

**ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL**  
**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la**  
**Producción**

“Cálculo de Instalación Frigorífica para Almacenamiento  
de Melón”

**TESIS DE GRADO**

Previo a la obtención del Título de:

**INGENIEROS MECÁNICOS**

Presentada por:

Jorge Vinicio Pantusin Alcívar

Carlos Arturo Guananga Usca

GUAYAQUIL – ECUADOR

AÑO: 2015

## **AGRADECIMIENTO**

A Dios, a mi madre, a mi esposa e hijos.

A todos los profesores a lo largo de mi vida estudiantil, que brindaron su conocimiento y experiencia. Al Ing. Ángel Vargas Z, Director de Tesis, por su apoyo y ayuda invaluable.

A mis amigos y compañeros de clases con quienes compartí momentos de enseñanza, experiencias y alegrías.

Jorge Vinicio Pantusin Alcivar

## **DEDICATORIA**

A mi madre y hermana quienes  
siempre velaron por mi bienestar.

A mi esposa quien siempre me dio  
fuerzas y esperanza para culminar.

A toda mi familia y amigos.

Jorge Vinicio Pantusin Alcivar

## **AGRADECIMIENTO**

Agradezco principalmente a Dios por haberme iluminado en el sendero del bien y camino correcto de la vida y a la vez por haberme permitido vivir para culminar uno de mis más deseados sueños ya que en la vida, la vida misma es lo más grandioso y eso es lo que cuenta.

Finalmente, al Ing. Ángel Vargas Z, Director de Tesis, por su dedicación completa y su total ayuda invaluable.

Carlos Arturo Guananga Usca

## **DEDICATORIA**

A Dios por haberme concedido unos padres ejemplares que impulsaron mi desarrollo tanto académico como personal.

A mis abuelitos en el cielo y en la tierra, a mi familia en general.

A mis grandes amigos de toda la vida.

Carlos Arturo Guananga Usca

## TRIBUNAL DE SUSTENTACIÓN



Ing. Jorge Duque R.  
DECANO DE LA FIMCP  
PRESIDENTE



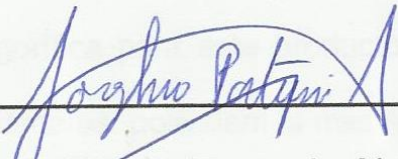
Ing. Ángel Vargas Z.  
DIRECTOR DE TESIS



Ing. Jorge Duque R.  
VOCAL

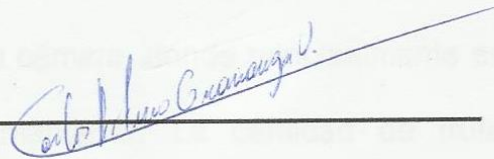
## DECLARACIÓN EXPRESA

“La responsabilidad del contenido de esta Tesis de Grado, nos corresponde exclusivamente; y el patrimonio intelectual de la misma a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL”



---

Jorge Vinicio Pantusin Alcivar



---

Carlos Arturo Guananga Usca

## RESUMEN

El Ecuador tiene gran riqueza radicada principalmente en la agricultura; es por esta razón que las exportaciones de aquellos productos considerados no tradicionales han representado un rubro importante en las ventas realizadas al exterior a lo largo de los últimos años. Siendo uno de las alternativas más importantes el melón.

Y es debido a esto que para exportar un producto que cuente con alta calidad depende en gran medida del procesamiento y tecnología que se le aplique al mismo. Por este motivo se optó por el diseño y cálculo de toda la instalación frigorífica para este producto ya que las industrias actualmente cuentan con cámaras polivalentes mas no únicas y exclusivas para el melón.

Al iniciar el proyecto fue necesario determinar aquellos servicios que se espera cumpla la cámara, donde principalmente esta la capacidad necesaria para enfriar y mantener. La cantidad de fruta que se va a exportar semanalmente. Para esto se realizó un análisis referente a los refrigerantes que se pueden emplear, de manera que se selecciona el más adecuado en base a ventajas y desventajas respecto a los CFCs.



Así también se debe seleccionar los sistemas de refrigeración que se va a emplear, además de los respectivos cálculos para el diseño y selección de condensadores y evaporadores que emplean refrigerante ecológicos.

Se comparará valores recomendados para el dimensionamiento de las tuberías en los principales equipos para refrigerantes CFC frente a los HFC debido a que no existen valores para dimensionar tuberías que emplean refrigerantes ecológicos

## INDICE GENERAL

	Pág.
RESUMEN.....	i
ÍNDICE GENERAL.....	iii
ABREVIATURAS.....	vi
SIMBOLOGÍA.....	vii
ÍNDICE DE FIGURAS.....	ix
ÍNDICE DE TABLAS.....	xi
INTRODUCCIÓN.....	1
CAPITULO 1	
1. EL MERCADO DEL MELON Y SU PROCESAMIENTO.....	3
1.1. Áreas de cultivo .....	3
1.2. Estadísticas de las exportaciones.....	10
1.3 Preparación post cosecha del melon para su exportación.....	16
CAPÍTULO 2	
2. CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES DEL MELON.....	25
2.1. Introducción.....	25
2.2. Variedades.....	27
2.3. Composición química del melón.....	31

