente mayor que para el ciclo saturado (ver figura III-3).
- b) La temperatura del vapor descargado a la salida del compresor es considerablemente mayor para el ciclo con sobrecalentamiento.
- c) La cantidad de calor por libra eliminado en el condensador es mayor para el ciclo sobrecalentado.
- d) El desplazamiento del pistón tendrá que ser también mayor en el ciclo real ya que el volumen específico es mayor, es decir el compresor deberá comprimir un volumen mayor de vapor.
- e) Un sobrecalentamiento excesivo del vapor en la succión en el evaporador, reducirá la capacidad del mismo lo cual requiere ya sea el trabajar con una temperatura de vaporización menor o con un evaporador mayor, a fin de tener la capacidad deseada de evaporación (debido al sobreflujo de líquido).

3b. EFECTO DE SUBENFRIAMIENTO EN EL LIQUIDO.

En un ciclo real, después del condensador, el líquido no sale saturado como se supone en el ciclo teórico, sino que hay un subenfriamiento.

De donde se tiene que el líquido es subenfriado antes que éste llegue a la válvula de control, se incrementa el efecto refrigerante igual a la diferencia de valores entre h_b y h_b' , que es igual a la diferencia de valores de $h_A - h_A'$, como muestra la figura III-4, es decir, se incrementa el efecto refrigerante por unidad de masa debido al aumento del efecto refrigerante, la relación de flujo de masa de refrigerante por capacidad unitaria es menor en el ciclo, esto se aprecia en el volumen de vapor manejado por el compresor, será menor con el su-

EFECTO DEL SUBENFRIAMIENTO EN EL LIQUIDO

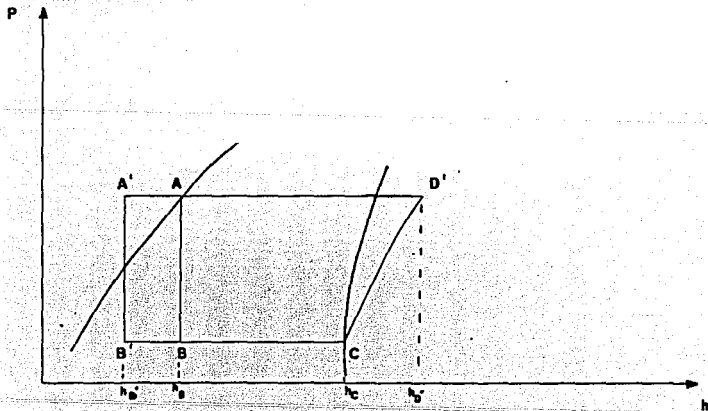


Figura (III-4)

enfriamiento donde se requiere de el desplazamiento de el compresor menor.

El aumento del efecto refrigerante se obtiene sin aumentar el suministro de energia al compresor.

Un subenfriamiento de 6 °C (-10 °F) protege contra la evaporación que causan las pérdidas de presión.

3c.EFECTO DE LAS PERDIDAS DE PRESION.

El refrigerante experimenta una caída de presión para vencer la fricción, tanto interna como externa mientras fluye en el sistema cerrado.

En el evaporador debido a la caída de presión el vapor sale del evaporador a una presión y temperatura de saturación menor y con un volumen específico más grande, debido al mayor volumen específico la razón de flujo de volumen manejado por el compresor por carga unitaria es mayor para el ciclo que experimenta la mayor caída (la caída de presión bien diseñada es de 2 a 3 lb/in²) punto B C' de la figura III-5.

La tubería de succión que va desde el evaporador hasta la entrada del compresor, llega a una menor presión y con una condición de expansión tal que la razón de flujo de volumen por capacidad unitaria y la potencia requerida por capacidad unita-

CICLO DE REFRIGERACION POR COMPRESION.

39

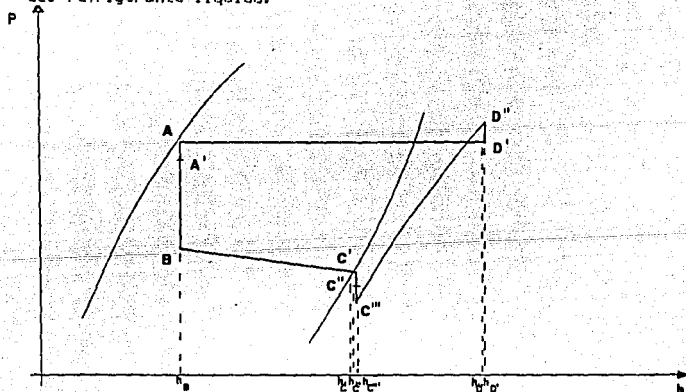
ria ambas son incrementadas, punto $C' C''$.

La pérdida del punto $C'' C'''$ es debido al flujo de refrigerante a través de la válvula de succión del compresor hasta llegar al cilindro.

El incremento de presión requerida para forzar a que abran las válvulas de descarga del compresor, se representan en el punto $D'' D'$.

La caída de presión del punto $D' A$ es la resultante del flujo de refrigerante a través de la tubería de descarga y el condensador.

La caída de presión resultante del punto $A A'$ del flujo del refrigerante a través del depósito receptor y la tubería del refrigerante líquido.



EFFECTO DE LAS PERDIDAS DE PRESION

Figura (III-5)

CICLO DE REFRIGERACION POR COMPRESION.

40

Las pérdidas de presión en la línea de descarga y en el condensador reducen la capacidad del compresor, sin embargo el consumo de energía del compresor aumentará debido al aumento en la presión de descarga.

III-4 PARAMETROS EN EL CICLO DE REFRIGERACION.

Efecto refrigerante.

El efecto refrigerante es la cantidad de calor que absorbe una sustancia durante su cambio de fase por unidad de peso, dentro del evaporado.

El efecto refrigerante por masa unitario se obtiene de la diferencia de entalpía entre el refrigerante que sale del evaporador y la entalpía del líquido que llega del control. El cual depende de la diferencia que se tenga entre la temperatura del evaporador y la temperatura del líquido refrigerante que llega al control del refrigerante.

Capacidad del sistema.

Es la velocidad de eliminación o la cantidad de calor extraído del espacio por refrigerar (en btu/hr o en toneladas de refrigeración).

Tonelada de refrigeración.

Se define como la cantidad de calor absorbida por la fu-

CICLO DE REFRIGERACION POR COMPRESION.

41

sión de una tonelada de hielo sólido puro en 24 horas, al derretir la tonelada de hielo absorbe 288,000 btu, por lo tanto una libra absorbera 144 btu, de donde se obtiene que una tonelada de refrigeración equivale a 12000 btu/hr.

Capacidad del compresor.

La capacidad de un compresor reciprocante al transportar refrigerante depende del desplazamiento volumétrico y de la eficiencia volumétrica.

Eficiencia volumétrica.

Es la relación de cantidad de vapor transportado en pies cúbicos por minuto, debido a la presión y temperatura de succión y al desplazamiento del pistón por minuto.

Temperatura de condensación.

La temperatura de condensación es la temperatura a la que el gas refrigerante se condensa para convertir de vapor a líquido el refrigerante.

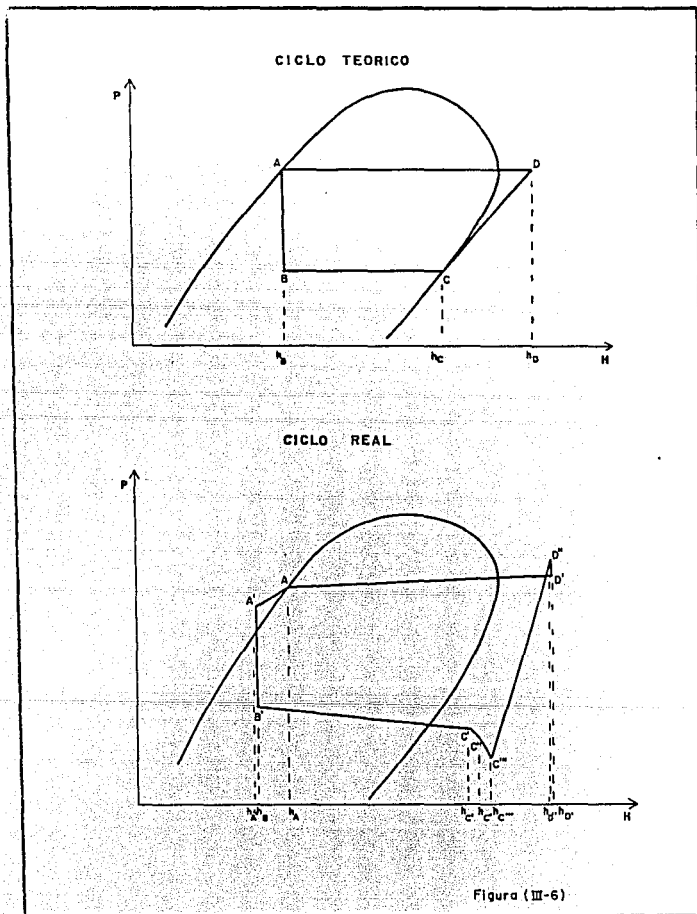
Es igual a la temperatura del medio condensante más la diferencia de temperatura entre el refrigerante condensante y el medio condensante.

CICLO DE REFRIGERACION POR COMPRESION.

42

Temperatura de evaporación.

Es la temperatura a la que el refrigerante en forma de líquido - vapor comienza a hervir violentamente absorbiendo calor del proceso y gasificándose conforme se produce el cambio de estado. Ahora fluirá el calor del exterior hacia el sistema debido a la baja de temperatura del refrigerante y la ebullición continuará hasta que la temperatura del exterior sea reducida a la temperatura de saturación del refrigerante, puede ser controlada bajo la presión del vapor que se tiene sobre la mezcla, la que a su vez permite regular la velocidad a la cual el vapor sale del evaporador.



CAPITULO IV

COMPONENTES DEL CUARTO FRIO

En el presente capitulo se expondrá de una manera breve los elementos que constituyen una cámara frigorífica.

Para lograr el objetivo separaremos el sistema; una primera parte del lado de alta presión y la segunda parte del lado de baja presión del sistema de refrigeración mecánica.

En las cámaras frías es necesario un aislamiento térmico, debido a que el calor siempre fluye de una región de temperatura alta a una región de temperatura baja, siempre se tendrá un flujo de calor hacia la región refrigerada de los alrededores calientes. Para limitar el flujo de calor hacia la región refrigerada de manera que sea mínimo, resulta necesario aislar la región de sus alrededores con buen material aislante del calor.

La parte sometida a alta presión, comprende desde la salida del compresor hasta la entrada a la válvula de expansión. Entre estos dos elementos se encuentran algunas partes importantes del sistema que son: el separador de aceite, la válvula de retención, el condensador, el recipiente de refrigerante, las tuberías y demás accesorios.

IV-1 COMPRESORES.

El compresor tiene tres funciones en el ciclo de refrigeración por compresión, son las siguientes:

a) Alimenta un volumen suficiente de refrigerante y hace la succión del vapor refrigerante a un punto en el que puede ser mantenida la temperatura de evaporación deseada. A menor temperatura de operación mayor volumen de refrigerante deberá circular.

b) Elevar la presión del vapor refrigerante a un nivel lo suficientemente alto de modo que la temperatura de saturación sea superior a la temperatura del medio enfriante para condensarlo. La diferencia de presión requerida en ambos lados depende de la temperatura de operación del condensador, del evaporador y del refrigerante usado en el sistema.

c) Ser el más adecuado para el refrigerante que recircula continuamente en el ciclo y actuar como dispositivo de transporte de energía o como bomba de calor para ocasionar la extracción del calor a baja temperatura, que debe ser bombeada por medio de un aparato de energía a un nivel más alto de temperatura.

Para los compresores debe indicarse el refrigerante a usar, ya que éste afecta el diseño del compresor en el tamaño de las válvulas, la tensión de los resortes de las válvulas y el diseño del sistema de enfriamiento.

El tipo de compresor más utilizado en las aplicaciones

COMPONENTES DEL CUARTO FRIO

46

industriales y comerciales es el compresor recíprocante, por lo que nos dedicaremos a su estudio en el presente trabajo. Existen tres tipos básicos de compresores: rotatorios, recíprocantes y centrífugos.

El compresor recíprocante es muy eficaz para volúmenes de desplazamiento reducido, para presiones de condensación elevada y cuando no se obtienen altas relaciones de compresión.

Las ventajas más generales de este tipo de compresor son su adaptabilidad a diferentes refrigerantes, la facilidad que permite el desplazamiento de líquido a través de tuberías, su durabilidad, la sencillez de su diseño y su costo relativamente bajo.

Es conveniente que el compresor lleve los siguientes accesorios para facilitar el control del sistema: válvulas en la succión y en la descarga (la mayoría de las válvulas son de tipo de lengüeta), filtros de succión (eliminan las basuras), válvulas de seguridad, manómetros de succión y de descarga, manómetros para la presión del lubricante, interruptores de seguridad para alta y baja presión y demás accesorios de control y de seguridad dependiendo del modelo.

IV-2 SEPARADOR DE ACEITE.

Es un recipiente de aceite que se emplea en la descarga del compresor, debido al aceite que es arrastrado a gran velocidad por el refrigerante sobrecalentado. Para el regreso del aceite al cárter del compresor, el separador provoca la disminución de velocidad por las placas que ocasiona el cambio de dirección debido al choque de la mecha con dichas placas. De esta manera se recupera la mayor parte del aceite, enviándolo de nuevo al compresor.

IV-3 VALVULA DE RETENCION.

Su función es evitar que se invierta la dirección del flujo de refrigerante (lo cual ocasiona problemas al compresor) lo cual sucede cuando hay interrupción durante el ciclo o cuando hay modificaciones durante el funcionamiento. La válvula de retención es operada por los resortes para evitar las vibraciones y el ruido, lo cual es producido por pulsaciones en el flujo del refrigerante

IV-4 CONDENSADORES.

El condensador es el aditamento del ciclo de refrigeración, donde el calor absorbido por el refrigerante en su paso por el evaporador es cedido al medio de condensación que puede

COMPONENTES DEL CUARTO FRIO

48

ser enfriado por aire o agua.

El calor cedido por el condensador, es siempre mayor que el calor absorbido durante el proceso de evaporación, debido al calor de la compresión, con lo que se logra una buena transferencia de calor del flujo de vapor del refrigerante hacia el medio condensante debido a que la temperatura del medio condensante es menor que la del vapor del refrigerante.

Los condensadores enfriados por aire, en los que comúnmente se logra la transferencia de calor forzada al paso del aire a través del condensador, los cuales presentan las siguientes ventajas: son baratos en su instalación, en su mantenimiento, no requieren de agua y no se usan prácticamente para altas capacidades (de 15 Tr. máximo).

Los condensadores enfriados por agua muestran las ventajas de poder obtener con ellos presiones de condensación más bajas y de lograr un mejor control de la presión de descarga, pueden ser muy compactos por las excelentes características de transferencia de calor que posee el agua y dan la ventaja de que la recirculación del agua de enfriamiento reduce el consumo de esta al mínimo.

Los condensadores evaporativos se emplean cuando se desea temperaturas de condensación inferiores a las que puede obtenerse con condensadores enfriados por aire y en donde el suministro de agua no es adecuado para una intensa utilización.

El vapor del refrigerante caliente fluye a través de tuberías dentro de una cámara con rociadores de agua fría que recircula en el propio condensador, absorbe el calor de condensación y a su vez el agua se enfría por el aire que se satura con la propia agua y toma el calor latente de evaporación del calor sensible del agua. Los condensadores evaporativos son por lo consiguiente, muy utilizados en regiones del mundo que son áridas y calientes.

La capacidad del condensador.

La capacidad de transferencia de calor de un condensador depende de varios factores:

- a) El área de contacto entre el refrigerante y el medio enfriador.
- b) La diferencia de temperatura entre el gas refrigerante y el medio enfriador.
- c) La velocidad con la que circula el agua u otro agente enfriador para enfriar al condensador.
- d) La velocidad con la que circula el gas refrigerante en los tubos del condensador (a mayor velocidad mejor transferencia de calor).
- e) El material con que está hecho el condensador.

El criterio para la selección de una condensadora es debido a su área de transferencia de calor, cuando el condensador es grande la diferencia de temperaturas puede ser muy pequeña y con un condensador pequeño la diferencia de temperatura debe ser alta. Se puede deducir que una buena manera de aumentar la capacidad del condensador es aumentando la diferencia de temperatura a través de sus paredes (rango común de temperatura es 11 a 17°C).

IV-5 RECIPIENTE DE REFRIGERANTE.

Es un tanque receptor para asegurar un suministro constante de líquido, debido a que la cantidad de refrigerante en el evaporador y condensador varía con la carga del sistema.

IV-6 INDICADOR DE HUMEDAD Y DE LIQUIDO.

Es el que permite al operario observar el flujo del refrigerante en el sistema. Las burbujas o espuma en el indicador de líquido muestra una escasez de refrigerante o una restricción en la línea del líquido que afecta el funcionamiento del sistema. Los indicadores de líquido se utilizan ampliamente como medio para determinar si el sistema está adecuadamente cargado cuando se añade refrigerante. El indicador de humedad pro-

porciona una señal de aviso para el empleo de servicio, en el caso de que la humedad haya penetrado en el sistema, indicando que el deshidratador debe cambiarse o que de otra forma debe secarse el sistema.

IV-7 TUBERIA Y ACCESORIOS PERTENECIENTES AL LADO DE ALTA PRESION.

Las dimensiones de la tubería de descarga deben ser tales que se tenga la caída mínima de presión. Es conveniente que dicha tubería tenga una inclinación hacia abajo en la dirección del flujo del refrigerante, de manera que el aceite que lleva el refrigerante fluya hacia el separador de aceite y no regrese a la cabeza del compresor (se emplea cuando el sistema está apagado, el aceite tiende a escurrir por gravedad hacia el separador de aceite).

Se debe de instalar una válvula de purga en el condensador para la evacuación de los gases no condensables, se recomienda la instalación de amortiguadores en la succión y en la descarga con el fin de evitar la vibración y los ruidos que pudiera producir el compresor.

La parte que se encuentra a baja presión en el ciclo de refrigeración, se considera desde la salida de la válvula de expansión hasta la entrada al compresor, pasando por el evaporador, filtros de la tubería de succión, accesorios, etcétera.

COMPONENTES DEL CUARTO FRIO

52

Existen aditamentos para el control de baja presión, normalmente son utilizados como control límite de baja presión y para regular el ciclo del compresor con la finalidad de controlar la capacidad. Más adelante se describirán brevemente los mencionados elementos.

IV-B VALVULA DE EXPANSION.

Este es el dispositivo más comúnmente utilizado para controlar el flujo de refrigerante en el evaporador. En ella se tiene un orificio que se puede hacer variar de tamaño por medio de un vástago y asiento tipo aguja, logrando regular el flujo del refrigerante.

La aguja está controlada por un diafragma sujeto a tres presiones que son:

- 1) La presión del gas dentro del evaporador, el cual tiende a cerrar la válvula.
- 2) La presión de un resorte nivelador de la fuerza del recalentamiento que también tiende a cerrar la válvula.
- 3) La presión del gas dentro del bulbo térmico que está unido a la tubería de succión donde termina el evaporador, esta fuerza se opone a las dos mencionadas anteriormente.

Cuando hay una caída de presión, considerable durante el

recorrido del refrigerante por el evaporador o en evaporadores muy grandes, es conveniente usar la válvula térmica de expansión con igualador externo. Se emplea para compensar así el efecto producido por la caída de presión en el evaporador.

Dado el tamaño tan pequeño del orificio de la válvula de expansión, se instala un colador y un deshidratador antes que ella, con el fin de evitar el paso de partículas, suciedades y de bajar al mínimo la humedad del sistema de refrigeración.

IV-9 EVAPORADOR.

Es el elemento del ciclo donde el refrigerante líquido hierve o se evapora absorbiendo el calor del lugar que se desea enfriar a medida que se transforma en vapor. Es aquí donde consigue el objetivo la refrigeración.

Los evaporadores de expansión directa, son aquellos en los que el refrigerante se alimenta directamente al serpentín y donde evapora completamente, de tal forma que sólo el gas sale del evaporador.

Al pasar por el serpentín ventilador o de convección forzada, el refrigerante se evapora dentro de tubos aletados extrayendo el calor del aire que pasa a través del serpentín mediante un ventilador.

La capacidad de un evaporador depende de los siguientes factores:

- a) La superficie expuesta de acuerdo al tamaño del evaporador.
- b) La diferencia de temperatura existente entre el refrigerante que se está evaporando y el medio que se desea refrigerar.
- c) La velocidad del gas refrigerante al circular por los tubos.
- d) La velocidad y el flujo del medio que se está refrigerando sobre la superficie del evaporador.
- e) El material con que está fabricado el evaporador.
- f) La buena unión entre las aletas y los tubos.
- g) El retiro de la escarcha formada en el evaporador.

Para que el evaporador sea más eficiente en el funcionamiento del compresor a una presión de succión mayor, se deberá mantener la diferencia de temperaturas tan baja como sea posible (rango de 3 a 11°C).

Debido a que la cantidad de humedad de aire está relacionada directamente con la temperatura del serpentín, a una diferencia de temperaturas demasiado grande entre el evaporador y el aire del alrededor, tenderá a producir una baja humedad (ver capítulo II)

Para nuestro caso de cuartos fríos, una humedad reducida motiva una deshidratación excesiva del producto y su deterioro. Se recomienda una diferencia de temperatura de 4 a 7 °C y una humedad de 90% aproximada.

Debido al hielo y la escarcha que se acumula en los serpentines es necesario un descongelamiento periódico.

IV-10 TUBERIAS Y ACCESORIOS PERTENECIENTES AL LADO DE BAJA PRESION.

Es muy importante que la tubería de succión tenga las dimensiones adecuadas. De tener tamaño insuficiente se tendrá una caída de presión excesiva en la línea, de manera que habrá una pérdida considerable en la capacidad y eficiencia del sistema. El tamaño excesivo de la tubería aumenta el costo de la misma así como del aislamiento que va sobre la tubería.

Durante los períodos de descanso, el arranque y los cambios súbitos de carga, fluye refrigerante líquido hacia el evaporador debido a que frecuentemente la válvula termostática de expansión no cierra herméticamente y para evitar la llegada de líquido al compresor interceptamos un cambiador de calor, vaporizando lo que pueda ser arrastrado a la línea de succión.

IV-11 REFRIGERANTES.

El refrigerante es aquella sustancia que puede absorber grandes cantidades de calor y con aumento de su calor sensible, absorbe calor de otro cuerpo.

Dentro del ciclo de refrigeración mecánica el refrigerante es la sustancia que trabaja y para poder cumplir su función de absorber calor, debe sufrir transformación física de líquido a vapor y viceversa.

Cuando el refrigerante cambia de estado líquido a vapor

COMPONENTES DEL CUARTO FRIO

56

absorbe calor y al pasar de vapor a líquido cede calor.

Las propiedades térmicas esperadas de un refrigerante son:

- 1) Presiones de evaporación y condensación convenientes para el sistema.
- 2) Alta temperatura crítica y baja temperatura de congelamiento.
- 3) Alto calor latente de evaporación y alto calor específico del vapor.
- 4) Baja viscosidad y alta conductividad térmica de la película.
- 5) Debe tener bajo costo, inactividad física y química en las condiciones de operación, no corrosivo con los materiales comunes, poco riesgo de explosión, no ser tóxico ni irritante y no debe causar deterioro del lubricante empleado.

No existe el refrigerante perfecto y hay gran variedad de opiniones.

Existen muchas sustancias, que han sido utilizadas como refrigerantes, pero sobresalen algunas como el amoníaco y los fluorocarbonos, los cuales por sus características se han distinguido de los demás.

El amoníaco es el refrigerante más antiguo, de más usos y es un compuesto inorgánico que posee muchas de las ventajas de un magnífico refrigerante, por eso muchos operadores en grandes instalaciones industriales y comerciales lo prefieren.

COMPONENTES DEL CUARTO FRIO

57

El ciclo con amoníaco es el mismo que para los fluorocarbonos, con el cual se logra el objetivo de inducir un cambio de fase del amoníaco al sustraer calor de una cámara fría .

Las ventajas que da un sistema con amoníaco son las siguientes:

- La baja densidad del amoníaco gaseoso es una ventaja práctica que reduce las pérdidas de energía en las tuberías.
- El volumen impulsado por el compresor es relativamente pequeño y las dimensiones del mismo menores.
- Es químicamente estable en presencia de aceite lubricante, no afecta al lubricante y a su vez no influye en las características químicas del lubricante.
- Tiene muy alto efecto de refrigeración, por lo que se emplea en grandes instalaciones industriales y grandes almacenes comerciales; ésta una de las ventajas más importantes del refrigerante.
- Se pueden detectar fugas fácilmente por olfato y con vela de sulfuro causando humo que al combinarse con el refrigerante produce un gas blanco.
- Es volátil y pesa la mitad del aire a presión atmosférica.

COMPONENTES DEL CUARTO FRIO

58

El amoníaco es el refrigerante más importante entre todos los que se utilizan en la industria, pero sus desventajas lo limitan.

- Es muy irritante y tóxico a las membranas mucosas, a los ojos y a la piel y en grandes cantidades o períodos largos puede provocar desmayo y dejar al cuerpo incapaz de actuar. De acuerdo con la clasificación de los refrigerantes debido a su peligrosidad sobre la vida, se agrupan en 6 niveles; el 6 es menos peligroso y el nivel 1 muestra los de alta toxicidad. El amoníaco está agrupado en el nivel 2 con los gases o vapores que en exposición de media hora son letales o producen un daño serio, por eso no se emplea en instalaciones de aire acondicionado.
- No se emplea en pequeñas instalaciones debido a que tiene una circulación muy pequeña y surgen dificultades en la regulación del flujo en el evaporador, por esta razón se emplean evaporadores inundados y de acero de fundición.
- El amoníaco al mezclarse con agua ataca los metales no ferrosos, por eso nunca se emplean tuberías y accesorios de bronce, o de cobre, de zinc y de materiales con recubrimiento galvanizado.

Para las instalaciones que emplean este refrigerante se

utilizan tuberías y accesorios de acero o de hierro.

- Al mezclarse el amoníaco con aire, con mercurio o con hidrógeno estando a presión, provoca que se ocasione una explosión.
- Al emplear este refrigerante se tiene que tener un compresor que contenga todos sus elementos mecánicos de acero; un sistema de enfriamiento con agua en el compresor, debido al sobrecalentamiento de la compresión y que el condensador tenga un flujo de condensado mayor o con flujo mixto. Se emplean condensadores evaporativos.
- Para el control del flujo del amoníaco en el evaporador se emplean válvulas automáticas inundadas debido a su elevado calor latente por kilogramo, ya que, en las válvulas termostáticas al tener una pequeña desviación con respecto a la cantidad media que circula del fluido altera la temperatura del bulbo sensor y no controla adecuadamente.
- El amoníaco es muy poco miscible con aceite, es un refrigerante que no se mezcla bien con el aceite y no reduce su viscosidad, lo que baja la eficiencia debido a que se forma una capa en los tubos del evaporador y bajan la transmisión del calor.

Al analizar los puntos de ventajas y desventajas del amoníaco, se opta por usar los fluorocarbonos que, para nuestro caso que es una pequeña instalación frigorífica, se tendrán dificultades en el control del flujo del amoníaco en el evapora-

dor; también ocasiona problemas de peligrosidad al personal de operación del sistema y se tendrá problemas de contaminación de los productos almacenados al ocurrir fugas de amoníaco.

Los derivados sintéticos de fluorocarbono se han ganado una excelente reputación de seguros, son a menudo llamados refrigerantes de seguridad y han sido factor muy importante en el desarrollo de los sistemas modernos de refrigeración.

El refrigerante más usado actualmente es un fluorocarbono, por lo que nos dedicaremos a su estudio en el presente trabajo.

CLASE DE FLUOROCARBONOS

Para refrigeración comercial y para aplicaciones de aire acondicionado que utilizan compresores del tipo recíprocante, se usa casi exclusivamente los refrigerantes R-12, R-22 y el R-502.

REFRIGERANTE R-12.

El refrigerante R-12 es muy usado en refrigerantes domésticos y comerciales, así como en aire acondicionado, en refrigeradores y congeladores de alimentos, helados y en muchos otros equipos.

Se usa por regla general en compresores recíprocantes cuya potencia puede ser desde fracciones hasta 100 caballos.

COMPONENTES DEL CUARTO FRIO

61

El R-12 condensa a presiones moderadas permitiendo a la vez una amplia gama de temperaturas en el evaporador.

Propiedades físicas.

Peso molecular:	120.9 mol
Punto de ebullición:	-21.6 °F
Punto de congelamiento:	-252 °F
Temperatura crítica:	234 °F
Presión crítica:	597 lbs/in ²
Flamabilidad y explosividad:	ninguna.

REFRIGERANTE R-22.

El refrigerante R-22 es muy similar al R-12 en sus características, se utiliza también para la congelación de alimentos y en los equipos de procesos industriales con compresores reciprocantes o en centrífugos. Sin embargo, tiene presiones de saturación mucho más altas que el R-12 para temperaturas equivalentes, un calor latente de evaporación mucho mayor y un volumen específico inferior.

Este hecho permite el uso de menor desplazamiento en el compresor, por lo que se emplean compresores más pequeños.

Por su característica a bajas temperaturas de evaporación y altos índices de compresión, la temperatura del vapor R-22 comprimido es tan alta que frecuentemente daña al compresor.

COMPONENTES DEL CUARTO FRIO

62

Es recomendable el uso de R-22 en sistemas de un sólo paso, para alta y mediana temperatura únicamente y aún cuando es usado en bajas temperaturas de vapor es controlado.

Propiedades físicas.

Peso molecular:	86.5 mol
Punto de ebullición:	-41.4 °F
Punto de congelamiento:	-256 °F
Temperatura crítica:	205 °F
Presión crítica:	722 lb/in ²
Flamabilidad y explosividad:	ninguna

REFRIGERANTE R-502.

El refrigerante R-502 es una mezcla azeotrópica del R-22 y R-115, un azeótropo es el nombre científico dado a cierta mezcla de dos compuestos en la cual la mezcla resultante tiene características diferentes, aún cuando su calor latente de evaporación no es tan alto como el del R-12 y el R-22 su vapor es mucho más pesado, o sea que su volumen específico es menor para el desplazamiento del compresor, es comparable al del R-22 que por sus excelentes características trabaja muy bien en bajas temperaturas.

También es muy satisfactorio su uso en sistemas de doble paso y en aplicaciones para temperaturas extra bajas.

COMPONENTES DEL CUARTO FRIO

63

Propiedades físicas.

Peso molecular:	111.6 mol
Punto de ebullición:	-49.8 °F
temperatura crítica:	180 °F
Presión crítica:	591 lb/in ²
Flamabilidad y explosividad:	ninguna.

RELACION DE PRESION/TEMPERATURA

REFRIGERANTES										REFRIGERANTES									
OF	11	12	13	22	113	114	500	502	717	OF	11	12	13	22	113	114	500	502	717
-50	15.4	57.0	6.2		27.1	12.6	0	14.3	76	3	78.4	135.3	134.5	17.1	15.7	95.1	150.3	128.3	
-48	11.6	60.0	4.8		25.5	11.9	8	13.3	78	8	81.5	139.1	132.0	15.5	16.8	98.5	155.1	133.2	
-46	13.8	63.0	3.5		25.5	10.9	1.6	12.3	80	1.5	84.2	132.8	143.8	15.9	18.0	102.0	159.9	138.3	
-44	12.9	66.2	2.0		25.5	9.8	2.5	11.1	82	2.2	87.2	134.1	146.4	15.3	19.1	105.6	164.9	143.6	
-42	11.9	69.4	.5		25.3	8.8	3.4	10.0	84	2.8	90.2	134.7	153.2	14.6	20.3	109.2	170.0	149.0	
-40	11.0	72.7	.5		25.3	7.6	4.3	8.7	86	3.5	93.3		156.2	12.0	21.6	112.9	175.1	154.5	
-38	10.0	76.2	1.3		25.6	5.4	5.2	7.4	88	4.2	96.5		163.2	13.2	22.8	116.7	180.4	160.1	
-36	6.9	79.7	2.2		25.5	5.2	6.2	6.1	90	4.9	99.8		168.4	12.5	24.1	120.6	185.8	165.9	
-34	7.6	83.3	3.0		25.2	3.9	7.2	4.7	92	5.6	103.1		173.7	11.8	25.5	124.5	191.3	171.9	
-32	6.7	87.1	2.9		24.1	2.6	8.3	3.2	94	6.3	106.5		179.1	11.0	26.8	128.6	196.9	178.0	
-30	5.5	90.9	4.9	23.3	24.6	1.2	9.4	1.6	96	7.1	110.0		184.6	10.2	28.2	132.7	202.4	184.2	
-28	4.3	94.9	5.9	23.3	24.2	.1	10.5	.0	98	7.9	113.5		190.2	9.4	29.7	136.9	208.4	190.6	
-26	3.0	98.9	6.9	22.2	23.0	.9	11.7	.8	100	8.8	117.2		195.9	8.6	31.2	141.2	214.4	197.2	
-24	1.0	103.0	7.9	22.2	21.9	1.6	13.0	1.7	102	9.6	120.9		201.8	7.7	32.7	145.6	220.4	203.9	
-22	1.0	107.3	9.0	29.1	21.7	2.4	14.2	2.6	104	10.5	124.6		207.7	6.8	34.2	150.1	226.4	210.7	
-20	6.1	111.7	10.2	29.1	21.9	3.2	15.5	3.6	106	11.3	128.5		213.8	5.9	35.8	154.7	232.5	217.8	
-18	1.3	116.2	11.3	29.6	22.4	4.1	16.9	4.6	108	12.3	132.4		220.0	4.9	37.4	159.4	238.9	225.0	
-16	7.1	120.8	12.5	25.7	22.0	5.0	18.3	5.6	110	13.2	136.4		226.4	4.0	39.1	164.1	245.8	232.3	
-14	12.5	125.7	13.8	25.7	21.5	5.9	19.7	6.7	112	14.2	140.5		232.8	3.0	40.8	169.0	252.4	239.8	
-12	3.7	130.5	15.1	28.4	21.1	6.8	21.2	7.9	114	15.1	144.7		239.4	1.9	42.5	173.9	259.2	247.5	
-10	4.5	135.4	16.5	23.7	20.6	7.8	22.8	9.0	116	16.1	148.9		246.1	.2	44.3	179.0	266.1	255.4	
-8	5.4	140.3	17.9	23.0	20.1	8.8	24.4	10.3	118	17.2	153.2		252.9	.1	46.1	184.2	273.1	263.5	
-6	6.3	145.7	19.3	23.5	19.5	9.9	26.0	11.6	120	18.2	157.7		259.9	.7	48.0	189.4	280.2	271.7	
-4	7.2	151.1	20.8	28.4	19.0	11.0	27.7	12.9	122	19.3	162.2		267.0	1.3	49.9	194.8	287.5	280.1	
2	8.2	156.5	22.4	28.3	18.4	12.1	29.4	14.3	124	20.5	166.7		274.3	1.9	51.9	200.2	295.0	288.7	
0	9.2	162.1	24.0	23.2	17.8	13.3	31.2	15.7	126	21.0	171.4		281.6	2.5	53.8	205.8	302.5		
2	10.2	167.9	25.6	26.1	17.2	14.5	33.1	17.2	128	22.8	176.2		289.1	3.1	55.9	211.5	310.2		
4	11.2	173.7	27.3	23.3	16.5	15.7	35.0	18.8	130	24.0	181.0		296.6	3.7	58.0	217.2	318.0		
6	12.3	179.8	29.1	27.9	15.8	17.0	37.0	20.4	132	25.2	185.9		304.8	4.4	60.1	223.1	325.9		
8	13.5	185.9	30.9	27.9	15.1	18.4	39.0	22.1	134	26.5	191.0		312.5	5.1	62.3	229.1	334.0		
10	14.6	191.1	32.7	27.1	14.1	19.7	41.1	23.8	136	27.9	196.1		320.6	5.8	64.5	235.2	342.3		
12	15.8	198.0	34.7	27.0	13.6	21.2	43.2	25.6	138	29.1	201.3		329.1	6.5	66.7	241.4	350.8		
14	17.1	205.2	36.7	27.5	12.8	22.6	45.5	27.5	140	30.4	206.6		337.3	7.2	69.1	247.7	359.1		
16	18.4	211.9	38.7	27.3	12.0	24.1	47.7	29.4	142	31.8	212.0		345.8	8.0	71.4	254.2	367.8		
18	19.7	218.8	40.9	27.1	11.1	25.7	50.1	31.4	144	33.2	217.5		354.5	8.8	73.8	260.7	376.6		
20	21.1	225.7	43.0	27.0	10.2	27.3	52.5	33.5	146	34.7	223.1		363.3	9.6	76.2	267.4	385.6		
22	22.4	233.0	45.3	26.8	9.3	28.9	54.9	35.7	148	36.2	228.8		372.3	10.4	78.6	274.2	394.7		
24	23.9	240.3	47.6	26.6	8.3	30.6	57.4	37.9	150	37.7	234.6		381.5	11.2	81.4	281.1	403.9		
26	25.4	247.8	50.0	26.4	7.3	32.4	60.0	40.2	152	39.2	240.5		390.7	12.1	84.0	288.1	413.4		
28	26.9	255.5	52.4	26.2	6.3	34.2	62.7	42.6	154	40.8	246.5		400.3	13.0	86.6	295.3	423.9		
30	28.3	263.2	54.9	26.0	5.2	36.0	65.4	45.0	156	42.4	252.6		410.0	13.9	89.3	302.5	434.7		
32	30.1	271.3	57.5	25.8	4.1	37.9	68.2	47.6	158	44.1	258.8		420.0	14.9	92.1	309.9	445.5		
34	31.9	279.5	60.1	25.6	2.9	39.9	71.1	50.2	160	45.8	265.1		429.9	15.7	94.9	317.4	456.6		
36	33.9	287.8	62.8	25.3	1.7	41.9	74.1	52.9	162	47.5	271.5		440.0		97.8	325.1			
38	35.2	296.3	65.6	25.1	.5	43.9	77.1	55.7	164	49.2	278.1		450.0		100.7	332.9			
40	37.0	304.3	68.5	24.9	.4	46.1	80.2	58.6	166	51.0	284.5		460.0		103.7	340.8			
42	38.6	313.9	71.5	24.5	.1	48.2	83.4	61.6	168	52.9	291.5		471.0		106.8	348.8			
44	40.7	322.9	74.5	24.2	1.7	50.5	86.6	64.7	170	54.8	298.3		482.0	20.8	109.9	357.0			
46	42.7	332.2	77.6	23.9	2.4	52.8	89.6	67.9	172	56.7	305.3		493.0		113.0	365.3			
48	44.8	341.6	80.8	23.7	3.1	55.1	93.4	71.1	174	58.4	312.4		505.0		116.2	373.7			
50	46.7	351.2	84.0	23.4	3.8	57.6	96.9	74.5	176	60.2	319.6		516.0		119.5	382.2			
52	48.6	361.1	87.4	23.2	4.6	60.1	100.5	78.0	178	62.0	326.9		528.0		122.9	391.0			
54	51.0	371.1	90.8	22.9	5.4	62.6	104.1	81.5	180	64.7	334.3		540.0	20.5	126.9	399.9			
56	53.2	381.3	94.3	22.7	6.2	65.2	107.9	85.2	182	67.4	341.9		552.0		130.7	408.8			
58	55.4	391.5	97.9	22.4	7.0	67.9	111.7	89.0	184	70.1	349.5		564.0		134.5	418.0			
60	57.7	402.3	101.6	22.1	7.8	70.6	115.6	92.9	186	72.9	357.1		577.0		138.6	427.3			
62	60.1	413.3	105.4	22.0	8.6	73.5	119.6	96.0	188	75.7	365.2		590.0		142.5	436.7			
64	62.5	424.3	109.3	21.9	9.4	76.3	123.7	101.0	190	78.5	373.3		604.0	32.0	146.4	446.3			
66	65.0	435.6	113.2	21.7	10.2	79.3	127.9	105.3	192	81.4	381.4		618.0		150.3	456.0			
68	67.6	447.0	117.3	21.5	11.0	82.3	132.2	109.6	194	84.3	389.7		632.0		154.8	465.9			
70	70.2	458.7	121.4	21.3	11.8	85.4	136.6	114.1	196	87.2	398.2		647.0		159.7	475.9			
72	72.9	470.7	125.7	21.1	12.6	88.6	141.1	118.7	198	90.1	406.7		662.0		164.6	486.0			
74	75.6	483.9	130.0	21.0	13.4	91.8	145.6	123.4	200	93.0	415.4		677.0	40.0	169.7	496.4			

BOLO VACIO EN PLUMAS DE MERCURIO
NEGRO: P. S. I. G.

DISEÑO DE UN CUARTO FRÍO

65

CAPÍTULO IV

DISEÑO DE UN CUARTO FRÍO.

En el presente capítulo se hará un análisis práctico de los elementos que componen un ciclo de refrigeración. Para ello se llevará a cabo el diseño de una cámara para almacenar productos perecederos, la cual consiste en la conservación de manzanas a 4.4°C .

Condiciones:

Lugar:	Cd. de México.
Latitud:	$19^{\circ} 24'$
Altitud S.N.M.:	2309m
Presión Barométrica:	582 mmHg.
Temperatura de bulbo seco:	32°C (90°F)
Temperatura de bulbo húmedo:	17°C (63°F)
Producto:	Manzanas
Cantidad:	30 Toneladas
Temperatura de almacenamiento:	4.4°C (40°F)
Temperatura al llegar al almacén:	20°C (68°F)

Para efectuar los cálculos respectivos, separaremos el problema en dos partes, la primera consiste en el cálculo de la carga de calor a remover en el cuarto frío y la segunda los cálculos y criterios de selección de los elementos del sistema de refrigeración.

DISEÑO DE UN CUARTO FRÍO

46

V-1 PARTE A

- 1-A Cálculo del tamaño de la cámara.
- 2-A Cálculo de la carga de refrigeración para la cámara.
- I Cálculo de los espesores del aislante necesario.
- II Ganancia de calor debido a las paredes, techos y pisos.
- III Ganancia de calor debido al producto.
- IV Ganancia de calor debido a los ocupantes
- V Ganancia de calor debido al alumbrado.
- VI Ganancia de calor debido a la infiltración de aire.
- VII Ganancia de calor debida a los motores eléctricos.

V-2 PARTE B

- 1-B Selección del refrigerante.
- 2-B Selección de los evaporadores.
- 3-B Selección de la unidad condensadora y el cálculo de la potencia requerida en el compresor.
- 4-B Cálculo del separador de aceite.
- 5-B Selección de la válvula de expansión.
- 6-B Cálculo del tamaño del recipiente.
- 7-B Cálculo de la línea de descarga.
- 8-B Cálculo de la línea de succión.
- 9-B Cálculo de la línea de líquido.

V-1 PARTE B

1-A CALCULO DEL TAMAÑO DE LA CAMARA.

Como dato práctico de almacenamiento el producto ocupa el 25% del volumen en peso del producto, el resto para pasillos, circulación de aire y acomodo del producto.

Por ejemplo:

Un cuarto de: $30 \times 10 \times 10 \text{ ft.}^3$ (84.28 m^3)
 Cantidad de producto almacenar: 25% de 84.28 m^3
 entonces nos da: $84.28 \times 0.25 = 21 \text{ ton.}$

Para almacenar 30 ton de manzanas se requiere de:

$$\text{Volumen} = 30 \text{ ton.} / 0.25 = 120 \text{ m}^3 \text{ (4275.53 ft}^3\text{)}.$$

Con una altura de 4 metros podemos considerar una área del almacén de:

$$A = 5 \times 6 = 30 \text{ m}^2 \text{ y un volumen} = 5 \times 6 \times 4 = 120 \text{ m}^3$$

2-A CALCULO DE LA CARGA DE REFRIGERACION DE LA CAMARA.

En un espacio a refrigerar la cantidad de calor que se debe remover con el equipo de refrigeración, se llama carga de refrigeración.

- I) Cálculo del espesor del aislamiento.
- II) La transmisión de calor a través de barreras, sean paredes techos, pisos y la ganancia de calor debido al efecto solar.

DISEÑO DE UN CUARTO FRIO

68

- III) La ganancia de calor debido a los productos por refrigerar.
- IV) La ganancia de calor debido a los ocupantes o hombres que trabajan dentro de la cámara.
- V) La ganancia de calor debido al alumbrado.
- VI) La ganancia de calor debido a la infiltración de aire.
- VII) La ganancia debido a los motores eléctricos.

DESARROLLO.-

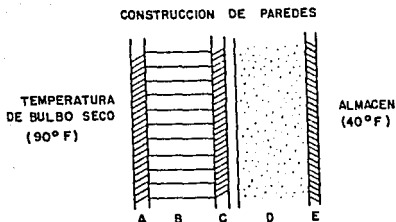
I) CALCULO DE LOS ESPESORES DE AISLAMIENTO.

Primeramente necesitamos saber los espesores de paredes, techos, pisos, recubrimientos y del aislante del almacén. Entrando con la temperatura del interior de 4°C del almacén, se tendrá un espesor del aislante de 4 in de poliestireno, con la tabla No. 2.

DISEÑO DE UN CUARTO FRÍO

69

Esesor para muros:

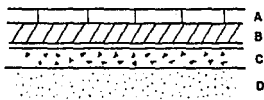


Donde:

A = aplanado 0.5 in (concreto)	$K = B (btu \cdot in / hr \cdot ft^2 \cdot ^\circ F)$	
B = ladrillo 6 in	$K = 5 (btu \cdot in / hr \cdot ft^2 \cdot ^\circ F)$	
C = aplanado de 0.5 in (concreto)	$K = B (btu \cdot in / hr \cdot ft^2 \cdot ^\circ F)$	
D = aislamiento de 4 in (poliestireno)	$K = 0.29 (btu \cdot in / hr \cdot ft^2 \cdot ^\circ F)$	
E = aplanado de 0.5 in (carlita)	$K = 1.35 (btu \cdot in / hr \cdot ft^2 \cdot ^\circ F)$	

Esesor para techos:

CONSTRUCCION DE TECHO



Donde:

A = ladrillo 2 in	$K = 5 (btu \cdot in / hr \cdot ft^2 \cdot ^\circ F)$	
B = relleno de 4 in	$K = 4.5 (btu \cdot in / hr \cdot ft^2 \cdot ^\circ F)$	
C = Losa de concreto de 6 in	$K = 12 (btu \cdot in / hr \cdot ft^2 \cdot ^\circ F)$	
D = aislante de 4 in	$K = 0.29 (btu \cdot in / hr \cdot ft^2 \cdot ^\circ F)$	

DISEÑO DE UN CUARTO FRIO

70

Espesor para pisos:

CONSTRUCCION DE PISO



Donde

- A = acabado de concreto
- B = aislamiento de 4 in
- C = piso de losa.

De la tabla No. 4 $U = 0.066$ (btu/hr \cdot ft 2 \cdot F) para pisos de 4 in de placa de corcho, losa de 5 in y concreto de 3 in.

DISEÑO DE UN CUARTO FRIO

II) GANANCIA DE CALOR DEBIDO A PAREDES, TECHOS Y PISOS

Para los cálculos por transmisión de calor en paredes, techos y pisos se obtiene de la siguiente ecuación:

$$Q = A \cdot U \cdot ((T_{amb.} + k) - T_i) \dots \dots \dots (I)$$

Donde:

- Q = calor en (btu/hr)
- A = área de la superficie en (ft²)
- T_{amb.} = temperatura ambiente (°F)
- T_i = temperatura interior del almacén (°F)
- k = incremento del valor de la diferencia de temperatura para compensar el efecto solar (tabla No.3)
- U = coeficiente de transmisión de calor en (btu/hr * ft² * °F)

Donde:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{f_1} + \frac{1}{f_2} + \frac{x_1}{K_1} + \frac{x_2}{K_2} \dots \dots \frac{x_n}{K_n}} \dots \dots \dots (II)$$

- f₁ = Coeficiente de película interna debido a la velocidad del aire.
- f₂ = Coeficiente de película externa debido a la velocidad del aire.
- K = Conductividad térmica de materiales.
- X = Espesor de componentes de paredes.

DISEÑO DE UN CUARTO FRÍO

72

De acuerdo con los espesores y conductibilidades anteriores para cámaras frías se emplea una conductancia de la capa superficial del aire de $f_1 = 1.65$ y $f_2 = 6$ $\text{btu/hr-ft}^2\text{-}^\circ\text{F}$.

Para muros:

De ec. (II)

$$U = \frac{1}{\frac{1}{1.65} + \frac{1}{6} + 2\left(\frac{0.5}{9}\right) + \frac{6}{5} + \frac{4}{0.29} + \frac{0.5}{1.35}}$$

$$U = 0.06146 \text{ btu/hr-ft}^2\text{-}^\circ\text{F}$$

Para techo:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{1.65} + \frac{1}{6} + \frac{2}{5} + \frac{4}{4.5} + \frac{6}{12} + \frac{4}{0.29}}$$

$$U = 0.06114 \text{ btu/hr-ft}^2\text{-}^\circ\text{F}$$

Calor en muros:

$$A_l = \text{área lateral} = 20 \text{ m}^2 = 216.18 \text{ ft}^2$$

$$A_f = \text{área frontal} = 24 \text{ m}^2 = 259.45 \text{ ft}^2$$

Aplicando Ec. (I) para los muros.

$$\text{Calor en muros} = Q_m = 2(A_l + A_f)U((T_{amb} + k) - T_i)$$

Calor del lado lateral.

$$Q_l = 2(216.18)(0.06146)(90 + 5.4 - 40) = 1472.17 \text{ btu/hr}$$

Calor del lado frontal.

$$Q_f = 2 * (259.45) * (0.0616) * (90 + 5.4 - 40) = 1766.8 \text{ btu/hr}$$

entonces:

$$Q_m = Q_f + Q_l = 1472.17 + 1776.8 = 3239 \text{ btu/hr}$$

Calor en techos

Aplicando la Ec. (I)

$$Q_t = A * U * ((T_e + k) - T_i)$$

$$Q_t = (324.36) * 0.06114 * (90 + 11 - 40) = 1210 \text{ btu/hr}$$

Calor en pisos

Aplicando la ec. (I)

$$Q_p = (324.36) * 0.0666 * ((90 - 18) - 40) = 692 \text{ btu/hr}$$

entonces:

La ganancia total de mucos, pisos y techos es de:

$$Q_T = Q_p + Q_t + Q_m = 692 + 1210 + 3239 = 5141 \text{ btu/hr}$$

$$Q_T = 5141 * 24 = 123384 \text{ btu/día}$$

III) GANANCIA DE CALOR POR PRODUCTO

Es la carga de los productos que se almacenan para lograr su buena conservación en 20 horas, para lo cual debemos tomar en cuenta el calor sensible del producto, su temperatura al llega al almacén y la temperatura arriba de su punto de congelación para lo cual existe la ecuación:

DISEÑO DE UN CUARTO FRÍO

74

$$Q_s = W \times C_p \times (T_{11} - T_{alm}) \dots (III)$$

donde

Q_s = Calor arriba del punto de congelación (btu/hr)

C_p = Calor específico arriba de la congelación (btu/lb*°F)

W = Peso de producto (lb)

T_{11} = Temperatura del producto al llegar al almacén (°F)

T_{alm} = Temperatura de almacenamiento (°F)

El calor sensible se define como el calor que provoca un cambio de temperatura en la sustancia.

Calor de transpiración. Es el calor que se emplea en los productos que contienen sustancias vivas como los vegetales y frutas, que es nuestro caso, para esto se emplea la ecuación:

$$Q_n = W \times R \dots (IV)$$

Donde

Q_n = Al calor de transpiración (btu/día)

W = Peso del producto (toneladas)

R = calor por transpiración (btu/día*ton)

Para las manzanas se tiene que la temperatura de almacenamiento es arriba del punto de congelación de producto por lo que emplearemos la ecuación (III) y (IV)

DISEÑO DE UN CUARTO FRÍO

75

Partimos de los valores obtenidos en la tabla No. 1 en donde tenemos:

$$R = 1435 \text{ btu/día*ton}$$

$$C_p = 0.86 \text{ btu/lb*°F}$$

De la ecuación III tenemos:

$$Q_s = 66150 * 0.86 * (68-40) = 1592892 \text{ btu/día}$$

De la ecuación IV tenemos:

$$Q_n = 30 * 1435 = 43050 \text{ btu/día}$$

Entonces el total de ganancia del producto es la suma:

$$Q_t = Q_s + Q_n = 1592892 + 43050 = 1635942 \text{ btu/día}$$

IV) GANANCIA DE CALOR DEBIDO A LOS OCUPANTES O TRABAJADORES DENTRO DEL ALMACEN.

La carga debida a hombres trabajando dentro del almacén se considera de tablas dependiendo de la cantidad de personas que ocupan el lugar. Para nuestro caso se consideran trabajando 2 obreros durante 6 horas al día dentro del almacén.

Con la tabla número 5 se tiene por hombre trabajando:

$$Q / \text{Homb.} = 840 \text{ (btu/hrs.) a } 40^\circ\text{F}$$

$$Q_h = Q / \text{Homb.} * \text{No. Homb.} * 6 \text{ Hrs. / día.}$$

$$Q_h = 840 * 2 * 6 = 10080 \text{ btu/día}$$

V) GANANCIA DE CALOR DEBIDO AL ALUMBRADO.

Para la carga por iluminación nos basamos en la cantidad de luz que se necesita por área que son los valores que se tienen de la tabla No. 6 de alumbrado de almacenes de refrigeración con lámparas de filamento de tungsteno de globo de cristal.

Con 12 pies (3.65m) se requieren 0.333 w/ft² es decir 3 ft²/watts.

Entonces:

$$Q_0 = 0.333 \text{ watts/ft}^2 \times \text{Área}$$

Área del piso

$$A = 19.75 \times 16.45 = 325 \text{ ft}^2$$

$$Q_0 = 0.333 \times 325 = 108.22 \text{ watts}$$

$$\text{Como } 1 \text{ watt} = \text{a } 3.4 \text{ btu/hr}$$

Tendremos:

$$Q_0 = 0.33 \times 325 \times 3.4 = 368 \text{ btu/hr}$$

Si están encendidas 6 hrs. al día, el calor generado en 24 horas será:

$$Q_0 = 368 \times 6 = 2208 \text{ btu/días}$$

Para calcular el número de lámparas y su distribución supondremos que son lámparas incandescentes de 75 watts.

$$\text{No. lámparas} = Q_0 / 75 \text{ watts} = 0.333 \times 325 / 75 = 1.44$$

Entonces se necesitan 2 lámparas de 75 watts

DISEÑO DE UN CUARTO FRIO

77

VI) GANANCIA DE CALOR DEBIDO A LA INFILTRACION DEL AIRE.

Para calcular la carga por apertura de puertas e infiltración nos basaremos en la ecuación:

$$Q_f = \text{Cambios} / \text{Días} \times \text{Volumen} \times \text{Densidad prom.} \times (\text{hamb.} - \text{halm})$$

Donde:

hamb = Entalpia del ambiente
halm = Entalpia del almacén
Vprom = Volumen promedio
Dprom = Densidad promedio

Con la tabla número 7 de cambios de aire promedio en 24 horas para almacenarse arriba de 32 °F tendremos con un volumen = 4275.53 ft³ 8 cambios / al día.

Para obtener las entalpias del ambiente y almacén se obtiene de tabla de aire (por ejemplo las tablas del libro de aire acondicionado y refrigeración del Ing. Hernández Goribar). De la tabla número 8, temperatura de diseño para la cd. de México tenemos:

Temperatura de bulbo seco = Tbs = 90 °F

" " " humedo = Tbh = 66 °F

De tablas de aire tomamos:

hamb = 28.48 btu/lb

Volumen amb = 14.53 ft³ / lb.

halm = 15.19 btu/lb.

Volumen alm. = 12.69 ft³ / lb.

$$V_{prom.} = V_{amb} + V_{alm.} / 2 = 14.53 + 12.69 / 2 = 13.61 \text{ ft}^3 / \text{lb}$$

$$D_{prom} = 1 / V_{prom} = 0.07347 \text{ lb} / \text{ft}^3$$

Aplicando la ecuación .

$$Q_f = 2 \times 4275.73 \times 0.07347 \times (20.48 - 15.19) = 33397 \text{ btu/día.}$$

VII) GANANCIA POR MOTORES ELÉCTRICOS.

Para un cálculo rápido de la carga de los motores se toma de la experiencia, que nos indica que se deja el 15 % del total anterior del gasto para los motores de los difusores instalados en la cámara.

La carga calculada en el almacén hasta el momento es:

Q (de transmisión)	=	123384
Q (producto)	=	1635942
Q (iluminación)	=	2208
Q (de infiltración)	=	33397
Q (de personas)	=	10080
Q (subtotal)	=	1805011 btu/día

Calor por motores eléctricos es el 15% de la Q (subtotal)

$$Q_{\text{motor}} = 0.15 \times 1805011 = 270751.65 \text{ btu/día}$$

Carga total de la cámara Q(total).

$$Q(\text{total}) = 1805011 + 270751 = 2075762.6 \text{ btu/día}$$

La experiencia nos indica que se debe de emplear un factor de seguridad en los sistemas de refrigeración mecánica que es

DISEÑO DE UN CUARTO FRÍO

79

el 10% de la carga total a remover.

$$Q_t \text{ (real)} = 2075762.6 \times 1.10 = 2283339 \text{ btu/día}$$

Sabiendo que una tonelada de refrigeración es igual a:

$$288000 \text{ btu/día .}$$

La carga de refrigeración real total será:

$$Q \text{ (real)} = 7.928 \text{ ton. refrigeración}$$

Sin embargo, el tiempo que se debe considerar trabajando a los compresores es de 20 horas al día, debido a que se está tomando 4 horas de paro de la compresora, para deshielo del difusor.

Así la carga calculada en el almacén será:

$$Q \text{ (neta)} = 7.928 \times 24 / 20 = 9.513 \text{ TR.}$$

$$\text{Sabiendo que } 1 \text{ TR.} = 12000 \text{ btu/hr.}$$

Entonces:

$$Q \text{ (neta)} = 114156 \text{ btu/hr.}$$

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

Tabla 1
CARACTERÍSTICAS DE PRODUCTOS ALIMENTICIOS

80

Producto	Temperatura Promedio de Congelación °F	Porcentaje de Agua	Calor Específico BTU/lb. °F		Calor Latente de Fusión BTU/lb.	Calor de Evolución BTU por (24 hrs.) (ton) a la Temp. indicada	
			Arriba del punto de Congelación	Abajo del punto de Congelación		°F	BTU
Coliflor	30.1	91.7	0.93	0.47	132		
Colirrábano	30.0	90.0	0.92	0.47	125		4,500
Colectas de Bruselas	31.0	84.9	0.88	0.46	122	40	6,600 - 11,000
Col fermentada (Sauerkraut)	26.0	89.0	0.92	0.47	129		
Col rizada	30.7	86.6	0.89	0.46	124		
Chicharos verdes	30.0	74.3	0.79	0.42	106	40	13,200 - 16,000
Chicharos secos		8.5	0.28	0.22	14		
Chirivías	28.9	78.6	0.84	0.46	112		
Ejotes	29.7	88.9	0.91	0.47	128	40	9,700 - 11,400
Elotes	28.9	75.5	0.79	0.42	106	32	7,200 - 11,300
						40	10,600 - 13,200
Escarola	30.9	93.3	0.94	0.48	132		
Espárragos	29.8	93.0	0.94	0.48	134	40	11,700 - 23,100
Espinacas	30.3	92.7	0.94	0.48	132	40	8,000
Habas	30.1	66.5	0.73	0.40	94	40	4,300 - 6,100
Habas secas		12.5	0.30	0.24	18		
Hongos	30.2	91.1	0.93	0.47	130	32	6,200
						50	22,000
Jitomate	30.4	94.1	0.95	0.48	134	40	1,260
Lechuga	31.2	94.8	0.96	0.48	136	32	2,300
						40	2,700
Maíz		10.5	0.28	0.23	15		
Nabo	30.5	90.9	0.93	0.47	130	32	1,900
						40	2,200
Papas	28.9	77.8	0.82	0.43	111	40	1,300 - 1,800
Pepinos	30.5	96.1	0.97	0.49	137		
Pimiento	30.1	92.4	0.94	0.47	132	40	4,700
Rábano	30.1	93.6	0.95	0.48	134		
Rábano picante	26.4	73.4	0.78	0.42	104		
Rapóntico	28.4	94.9	0.96	0.48	134		
Tomate	30.4	94.7	0.95	0.48	134	60	6,230
Verduras (mixtas)	30.0	90.0	0.90	0.45	130		
Zanahorias	29.6	88.2	0.90	0.46	128	32	2,100
						40	3,500
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 (fresca)	28	60	0.68	0.38	86.5		
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		
Chorizos		65.5	0.89	0.56	93		
Embutidos			0.60				

Tabla 1
CARACTERISTICAS DE PRODUCTOS ALIMENTICIOS

Producto	Temperatura Promedio de Congelacion °F	Porcentaje de Agua	Calor Especifico BTU/lb. °F		Calor Latente de Fusión BTU/lb.	Calor de Evolución BTU por (24 hrs.) (ton) a la Temp. indicada	
			Arriba del punto de Congelación	Abajo del punto de Congelación		°F	BTU
Papas	28.5	83.5	0.86	0.45	118	32	770
Piñas	29.4	85.3	0.88	0.45	123		
Plátanos	28	74.8	0.80	0.42	108	68	8,400 - 9,200
Sandías	29.2	92.1	0.97	0.48	132		
Toronjas	28.4	88.8	0.91	0.46	126	32	460
Uvas	26.3	81.7	0.86	0.44	116	40	1,070
Uva-espín	28.9	88.3	0.90	0.46	126	35	830
VARIOS							
Azúcar de maple		5	0.24	0.21	7	45	1,420
Cavew (enlatado)	20	55				40	3,820
Cerveza	28	92	1.00				
Crema (40%)	28	73	0.85	0.40	90		
Chocolate	85 - 95	55	0.30	0.55	40		
Dulces			0.93				
Flores cortadas	32						480 BTU/pie ² de área
Harina		13.5	0.38	0.28			
Helados	27 - 0	58 - 66	0.78	0.45	96		
Huevos (congelados)	27		0.41		100		
Huevos (frescos)	27		0.76	0.40	100		
Leche	31	87.5	0.83	0.49	124		
Levadura		70.9	0.77	0.41	102		
Lúpulo						35	1,500
Maita						50	1,500
Mantecca de cerdo			0.52				
Mantequilla	30 - 0	15	0.84	0.34	15		
Miel de abeja		18	0.35	0.26	26	40	1,420
Miel de maple		36	0.49	0.31	52	45	1,420
Nueces (secas)		3 - 10	0.21 - 0.29	0.19 - 0.24	4.3 - 14	35	1,000
Oleomargarina		15.5	0.32	0.25	22		
Pan		32 - 37	0.70	0.34	46 - 53		
Pasta de pan		58	0.75				
Pielas y Lana				0.40			
Queso americano	17	60	0.64	0.36	79	40	4,680
Queso Camambert	18	60	0.70	0.40	86	40	4,920
Queso Limburger	19	55	0.70	0.40	86	40	4,920
Queso Roquefort	3	55	0.65	0.32	79	45	4,000
Queso Suizo	15	55	0.64	0.36	79	40	4,660
Tabaco y Puros	25						

Tabla 1

CARACTERÍSTICAS DE PRODUCTOS ALIMENTICIOS

82

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.) (ton) a la Temp. indicada	
			Arriba del punto de Congelación	Abajo del punto de Congelación		°F	BTU
Escalopas	28	80.3	0.89	0.48	116		
Hígados	29	65.5	0.72	0.40	93.3		
Jamones y Lomos	27	60	0.68	0.38	86.5		
Ostriones (en su concha)	27	80.4	0.83	0.44	116		
Ostriones (en lata)	27	87	0.90	0.46	125		
Pescado (congelado)	28	70	0.76	0.41	101		
Pescado (en hielo)	70	70	0.78	0.41	101		
Pescado (seco)			0.56	0.34	65		
Salchichas (ahumadas)	25	60	0.86	0.56	86		
Salchichas (Frankfurt)	29	60	0.86	0.56	86		
Salchichas (frescas)	26	65	0.89	0.56	93		
Tocino		20	0.50	0.30	29		
FRUTAS							
Aguacates	27.2	94	0.91	0.49	136	60	13,200 - 39,700
Arándanos	28.6	82.3	0.86	0.45	118	32	1,300 - 2,200
Arándanos Agrios	27.3	87.4	0.90	0.46	124		
Cerezas	26	83	0.87	0.45	120		
Ciruelas	28	85.7	0.88	0.45	122		
Ciruela pasa (fresca)	28	85.7	0.88	0.45	123		
Chabacanos	28.1	85.4	0.88	0.46	122		
Dátil (fresco)	27.1	78	0.82	0.43	112		
Dátil (seco)	-4.1	20	0.36	0.26	29		
Duraznos	29.4	86.9	0.90	0.46	124	32	1,110
Frambuesas	30.1	82	0.85	0.45	122	40	1,735
Fresas	29.9	90	0.92	0.47	129	40	6,800 - 8,500
Granadas	28	77	0.87	0.48	112	60	18,100 - 22,300
Grosella	30.2	84.7	0.88	0.45	120		
Higo (fresco)	27.1	78	0.82	0.43	112		
Higo (seco)		24	0.39	0.27	34		
Limas	29	86	0.89	0.46	122	40	810
Limonas	28.1	89.3	0.92	0.46	127	60	2,970
Mandarinas	28	87.3	0.93	0.51	126	32	810
Mangos	32	93	0.90	0.46	134	60	2,970
Manzanas	28.4	84.1	0.86	0.45	121	40	3,265
Melones	29	92.7	0.94	0.48	132	40	5,865
Melón dulce	20	92.6	0.94	0.48	132	40	830
Membrillo	28.1	85.3	0.88	0.45	122	60	1,435
Moras	28.9	85.3	0.88	0.46	122	40	2,000
Naranjas	28	87.2	0.90	0.46	124	60	8,500
Nectarinas	29	82.9	0.90	0.49	119	32	1,000
Nisperos	28.3	78.2	0.84	0.43	112		795

TABLA No. 2

ESPEJOR MINIMO AISLANTE	
TEMPERATURA DE ALMACENAMIENTO	ESPEJOR DEL POLIESTIRENO
40 °F A 15 °F	4 Pulg.
15 A 0	5 "
0 A -15	6 "
-15 A -40	7 "

Tabla 3
CORRECCION DE TEMPERATURA POR EL EFECTO SOLAR

Tipo de Superficie	Pared Este	Pared Sur	Pared Oeste	Techo Plano
Superficies de color oscuro tales como: Techo de arcilla negra Techo de chapopote Pintura negra	8	5	8	20
Superficies de color medio tales como: Madero sin pintar Ladrillo Losa roja ** Cemento oscuro Pintura roja, gris o verde	6	4	6	15
Superficies de color claro tales como: Piedra blanca Cemento de color claro Pintura blanca	4	2	4	9

Tabla No. 4

COEFICIENTE DE TRANSMISION DE CALOR.


Piso *								
	Losa 2	0.12	0.087	0.067	0.055	0.046	0.040	0.035
	Acabado 2							
	Losa 5	0.12	0.084	0.066	0.054	0.046	0.040	0.035
	Acabado 3							
	Losa 6	0.11	0.083	0.065	0.054	0.045	0.039	0.035
	Acabado 4							
	Espuma de vidrio *							
	Losa 2	0.15	0.11	0.087	0.071	0.060	0.053	0.046
	Acabado 2							
	Losa 5	0.15	0.11	0.084	0.070	0.059	0.052	0.046
Acabado 3								
Losa 6	0.14	0.10	0.083	0.069	0.059	0.051	0.045	
Acabado 4								

Tabla 5

CALOR DISIPADO POR LAS PERSONAS
DENTRO DEL ESPACIO REFRIGERADO

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 No. 6

ALUMBRADO DE ALMACENES REFRIGERADOS
CON LAMPARAS DE FILAMENTO DE TUNGSTENO
EN GLOBO DE CRISTAL.

A 12 PIES DE ALTURA: DE 3 PIES²/WATT APROX.

A 16 PIES DE ALTURA: DE 4 PIES²/WATT APROX.

EN LA CASA DE MAQUINAS Y EN LA SALA DE PROCESO
CALCULAR EL DOBLE.

Tabla 7

Cambios de aire cada 24 horas en cuartos fríos,
debidos a la apertura de puertas e infiltración.

Volumen metros ³	Volumen pies ³	Cambios de aire cada 24 horas
6	200	44.0
8	300	34.5
11	400	29.5
14	500	26.0
17	600	23.0
23	800	20.0
28	1,000	17.5
42	1,500	14.0
57	2,000	12.0
85	3,000	9.5
113	4,000	8.2
142	5,000	7.2
170	6,000	6.5
226	8,000	5.5
283	10,000	4.9
425	15,000	3.9
566	20,000	3.5
708	25,000	3.0
850	30,000	2.7
1133	40,000	2.3
1416	50,000	2.0
2124	75,000	1.6
2832	100,000	1.4

Tabla 8

TEMPERATURAS EXTERIORES DE DISEÑO EN VERANO

(La temperatura de diseño de bulbo seco y bulbo húmedo representa la temperatura registrada o esperada durante el 1% de los horas en verano)

LUGAR	B. S.		B. H.		Altitud Mts.
	OC	OF	OC	OF	
AGUASCALIENTES					
Agua Caliente	34	93	19	66	1879
BAJA CALIFORNIA					
Ensenada	34	93	26	79	13
Mexicali	43	109	28	82	1
La Paz	36	97	27	81	18
Tijuana	35	95	26	79	29
CAMPECHE					
Campeche	36	97	26	79	25
Ciudad del Carmen	37	99	26	79	3
COAHUILA					
Matamoros	34	93	21	70	1120
Monclova	38	100	24	75	588
Nueva Rosita	41	106	25	77	430
Piedras Negras	40	104	26	79	220
Saltillo	35	95	22	72	1609
COLIMA					
Colima	36	97	24	75	494
Mazatlanillo	35	95	27	81	3
CHIAPAS					
Tapachula	34	93	25	77	168
Tuxtla Gutiérrez	35	95	25	77	536
CHIHUAHUA					
Camargo	43	109	23	73	1653
Casas Grandes	43	109	25	77	1478
Chihuahua	35	95	23	73	1423
Ciudad Juárez	37	99	24	75	1137
Parral	32	90	20	68	1652
DISTRITO FEDERAL					
México Tacubaya	32	90	17	63	2309
DURANGO					
Durango	33	91	17	63	1898
Guadalupe Victoria	43	109	21	70	1982
Ciudad Lerdo	36	97	21	70	1140
Santiago Papasquiaro	38	100	21	70	1740
GUANAJUATO					
Celaya	38	100	20	68	1754
Guanajuato	32	90	18	64	2030
Irapuato	35	95	19	66	1724
León	34	93	20	68	1809
Salvatierra	35	95	19	66	1761
Silao	36	97	20	68	1777
GUERRERO					
Acapulco	33	91	27	81	3
Chilpancingo	33	91	23	73	1250
Iguala	39	102	22	72	735
Taxco	34	93	20	68	1755
HIDALGO					
Pachuca	29	84	18	64	2445
Tulancingo	32	90	19	66	2181
JALISCO					
Guadalajara	33	91	20	68	1589
Lagos de Moreno	39	102	20	68	1880
Puerto Vallarta	36	97	26	79	2
MEXICO					
Texcoco	32	90	19	66	2216
Toluca	26	79	17	63	2675
MICHOACAN					
Apalzingán	39	102	25	77	682
Morelia	30	86	19	66	1923
La Piedad	34	93	20	68	1775
Uruapan	34	93	20	68	1611
Zamora	35	95	20	68	1633
LUGAR					
Zacapu	32	90	19	66	2000
MORELOS					
Cuautla	42	108	22	72	1291
Cuernavaca	31	88	20	68	1538
NAYARIT					
Acaponeta	37	99	27	81	25
San Blas	33	91	25	79	7
Tepec	36	97	26	79	318
NUevo LEON					
Linares	38	100	25	77	684
Montemorelos	39	102	25	77	432
Monterrey	38	100	26	79	534
OAXACA					
Oaxaca	35	95	22	72	1563
Salina Cruz	34	93	26	79	56
PUEBLA					
Huachinango	37	99	21	70	1600
Puebla	29	84	17	63	2150
Tehuacan	34	93	20	68	1676
Teziutlán	36	97	22	72	1990
QUERETARO					
Querétaro	33	91	21	70	1842
QUINTANA ROO					
Cozumel	33	91	27	81	3
Playo Chico	34	93	27	81	4
SAN LUIS POTOSI					
Mathuala	36	97	22	72	1597
San Luis Potosí	34	93	18	64	1877
SNALOA					
Culliacán	37	99	27	81	53
Escuinapa	33	91	26	79	14
Mazatlán	31	89	26	79	78
Topolobampo	37	99	27	81	3
SONORA					
Ciudad Obregón	43	109	28	82	40
Empalme	43	109	28	82	2
Guaymas	42	108	28	82	4
Hermosillo	41	106	28	82	211
Navjoa	41	106	28	82	38
Nogales	37	99	25	79	1177
S. Luis Río Colorado	51	124	30	86	40
TABASCO					
Villahermosa	37	99	26	79	10
TAMAULIPAS					
Matamoros	36	97	26	79	12
Nuevo Laredo	41	106	25	77	140
Tampico	36	97	28	82	18
Ciudad Victoria	38	100	26	79	321
TLAXCALA					
Tlaxcala	28	82	17	63	2252
VERACRUZ					
Alvarado	35	95	26	79	9
Córdoba	36	97	23	73	871
Jalapa	32	90	21	70	1399
Orizaba	34	93	21	70	1248
Tuxpan	37	99	27	81	14
Veracruz	33	91	27	81	16
YUCATAN					
Mérida	37	99	27	81	22
Progreso	36	97	27	81	14
ZACATECAS					
Fresnillo	36	97	19	66	2250
Zacatecas	28	82	17	63	2612

PARTE B

I-B SELECCION DEL REFRIGERANTE.

El ciclo de refrigeración mecánica se basa en la evaporación y la subsecuente condensación del fluido para absorber y disipar el calor. El refrigerante debe poseer tales características físicas para que se pueda repetir en ella la transformación de líquido en gas y de gas en líquido.

Se requiere también que la transformación se realice a la temperatura adecuada para los diferentes servicios, a la presión conveniente y apropiada a la economía, construcción y operación de los equipos.

Después del estudio realizado en el capítulo IV se seleccionaron los fluorocarbonos en lugar de los demás refrigerantes por su buena miscibilidad, por no ser tóxico, ni inflamable, ni explosivo, sin olor, fácil de detectar fugas y porque son muy manejables.

Para la selección entre los fluorocarbonos partimos de un análisis teórico de cada refrigerante que emplearemos en nuestro objetivo, para obtener el óptimo, seleccionamos entre el R-12, R-22 y el R-502.

Para su análisis emplearemos los siguientes parámetros: El efecto refrigerante (Ef), la presión de condensación (Pc), la relación de compresión (Rc), la presión de evaporación (Pe), la densidad (Dg), el trabajo de compresión (T), y la capacidad de refrigeración (C).

DISEÑO DE UN CUARTO FRIO

88

Para lo cual partimos de los datos iniciales para llegar a las condiciones finales que se requieren en la cámara frigorífica.

Datos iniciales - temperatura ambiente (32°C ó 90°F)

Datos finales - temperatura de almacenamiento (4.2°C ó 40°F)

Representándolos en el ciclo de refrigeración con sus diferentes Estados en el Diagrama Presión-Entalpía, ver figura V-1, donde se aprecia una diferencia de temperatura entre el aire del almacén y el refrigerante gaseoso del evaporador (ΔT_f) y otra diferencia de temperatura entre el refrigerante sobrecalentado de la descarga del compresor y el aire que circula para su enfriamiento en el condensador (ΔT_c).

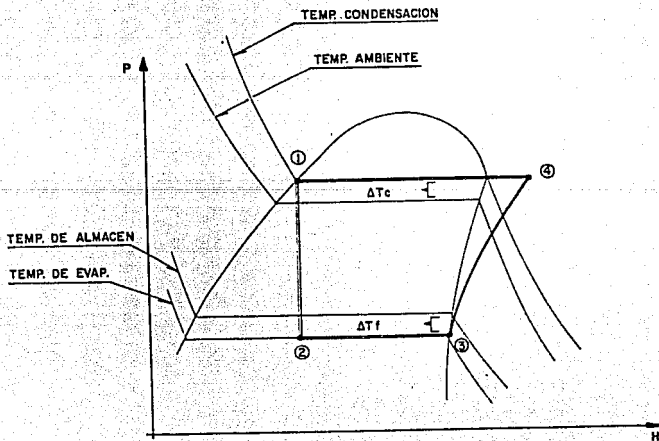


FIGURA (V-1)

DISEÑO DE UN CUARTO FRIO

8º

Considerando una ΔT_f entre el aire del almacén y el refrigerante gaseoso, de un valor de 9°F , debido a que si ΔT_f es menor el evaporador será más grande y si ΔT_f es mayor el evaporador será más chico pero requerirá de compresor de más capacidad.

Entonces la temperatura de evaporación (T_e) se obtendrá de la siguiente manera:

$$\Delta T_f = T_i - T_e.$$

Despejando

$$T_e = T_i - \Delta T_f$$

Sustituyendo valores

$$T_e = 40 - 9 = 31^\circ\text{F}$$

Para la parte de la temperatura de descarga o de condensación, que es la temperatura del agente condensador (aire), la cual no se puede enfriar más abajo de la temperatura de bulbo húmedo del aire (t_{bh}) que en nuestro caso es de $t_{bh} = 17^\circ\text{C}$ (66°F), entonces tomaremos una diferencia de temperaturas entre el flujo enfriados (aire) y el condensador de $\Delta T_c = 18^\circ\text{F}$.

Entonces la temperatura de condensación se obtiene de la siguiente manera:

$$\Delta T_c = T_c - T_{amb.}$$

Despejando

$$T_c = \Delta T_c + T_{amb.}$$

Sustituyendo valores

DISEÑO DE UN CUARTO FRIO

90

$$T_c = 19 + 90 = 108^\circ\text{F}$$

Con la temperatura de condensación y la temperatura de evaporación encontramos los Estados del Ciclo de Refrigeración y sus parámetros de selección para cada refrigerante.

De las tablas y gráficas de las Propiedades Termodinámica de los refrigerantes como las tablas (V-2) y gráficas (V-2).

PARA EL FREON R-12.

ESTADO 1

Con la $T_c = 108^\circ\text{F}$ tenemos,

$$P_1 = 147.11 \text{ Psig}$$

$$V_1 = 0.2753 \text{ ft}^3 / \text{lb}$$

$$h_1 = 33.05 \text{ btu/lb}$$

ESTADO 2

A entalpía constante

$$h_1 = h_2 = 33.05 \text{ btu/lb}$$

ESTADO 3

Con $T_e = 31^\circ\text{F}$ tenemos,

$$P_2 = 43.95 \text{ Psig}$$

$$h_3 = 80.43 \text{ btu/lb}$$

$$S_3 = 0.1664 \text{ btu/lb}^\circ\text{F}$$

$$D_g = 1.1075 \text{ lb/ft}^3$$

DISEÑO DE UN CUARTO FRÍO

91

ESTADO 4

Con entropía constante

$$S_3 = S_4 = 0.1664 \text{ btu/lb}^\circ\text{F}$$

$$P_1 = P_4 = 147.4 \text{ Psig}$$

$$h_4 = 91 \text{ btu/lb}$$

Entonces tenemos los siguientes valores:

$$E_r = h_3 - h_2 = 80.43 - 33.05 = 47.38 \text{ btu/lb.}$$

$$T_{\text{comp.}} = h_4 - h_3 = 91 - 80.43 = 10.57 \text{ btu/lb}$$

$$R_c = P_c / P_e = 147.11 / 43.95 = 3.35$$

PARA EL FREON R-22

ESTADO 1

Con $T_c = 108^\circ\text{F}$ tenemos:

$$P_1 = 234.71 \text{ Psig}$$

$$V_1 = 0.22875 \text{ ft}^3 / \text{lb}$$

$$h_1 = 41.804 \text{ btu/lb}$$

ESTADO 2

Entalpía constante.

DISEÑO DE UN CUARTO FRIO

92

$$h1 = h2 = 41.804 \text{ btu /lb}$$

ESTADO 3

Con $T_e = 31^\circ\text{F}$ tenemos:

$$P2 = 70.80 \text{ Psig}$$

$$h3 = 107.37 \text{ btu/lb}$$

$$S3 = 0.2215 \text{ btu/lb}^\circ\text{F}$$

$$Dg = 1.3012 \text{ lb/ft}^3$$

$$Vg3 = 0.7685 \text{ ft}^3 / \text{lb}$$

$$Vf3 = 0.0124 \text{ ft}^3 / \text{lb}$$

ESTADO 4

Entropía constante

$$S3 = S4 = 0.2215 \text{ btu/lb}^\circ\text{F}$$

$$P1 = P4 = 234.71 \text{ Psig}$$

$$h4 = 120 \text{ btu/lb}$$

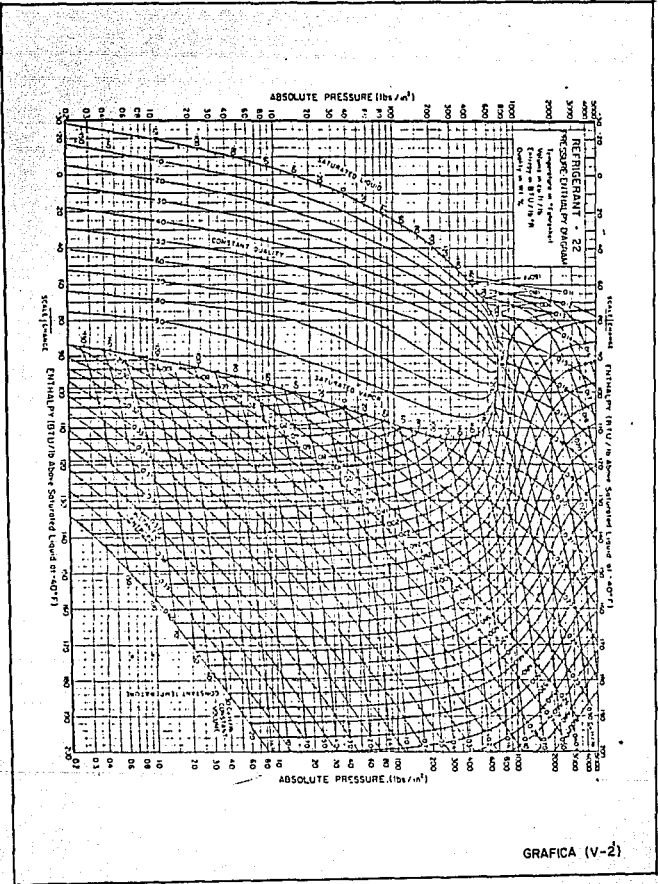
$$V4 = 0.475 \text{ Ft}^3 / \text{lb}$$

Entonces tenemos los siguientes valores:

$$Er = h3 - h2 = 107.37 - 41.804 = 65.56 \text{ btu/lb}$$

$$T_{\text{comp.}} = h4 - h3 = 120 - 107.37 = 12.63 \text{ btu/lb}$$

$$Rc = Pc / Pe = 234.71 / 70.88 = 3.315$$



GRAFICA (V-2)

DISEÑO DE UN CUARTO FRIO

05

PARA EL FREON R-502.

ESTADO 1

Con $T_c = 108^\circ\text{F}$ tenemos:

$$P_1 = 256.02 \text{ Psig}$$

$$V_1 = 0.1518 \text{ ft}^3 / \text{lb}$$

$$h_1 = 40.01 \text{ btu} / \text{lb}$$

ESTADO 2

Entalpia constante

$$h_2 = 40.01 \text{ btu/lb}$$

ESTADO 3

Con $T_e = 31^\circ\text{F}$ tenemos:

$$P_3 = 81.70 \text{ Psig}$$

$$h_3 = 80.96 \text{ btu/lb}$$

$$S_3 = 0.1675 \text{ btu/lb}^\circ\text{F}$$

$$V_3 = 0.5025 \text{ ft}^3 / \text{lb}$$

ESTADO 4

Entropia constante

$$S_3 = S_4 = 0.1675 \text{ btu/lb}^\circ\text{F}$$

$$P_1 = P_4 = 256.02 \text{ Psig}$$

DISEÑO DE UN CUARTO FRÍO

96

$$h_4 = 90.5 \text{ btu/lb}$$

Entonces tenemos los siguientes valores.

$$E_r = h_3 - h_2 = 90.96 - 40.01 = 41 \text{ btu/lb}$$

$$T_{\text{comp.}} = h_4 - h_3 = 90.5 - 80.96 = 9.5 \text{ btu/lb}$$

$$R_c = P_c / P_e = 256.02 / 81.70 = 3.14$$

Para obtener la capacidad de enfriamiento del sistema se parte de la siguiente ecuación:

$$\text{Cap. Enf.} = V_p \cdot D_g \cdot E_r \cdot \eta_v$$

Donde:

V_p = Desplazamiento Volumétrico

D_g = Densidad

E_r = Efecto refrigerante

η_v = Eficiencia volumétrica

Como es el mismo compresor para los tres refrigerantes, el desplazamiento volumétrico será el mismo para cualquiera de los refrigerantes.

En la tabla de valores (V-A) se tiene que la relación de compresión es similar para los tres refrigerantes y como la eficiencia volumétrica es inversamente proporcional a la relación de compresión como se aprecia en la figura (V-5) se tiene una eficiencia volumétrica similar para los refrigerantes.

Por lo tanto la capacidad de enfriamiento dependerá de los

valores del efecto refrigerante y de la densidad del mismo.

TABLA DE VALORES (V-A).-

FREON	Pc lb/in ²	Pe lb/in ²	Pc A	Er Btu/lb	Tcomp. Btu/lb	Dg lb/ft ³	Er+Dg Btu/ft ³
R-12	147.11	44	3.35	47.38	10.4	1.1074	52.47
R-22	234.7	70.88	3.315	65.56	12.3	1.3014	85.32
R-502	254.02	81.70	3.14	41	9.5	1.990	81.6

Para la selección del fluorocarbano partimos de sus características físicas del refrigerante:

- Debe de tratarse que la presión de condensación no sea muy alta porque esto hace necesario un equipo más rígido, sus soldaduras mucho más fuertes y sería más probable que hubiera fugas
- Que se debe de tratar en lo posible que la presión de succión sea positiva para evitar entradas de humedad al interior.
- Se debe tener una densidad moderada para que el refrigerante fluya en la tubería con la menor fricción posible.

DISEÑO DE UN CUARTO FRÍO

98

d) Que tenga una capacidad de enfriamiento alta.

De lo anterior y de la tabla de valores se selecciona el refrigerante R-22 debido a que cumple con todas las características deseadas, además de tener el valor mayor de la capacidad de enfriamiento.

2-B SELECCION DEL EVAPORADOR.-

Los difusores se seleccionan de acuerdo al calor por hora que pueden retirar y por la diferencia de temperatura entre el aire del almacén y el refrigerante gaseoso.

La temperatura dentro del almacén es de 40°F y se consideró una diferencia de temperatura entre el aire del almacén y el refrigerante gaseoso de succión de 9°F, esto es, para que los difusores no salgan sobredimensionados; si la diferencia de temperatura es menor, se tendrán difusores más grandes que si la diferencia de temperaturas es mayor de 9°F donde se tendrán difusores más chicos pero requerirán de compresores de más capacidad.

Con 20 horas de trabajo los difusores:

$$Q = 9.513 \times 12000 = 114156 \text{ btu/hr}$$

utilizando un sistema de evaporación con alimentación por expansión directa, seleccionamos de la tabla No. 9 y figura V-3, que muestra las capacidades y especificaciones de los difusores.

DIFUSORES

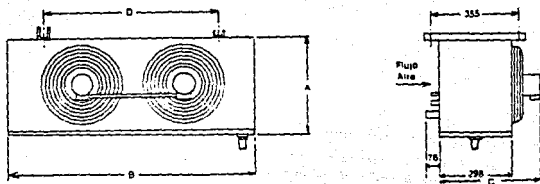


FIGURA (V-3)

MODELO	RECALZOS		VENTILADOR		MOTOR			DIMENSIONES MILIMETROS				CONEXIONES: MILIMETROS			PESO APROX. KG.		
	IPC	D T	IPC	T	NCM	Nº	DIAM. mm	Nº	H.P.	RPM	A	B	C	D		ENT. DIST.	SUCCION D. I.
FMH 275	229	129C	23	1	355	1	1/20	1550	441	600	497	405	13	16	6	19	22
FMH 150	252	150C	26	1	325	1	1/20	1590	536	600	497	403	16	27	6	19	25
FMH 210	356	210C	46	2	352	2	1/20	1550	444	1024	497	448	16	27	6	19	39
FMH 270	440	270C	44	2	355	2	1/20	1550	444	1024	497	448	16	27	6	19	42
FMH 315	525	315C	52	2	355	2	1/20	1550	444	1024	497	448	16	27	6	19	45
FMH 355	653	355C	64	2	410	2	1/8	1075	243	1014	497	448	16	27	6	19	58
FMH 525	842	505C	69	2	467	2	1/8	1075	271	1104	497	448	19	28	6	19	62
FMH 675	1137	670C	111	2	557	2	1/8	1075	291	1284	497	1074	19	28	6	19	67
FMH 875	1430	870C	119	2	562	2	1/8	1075	427	1384	497	1074	19	35	6	19	102
FMH 1220	2034	1220C	178	3	505	3	7/8	1075	835	1843	497	1635	28	35	6	19	139
FMH 1540	2567	1540C	207	3	574	3	1-1/8	1075	936	2413	565	2184	28	41	6	25	180

*COPIA DE ALUMINIO

TABLA N.º 9

DISEÑO DE UN CUARTO FRIO

100

Con un difusor FMM-1540 con 61111.11 btu/hr (15400 kcal/hr) a 9°F (6 °C) de diferencia de temperatura.

Con dos difusores conectados en el centro del cuarto en forma independiente cada uno como muestra la figura (V-4).

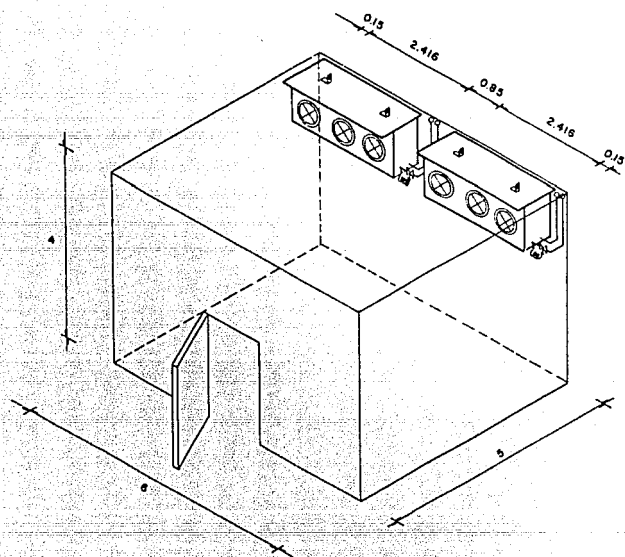
$$Q = 2 \times 61111.1 = 122222.2 \text{ btu/lb a } 9^\circ\text{F}$$

Lo que consideramos adecuado para nuestro caso.

Especificaciones del difusor.

Cantidad:	2 Unidades
Capacidad:	61111.1 btu/lb
Marca:	frigothem Mc. Quay
Modelo:	FMM-1540
No. ventiladores:	3 de 610 mm de diámetro
Motor de cada ventilador:	1/6 Hp. cada uno
dimensiones:	largo 2416 mm Ancho 565 mm Altura 936 mm Peso aprox 180 kg

ISOMETRICO DEL CUARTO FRIO



ESC: 1:75
ACOTADO: METROS

Figura (V-4)

DISEÑO DE UN CUARTO FRIO

102

Carga real por motor.

El calor de los motores de los ventiladores (Q_m) se obtiene de la siguiente forma, con una eficiencia en el motor de 0.85.

Para las 2 unidades difusoras:

$$Q = (1/6 \times 6) / 0.85 \times (746 \times 3.415 \times 24) = 71931.95 \text{ btu/día}$$

$$Q = 0.249 \text{ Tr}$$

Cálculo de la diferencia de temperatura en el evaporador.

Hay que hacer notar que los 9°F de diferencia entre el gas y el medio ambiente del almacén 40°F son adecuados, más no lo óptimo para no secar el producto, además de que el compresor como ya se dijo, no será tan grande como en el caso de que la diferencia de temperatura fuera mayor.

Recordando la parte A, tenemos en realidad, 1810531 btu/24hr (6.28 Tr) sin contar la carga de motores y el factor de seguridad, por lo que la carga real será:

$$Q = 6.28 + 0.249 = 6.529 \text{Tr}$$

más el 10 % del factor de seguridad,

$$Q = 6.529 \times 1.1 = 7.18$$

El tiempo que trabaja el difusor,

$$Q_{\text{tot.}} = 7.18 \times 24 / 20 = 8.61 \text{Tr}$$

$$" = 8.61 \times 12000 = 103320 \text{ btu/lb}$$

Haciendo una regla de tres para calcular diferencia de temperatura real:

$$122222 \text{ btu/hr} \text{-----} 9^{\circ}\text{F}$$

$$103320 \text{ btu/hr} \text{-----} X$$

$$\text{Donde } X = 7.6 \approx 8^{\circ}\text{F}$$

Es decir, la diferencia de temperaturas entre el gas del refrigerante y el medio refrigerado del almacén, será de 8°F con dos difusores F M M -1540 de 3 motores de 1/6 de Hp c/u

y la carga a disipar en el evaporador neta será de:

$$Q_{Tot.} = 8.61 \text{ Tr.}$$

3-B SELECCION DE LA UNIDAD CONDENSADORA Y CALCULO DE LA POTENCIA DEL COMPRESOR .

Como la carga de calor removido del condensador excede a la carga en el evaporador debido al calor de compresión que aumenta el calor total removido en el condensador.

La carga en el condensador es la diferencia de entalpías entre la entrada del refrigerante al condensador y la salida del mismo.

La carga de la descarga del compresor (el sobrecalentamiento).

$$\text{Carga} = \Delta H \cdot E_r$$

donde:

$$\Delta h = h_4 - h_g = 120 - 112.427 = 7.573 \text{ btu/lb.}$$

$$E_r = 65.56 \text{ btu/lb}$$

$$\text{Si } Tr = 200 \text{ btu/min}$$

Entonces:

$$E_r = 200 / 65.56 = 3.0506 \text{ lb/min} \cdot Tr$$

$$\text{Carga} = 7.57 \cdot 3.0506 = 23.102 \text{ btu/min} \cdot Tr$$

La carga en el condensador (cambio de Estado).

$$\text{Carga} = \Delta H \cdot E_r$$

donde:

$$\Delta h = h_g - h_1 = 112.42 - 41.80 = 70.63 \text{ btu/lb}$$

$$\text{Carga} = 70.63 \times 3.0506 = 215.14 \text{ btu/min} \times \text{Tr}$$

Carga total en el condensador (Qc).

$$Qc = 215.44 + 23.102 = 238.54 \text{ btu/min} \times \text{Tr}$$

Para tener las toneladas teóricas del condensador tenemos en el evaporador una carga neta disipado de 8.61 Tr.

$$Qc = 238.54 \times 8.61 \times (1 \text{ Tr} / 200 \text{ btu/min}) = 10.26 \text{ Tr}$$

Representan a las toneladas de refrigeración teóricas en el condensador. De la tabla No.10 con la carga analizada en los párrafos anteriores y entrando con la temperatura de evaporación de 32 °F.

Sabiendo que 1 Tr = 12000 btu/hr y que la carga total en el condensador es (Qct),

$$Qct = 123120 \text{ btu/hr} = 10.26 \text{ Tr}$$

Se selecciona el modelo MB 4AA-1000 que tiene una capacidad de 59940 btu /hr por unidad.

$$\text{No. Condensadoras} = 123120 / 59940 = 2.005 \text{ unidades}$$

Lo que consideramos adecuado para nuestro caso.

Seleccionando dos unidades condensadoras que estarán instaladas en una zona abierta al medio ambiente (azotea) y conectadas cada una a un evaporador.

TABLA No 10
UNIDADES DE CONDENSACION ENRIADAS POR AIRE R-12
TEMPERATURA AMBIENTE 30°C (86°F)

MODULO UNIDAD	PRESION DE SUBLICION K/C.M ² (P.S.I.)												
	8.96 (124.7)	6.35 (91.6)	4.96 (70.9)	4.07 (57.8)	3.28 (46.6)	2.59 (36.8)	2.09 (29.9)	1.67 (23.9)	1.47 (20.9)	1.03 (14.5)	0.66 (9.1)	0.33 (4.5)	0.043 (0.6)
	TEMPERATURA DE EVAPORACION												
	10°C 50°F	5°C 45°F	0°C 41°F	-5°C 32°F	-10°C 30°F	-15°C 10°F	-20°C -4°F	-25°C -13°F	-30°C -22°F	-35°C -31°F	-40°C -40°F		
MD2AM-0033				571 (2265)	473 (1877)	384 (1526)	311 (1232)	245 (972)	187 (742)	140 (554)	100 (371)		
MD2AB-0033						611 (1832)	332 (1310)	262 (1022)	200 (720)	149 (522)	107 (421)		
MD2AA-0050	1000 (3231)	893 (2716)	802 (2310)	775 (2278)	648 (2272)								
MD2AM-0050					816 (2311)	676 (2593)	550 (1783)	444 (1244)	350 (1099)	267 (901)	200 (732)	143 (508)	
MD2AB-0050						677 (2010)	551 (2107)	439 (1562)	349 (1259)	270 (941)	200 (729)	143 (509)	
MD2AA-0075	1516 (6019)	1441 (5276)	1378 (2472)	1175 (4556)	983 (2922)								
MD2AM-0075					1289 (3041)	1052 (4176)	855 (3395)	691 (2744)	545 (2162)	416 (1851)	311 (1232)	222 (794)	
MD2AB-0075						1283 (3041)	1052 (4176)	855 (3395)	691 (2744)	545 (2162)	416 (1851)	311 (1232)	222 (794)
MD3AB-0075						974 (2860)	814 (2127)	681 (2465)	545 (1982)	416 (1495)	311 (1077)	222 (753)	
MD4AA-0100	1959 (7775)	1862 (7394)	1780 (7068)	1518 (6026)	1289 (5041)								
MD5AA-0100	1959 (7775)	1862 (7394)	1780 (7068)	1518 (6026)	1289 (5041)								
MD5AM-0100					1679 (6667)	1391 (5522)	1120 (4490)	914 (3522)	721 (2867)	550 (2183)	413 (1620)	294 (1119)	
MD5AB-0100						1239 (5090)	1018 (4042)	803 (3195)	612 (2432)	458 (1815)	327 (1302)	222 (848)	
MD6AM-0100					1665 (6812)	1380 (4478)	1121 (4453)	905 (3599)	715 (2837)	545 (2166)	407 (1512)	292 (1102)	
MD6AB-0100						1277 (4674)	1033 (4160)	815 (3222)	621 (2467)	474 (1842)	354 (1321)	253 (912)	
MD4AA-0150	2200 (11537)	2163 (10971)	2041 (10188)	2252 (8942)	1884 (7480)								
MD5AA-0150	2200 (11610)	2163 (11050)	2041 (10564)	2252 (9007)	1884 (7524)								
MD5AM-0150					2471 (9810)	2017 (8127)	1662 (6602)	1345 (5340)	1061 (4208)	809 (3212)	605 (2391)	432 (1720)	
MD5AB-0150						1801 (7154)	1456 (5782)	1142 (4557)	876 (3554)	655 (2597)	468 (1822)	322 (1211)	
MD4AA-0200	3812 (15132)	3624 (14320)	3464 (13756)	2954 (11729)	2471 (9810)								
MD4AM-0200					3249 (12900)	2692 (10686)	2187 (8671)	1768 (7021)	1395 (5334)	1084 (4258)	795 (3156)	569 (2211)	
MD4AB-0200						2406 (9563)	1947 (7723)	1525 (6092)	1171 (4651)	875 (3472)	626 (2480)	443 (1658)	
MD5AB-0200						2472 (9819)	2025 (7920)	1576 (6254)	1202 (4732)	899 (3564)	643 (2358)	443 (1658)	
MD4AA-0300	5876 (23224)	5586 (22180)	5340 (21204)	4553 (18019)	3808 (15123)								
MD5AA-0300	5981 (23742)	5686 (22578)	5436 (21884)	4635 (18403)	3877 (15353)								
MD5AM-0300					4859 (19225)	4026 (15954)	3272 (12741)	2645 (10559)	2065 (8277)	1591 (6191)	1185 (4719)	851 (3382)	
MD5AB-0300						3658 (14523)	2967 (11749)	2332 (9234)	1739 (6565)	1329 (5274)	951 (3741)	643 (2458)	
MD4AA-0500	9698 (39292)	9407 (37365)	8726 (35720)	7670 (30156)	6416 (25474)								
MD4AM-0500					8327 (32062)	6900 (27389)	5606 (22265)	4532 (17935)	3575 (14183)	2727 (10978)	2037 (8093)	1458 (5795)	
MD5AD-0500						8111 (24273)	6911 (26118)	5861 (21461)	4911 (18044)	3861 (14183)	2921 (8511)	2089 (8318)	
MD4AA-0750	15107 (59941)	14354 (57000)	13723 (54152)	11701 (46462)	9787 (38861)								
MD4AM-0750					12613 (50080)	10450 (41488)	8492 (33720)	6665 (27258)	5415 (21483)	4150 (16101)	3086 (12243)	2208 (8772)	
MD4AD-0750						9486 (37505)	7653 (30195)	6036 (23247)	4604 (18283)	3440 (12948)	2462 (9285)	1722 (6389)	
MD4AA-1000	19160 (77339)	18580 (73338)	17708 (70389)	15105 (57401)	12624 (50125)								
MD4AA-1500	29273 (116281)	27830 (110500)	26604 (105740)	22684 (90254)	19773 (73738)								

DISEÑO DE UN CUARTO FRIO

107

Especificación de la Unidad condensadora.

Con temperatura ambiente de 86 °F se seleccionó:

Modelo:	MB 4AA-1000
Cantidad de unidades:	2
Capacidad del equipo:	59940btu/hr
Refrigerante:	R-22
Presión de succión:	70.5 Psig
Potencia nominal:	10 HP
Conexión de succión:	28.6 mm
Conexiones de descarga:	28.6mm
Conexión de líquido:	22.2 mm
R.P.M. 535	
Desplazamiento (m ³ / hr)	26.2

Modelo del compresor:

No. de cilindros:	2
Diámetro del cilindro:	826 mm
Recorrido:	76.2 mm
Carga de aceite:	3.5 lt
Altura del compresor:	419 mm
Altura del compresor y volante:	510 mm
Peso neto con volante:	87.5 kg

CALCULO DE LA POTENCIA DEL COMPRESOR.

En la práctica, el cálculo de compresor se basa en tablas, como se realizó en el caso anterior, donde conocidas las toneladas de refrigeración y la temperatura de condensación se encuentran el tipo de compresor recíprocante o equipos de unidad condensadora.

Para el cálculo de potencia teórica de un compresor se parte de los datos del ciclo de refrigeración de acuerdo con el refrigerante seleccionado en sus estados termodinámicos del ciclo, los cuales repetimos a continuación para el R-22.

DATOS DEL R-22

$$T_r = 9.513$$

$$P_c = 234.71 \text{ lb/in}^2, \quad T_c = 108 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$P_e = 70.88 \text{ lb/in}^2, \quad T_e = 31 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$h_1 = 41.80 \text{ btu/hr}, \quad h_2 = 4180 \text{ btu/hr}$$

$$h_3 = 107.37 \text{ btu/hr}, \quad h_4 = 120 \text{ btu/hr}$$

$$E_r = 65.56 \text{ btu/hr} = 3.31 \text{ lb/min} \cdot T_r$$

$$R_c = P_c / P_e = 234.71 / 70.88 = 3.31$$

El cálculo de la potencia del motor del compresor se obtiene de la siguiente fórmula:

DISEÑO DE UN CUARTO FRÍO

109

$$Hp = \frac{ER \times Tr \times (h4 - h3)}{42.44 \times \eta_v \times \eta_{mec.}}$$

Donde:

Hp = potencia del motor (Hp)

h4 - h3 = trabajo de compresión

η_v = Eficiencia volumétrica (figura U-5)

η_{mec} = Eficiencia mecánica

Donde:

0.95 para máquinas multicilíndricas de más de 700 Rpm

0.85 Para compresores de menos de 700 Rpm

0.90 Para máquinas nuevas

1 H.p. = 42.44 btu/min

Donde:

Gasto másico.

$$Gm = Er \times Tr = 3.0506 \times 9.513 = 29.02 \text{ lb/min}$$

Gasto volumétrico.

$$Gv = Gm \times Vg = 29.02 \times 0.7685 = 22.301 \text{ ft}^3/\text{min}$$

DISEÑO DE UN CUARTO FRIO

110

sustituyendo valores y considerando $\eta_{mec} = 0.75$ y $\eta_v = 0.85$

Tenemos:

$$H.p. = \frac{3.0506 \times 10.26 \times (120 - 107.37)}{42.44 \times 0.85 \times 0.75}$$

$$H.p. = 14.61$$

El motor comercial inmediato para la potencia teórica aproximada que nos dio es de 15 H.p.

Esta potencia teórica se consideró para el total de toneladas de refrigeración. Comparando con las unidades condensadoras seleccionadas en párrafos anteriores, se tienen dos unidades condensadoras de 10 Hp. c/u que nos dan 20 Hp de potencia real que es muy semejante a la potencia teórica donde no se considera las pérdidas de transmisión y que no es un solo motor, por lo que lo consideramos adecuado para nuestro caso.

111

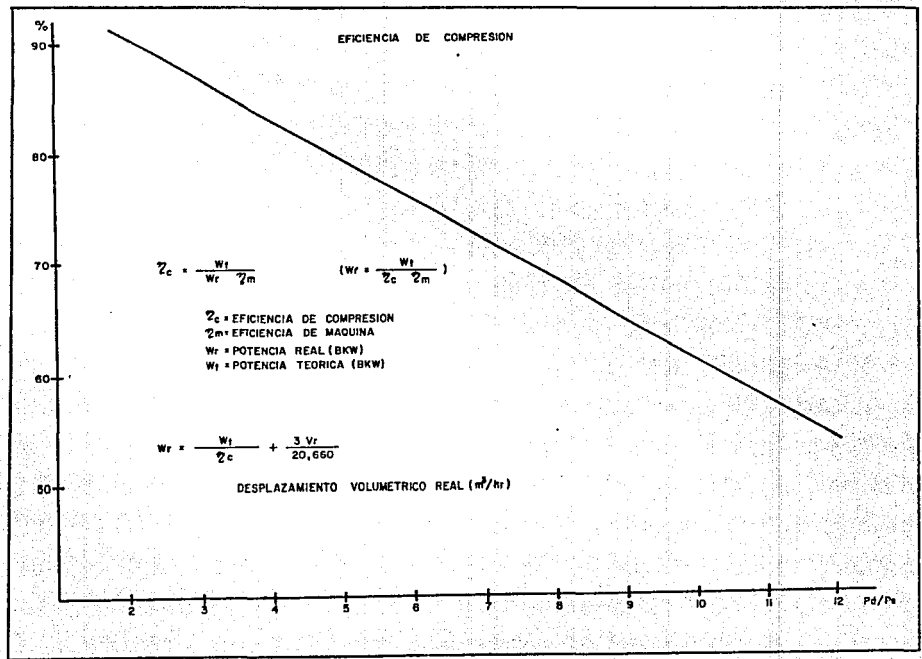


FIGURA (V-5)

4-8) SEPARADOR DE ACEITE.

El separador de aceite está localizado en la descarga del compresor para evitar la circulación de aceite en los demás elementos del sistema.

La eficiencia del separador de aceite se basa en el cambio de velocidad del refrigerante en el choque y en el cambio de dirección del mismo.

La velocidad del refrigerante en el separador no debe pasar de 100 pies por minuto debido a que es el límite de su óptima eficiencia.

El gasto está dado por:

$$Gv = V * A$$

Donde

Gv = Gasto (pies³ / min)

V = Velocidad (Ft/min)

A = Area del separador (Ft²)

Despejando

$$D = \sqrt{\frac{A * Gv}{V * \pi}}$$

Para cada unidad condensadora.

$$Gv = Gm * v$$

V = volumen específico

$$Gm = Er * Tr$$

DISEÑO DE UN CUARTO FRIO

113

$$G_m = 14.51 \text{ lb/min}$$

Entonces

$$G_v = 14.51 * 0.475 = 6.89 \text{ ft}^3 / \text{min}$$

Entonces sustituyendo @

$$D = \sqrt{\frac{4 * 6.89 * 144}{3.1416 * 100}} = 3.55 \text{ in}$$

Comunmente el largo del separador es 3 veces mayor que su diámetro:

$$L = 3 * D = 3 * 3.55 = 10.6 \text{ in}$$

Entonces seleccionamos dos separador de aceite de 3.55 in de diámetro por 10.66 in de longitud.

5-B) CALCULO DEL RECIBIDOR DEL REFRIGERANTE.

El recibidor tiene los siguientes funciones dentro del ciclo de refrigeración:

- Asegurar que haya líquido en la alimentación al evaporador.
- Sirve como almacén de refrigerante líquido.
- Como elemento de seguridad, si falla el condensador o el evaporador todo el refrigerante posible se guarda en el recipiente.

El tamaño del recipiente del refrigerante es aceptado por el factor de 0.15, que es el factor común para almacenes de con-

DISEÑO DE UN CUARTO FRIO

114

servación por medio de refrigerantes, el volumen es:

$$V = Tr \pm 0.15 \text{ (Ft}^3\text{)}$$

En nuestro caso será:

$$V = 9.51 \pm 0.15 = 1.42 \text{ Ft}^3$$

Como se tienen dos unidades condensadoras se necesitan dos recipientes.

$$\text{El volumen de cada recipiente} = 1.426/2 = 0.713 \text{ Ft}^3$$

Si consideramos que el recipiente tiene 3 pies de largo se tendrá una área:

$$A = 0.713 \times 144 / 3 = 34.23 \text{ in}^2$$

Donde:

La dimensión del diámetro de cada recipiente será:

$$D = \sqrt{\frac{A \times 4}{3.1416}} = \sqrt{\frac{34.23 \times 4}{3.1416}} = 6.6 \text{ in}$$

Las dimensiones del recipiente son:

Largo-----34 in

Diámetro-----6.6 in

6-B) CALCULO DE LA VALVULA DE EXPANSION.

Se usan para regular el paso del fluido refrigerante en estado liquido hacia el evaporador suministrando la cantidad justa para evitar la entrada de vapores en ebullición.

Evitar el excesivo sobrecalentamiento al compresor o en caso contrario que llegue el refrigerante con cierto porcentaje de liquido.

En la práctica se emplea las válvulas termostáticas de expansión para todos los refrigerantes debido a sus buenas características al controlar el flujo de refrigerante.

Se empleará la válvula de expansión con igualador externo para que así se pueda compensar el sobrecalentamiento que se tiene por la fricción en tuberías y se pueda controlar mejor el refrigerante debido al gran tamaño del evaporador, la válvula de expansión que emplearemos con el refrigerantes R-22, tiene una temperatura de evaporación de 32°F que produzcan una caída de presión de 2.14 lb/in² como máximo.

De la tabla No. 11 con las capacidades de las válvulas termostáticas de expansión para los evaporadores, seleccionaremos el modelo ATX-45035D que funciona para una capacidad de refrigeración de 5.05 Tr.

Especificación de la válvula termostática de expansión con
igualador externo:

Cantidad: 2 unidades

Tipo: ATX

Modelo: 45035 D

Temperatura de evaporación: 32 °F

Temperatura de condensación: 101°F

Capacidad: 5.09 Tr

VALVULA TERMOSTATICA DE EXPANSION

TABLA Nº 11

MODELO	CAPACIDAD			CONEXION		CARGA	CAPILAR	
	R-12	R-22	R-502	ENT.	SAL.			
ATX	45013D	1.3	2.1	1.6	1/2"	5/8"	"G" (GAS)	1500 mm
	45023D	2.5	3.5	3.3				
	45035D	3.5	5.5	4.2				
	45045D	4.5	7.0	5.4	7/8"	1 1/8"	"L" (LIQUIDO)	2000 mm
	57060D	6.0	9.7	7.2				
	57080D	8.0	13.0	9.5				
	71110D	11.0	17.8	13.2	1 1/8"	1 1/8"	"L" (LIQUIDO)	3000 mm
	71140D	14.0	22.6	16.3				
	71160D	16.0	26.0	19.2				
	12220D	22.0	35.8	26.4	1 1/8"	1 1/8"	"L" (LIQUIDO)	3000 mm
	12270D	27.0	43.5	32.4				
	12330D	33.0	53.4	34.6				
	12420D	42.0	67.6	52.1				
12500D	50.0	81.0	60.0					

CAPACIDAD		CONEXIONES		IGUALADOR	SUPER HEAT	CARGA	CAPILAR	
CPX-3415 BR		Tipo Flare		INTERNO	NO AJUSTABLE	"G" (GAS)	620 mm	
R-12: 1.5 Tons.		3/8" (ENT.)	1/2" (SAL.)					
ACX-15 R		Tipo "O" Ring		INTERNO	AJUSTABLE	"L" (LIQUIDO)	1200 mm	
R-12: 1.5 Tons.		5/8" (ENT.)	3/4" (SAL.)					
MODELO	R-12	R-22	Tipo Flare con filtro (Ent.)		INTERNO	AJUSTABLE	"L" (LIQUIDO)	1200 mm
CPX-N50	0.5	0.9						
CPX-N100	1.0	1.6	3/8"	1/2"				
CPX-N150	1.5	2.4	(ENT.)	(SAL.)				
CPX-N200	2.0	3.2	3/8"	5/8"				
Toneladas			(ENT.)	(SAL.)				

7-B) CALCULO DE LA LINEA DE DESCARGA.

Para las instalaciones que utiliza R-22 se emplea el tubo de cobre, el cual debe de ser de tipo L o K, recocido brillante, deshidratado y sellado. Los accesorios para conexión soldadas deberán ser de cobre forjado o de bronce forjado.

Calcularemos la tubería de descarga en base a la velocidad del refrigerante, la cual debe estar dentro del rango de 1800 a 2700 pies por minuto y además debe de tener una pérdida por fricción que no exceda a 2 Lb/in² por cada 100 pies.

De acuerdo con la ecuación de continuidad, el gasto en una tubería es:

$$G_v = A \cdot V$$

Donde :

G_v = Gasto volumétrico

A = Area

V = Velocidad promedio

Entonces:

$$G_v = G_m \cdot v = 29.02 \cdot 0.475 = 13.78 \text{ Ft}^3 / \text{min}$$

La velocidad

$$V = 1800 + 17000/2 = 2250 \text{ Ft} / \text{min}$$

Entonces:

$$A = G_v / V = 13.7 \cdot 144 / 2250 = 0.88 \text{ in}^2$$

El diámetro interior es:

$$D = \sqrt{\frac{A \times 4}{3.1416}} = \sqrt{\frac{0.88 \times 4}{3.1416}} = 1.059 \text{ in} = 27 \text{ mm}$$

La tubería comercial inmediata es de 1 1/8 "

B-B CALCULO DE LA LINEA DE SUCCION.

Calcularemos la tubería de succión en base a la velocidad del refrigerante la cual debe estar dentro del rango de 1000 a 4600 pies por minuto y además debe tener una pérdida de fricción que no exceda a 2 a 2.5 lb/in² por cada 100 pies en un rango de temperatura de 25 a 50°F.

De acuerdo con la ecuación de continuidad, el gasto en una tubería es:

$$G_v = A \times V$$

Entonces

$$G_v = G_m \times V = 29.02 \times 0.7685 = 22.3 \text{ ft}^3/\text{min}$$

La velocidad

$$V = 1000 + 4600 / 2 = 2800 \text{ ft /min}$$

De donde

$$A = G_v / V = 22.301 \times 144 / 2800 = 1.14 \text{ in}^2$$

El diámetro interior es de:

$$D = \sqrt{\frac{A \times 4}{3.1416}} = 1.2 \text{ in} = 30.6 \text{ mm}$$

La tubería comercial inmediata es de 1 3/16"

DISEÑO DE UN CUARTO FRIO

120

9-B CALCULO DE LA LINEA DE LIQUIDO.

Para el cálculo de la tubería de líquido partimos de la velocidad del refrigerante permisible en el líquido que es de 1400 pies por minuto, con una pérdida por fricción que no exceda de 3 a 5 lb/in² por cada 100 pies de longitud.

De acuerdo con la ecuación de continuidad, el gasto en la tubería es:

$$G_v = A * V$$

$$G_v = G_m * V = 29.02 * 0.2284 = 6.63 \text{ ft}^3/\text{min}$$

La velocidad permisible en refrigerante es de 1400 ft/min

Entonces

$$A = G_v / V = 0.6819$$

El diámetro interior es:

$$D = \sqrt{\frac{A * 4}{3.1416}} = 0.931 \text{ in} = 23.67 \text{ mm}$$

La tubería comercial inmediata es de 1 in

CAPITULO VI.

CONCLUSIONES.

Se seleccionó el ciclo de refrigeración por compresión para el desarrollo de la cámara frigorífica. Se hizo un análisis comparativo para la selección del refrigerante entre el amoníaco y los fluorocarbonos. De este análisis se derivó que es más conveniente el uso de los fluorocarbonos para los cuartos fríos. Actualmente se está desechando el empleo del amoníaco como refrigerante, sobre todo por su peligrosidad.

El criterio que se empleó para el cálculo de la cargas térmicas a remover en la cámara frigorífica es un modelo que se utiliza tanto para pequeños cuartos como para grandes almacenes industriales. En este método se puede ver que los parámetros de diseño están en función de la cantidad del producto, el tiempo de almacenamiento, el lugar de localización del mismo, los rangos de temperatura para conservar el producto, el tipo de empaque que se emplea, la humedad que requiere el producto, la temperatura con que llega al almacén y otros factores.

En la parte de cálculo de la carga se aprecia que entre mayor es la cantidad del producto y entre mayor sea la diferencia

de temperaturas en el almacén se tendrá un equipo más voluminoso y será necesario el empleo de instalaciones de equipos auxiliares, por ejemplo, torres de enfriamiento y cámaras de congelación.

Uno de los aspectos importantes que se ha cuidado durante el desarrollo de esta tesis, es el tratar de hacer el diseño de cámaras frías a través de un procedimiento más técnico que empírico. Es importante resaltar la experiencia adquirida en la formación de un criterio más ampliado para poder utilizar la mucha información existente sobre cámaras frigoríficas tanto en materiales, equipos y parámetros de diseño, así como la habilidad técnica para elaborar las especificaciones necesarias para la selección del equipo.

Es indispensable que el diseñador de cuartos fríos esté actualizado en los adelantos técnicos debido a los avances en los sistemas de refrigeración.

BIBLIOGRAFIA.

123

- Hernandez G. FUNDAMENTOS DE AIRE ACONDICIONADO Y REFRIGERACION. Editorial: LIMUSA, México 1980.
- Marks. MANUAL DEL INGENIERO MECANICO. Octave edición, Mc Graw Hill, México 1984.
- Dossat, R. J. PRINCIPIOS DE REFRIGERACION. Editorial CESCA, México 1980.
- Gilvert C. MANUAL DE REFRIGERACION. Editado por Gilvert Copeland S.A. México, Folleto del 1-5.
- Domenech. J. CONGELACION DE ALIMENTOS. Editorial: Sintet Madrid.
- Perry. MANUAL DE INGENIERO QUIMICO. Sexta edición, Mc Graw Hill, México 1975.
- Air Conditioning and Refrigeration Institute. REFRIGERACION Y AIRE ACONDICIONADO. Editorial Prentice Hall internacional.
- Carrier Air Conditioning Company. MANUAL DE AIRE ACONDICIONADO. Marcomba S.A. de Boixareu.
- P. Rapin. PEQUENUARIO DEL FRIO. Editorial: Técnicos asociados S.A., Barcelona.

Roger H. MANUAL PRACTICO DE REFRIGERACION. Editorial;
Sintes. Barcelona.

CATALOGOS:

Mayekawa de México. MANUAL DE SERVICIO. Editado por:
Mayekawa de México, México.

Gilvert C. UNIDADES CONDENSADORAS Y MOTOBOMBAS.
Editado por: Gilvert Copeland S.A.,
México.

Blásquez A. REFRIGERACION INDUSTRIAL. Editada por:
Ing. Alberto Blásquez, México.

Frigothem Mc. Quay. DIFUSORES. Editado por: Frigothem
Mc. Quay, México.

Saginomiya. VALVULAS Y CONTROLES AUTOMATICOS.
Editado por: Pimsa Saginomiya S.A.
México.