### CAPÍTULO 3

3. ANÁLISIS DE LAS DIMENSIONES Y CÁLCULO DE CARGA DE LA CÁMARA DE REFRIGERACION.....	35
3.1. Calculo de las dimensiones requeridas para la cámara de almacenamiento.....	35
3.2. Selección y cálculo del aislamiento de paredes, techo, puerta y piso.....	45
3.3. Aporte calorífico debido a las paredes, piso y tumbado.....	58
3.4. Cálculo del aporte calorífico debido al producto, tarima y embalaje.....	63
3.5. Aporte calorífico debido al cambio de aire e infiltraciones.....	68
3.6. Aporte calorífico de los equipos eléctricos y personal.....	70
3.7. Carga frigorífica total.....	72

### CAPÍTULO 4

4. SELECCIÓN DEL SISTEMA DE REFRIGERACION, DEL REFRIGERANTE Y CALCULO DEL CICLO TERMODINÁMICO.....	73
4.1. Selección del sistema de refrigeración.....	73
4.2. Clasificación de los refrigerantes.....	86

4.3. Selección del refrigerante.....	97
4.4. Propiedades del refrigerante seleccionado.....	97
4.5. Determinación de las temperaturas de condensación y evaporación	102
4.6. Trazado del ciclo termodinámico y cálculo de las potencias y capacidades de los componentes principales.....	105

## CAPÍTULO 5

### 5. SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS DE LA INSTALACIÓN

FRIGORÍFICA.....	117
5.1. Tipos de compresores.....	117
5.2. Selección del compresor.....	119
5.3. Tipos de condensadores.....	123
5.4. Selección de la unidad condensadora.....	124
5.5. Tipos de evaporadores.....	128
5.6. Selección del evaporador.....	129
5.7. Selección y dimensionamiento de tuberías.....	131
5.8. Selección de los dispositivos de control y anexos.....	147

## CAPÍTULO 6

6. CONCLUSIONES RECOMENDACIONES.....	163
GLOSARIO.....	166
APÉNDICES.....	168
ANEXOS.....	200
PLANOS.....	206
BIBLIOGRAFÍA.....	212

## ABREVIATURAS

Atm	Atmosfera
BTU	Unidad Térmica Británica
CFC(s)	Clorofluorocarburo(s)
cm <sup>2</sup>	centímetro cuadrado
cm <sup>3</sup>	centímetro cubico
CRT	Calor rechazado total
Evap	Evaporación
GWP	Potencial de calentamiento global
H	Hora
HCFC(s)	Hidroclorofluorocarburo(s)
HFC(s)	Hidrofluorocarburo
J	Joule
Kcal	Kilocaloría
Kg	Kilogramo
Kw	Kilovatio
LEL	Bajo nivel explosion
lb	Libra
m <sup>3</sup>	metro cubico
M	Metro
ODP	Potencial de destrucción del ozono
Psi	libras por pulgadas cuadrada
ppm	Partes por millón
Ft	Pie
S	Segundos
Temp	Temperatura
UEL	Upper explosion level

## SIMBOLOGIA

S	Área superficial de transferencia de calor
$A_c$	Área de la sección transversal al flujo de aire
$A_o$	Área de la superficie externa para un tubo
C	Calor específico
$c_p$	Calor específico de un producto en particular
C	Capacidad térmica
D	Diámetro exterior de los tubos
$D_i$	Diámetro interior de tubería
$D_e$	Diámetro equivalente
E	Espesor pared de tubería
°F	Grados Fahrenheit
°C	Grados Celsius
f	Factor de fricción
G	Aceleración de la gravedad
G	Velocidad de masa
$G_L$	Velocidad de masa en estado líquido
$G_v$	Velocidad de masa en estado gaseoso (vapor)
H	Entalpia
$h_2$	Entalpia del refrigerante vapor saturado
$h_3$	Entalpia del refrigerante líquido saturado
$h_f$	Perdidas de presión por fricción
$h_{fg}$	Calor latente de vaporización
H	Altura de condensador o evaporador
K	Conductividad térmica;
$K_a$	Conductividad térmica del aire
$K_t$	Factor de corrección para accesorios
$K\Delta p$	Factor de corrección para caídas de presión para accesorios
L	Longitud de tubería
$L_e$	Longitud efectiva
M	Masa
$\dot{m}_r$	Flujo másico de refrigerante, Kg/s
N	Cantidad de tubos en el intercambiador de calor
Un	Número de Nusselt (o de Biot)
P.E.	Punto de ebullición
PE	Presión estática
Pr	Número de Prandtl
$V_{evap}$	Flujo volumétrico de aire
Q	Flujo de calor
$Q_c$	Flujo de calor de condensación
$Q_{evap}$	Flujo de calor de evaporación
$Q_n$	Flujo de calor nominal

$Q_u$	Flujo de calor unitario
$R$	Relación de compresión
$r_1$	Radio interno de tubería
$r_2$	Radio externo de tubería
$ReG$	Número de Reynolds en función de la velocidad másica
$S$	Entropía
$S_t$	Área de flujo del refrigerante
$T$	Paso de aletas
$T_{cong}$	Temperatura congelación
$T_i$	Temperatura a la entrada del evaporador
$T_f$	Temperatura de película
$T_o$	Temperatura a la salida del evaporador
$T_s$	Temperatura superficial
$T_\infty$	Temperatura de corriente libre del aire
$U$	Coefficiente global de transferencia de calor
$V$	Velocidad
$V$	Velocidad lineal del aire (frontal), m/s.
$\alpha$	Difusividad térmica
$\alpha_a$	Coefficiente de convección del aire
$\alpha_r$	Coefficiente de convección del refrigerante
$\rho$	Densidad; l líquido, v vapor
$\rho_f$	Cantidad de aletas por tubo
$\mu$	Viscosidad dinámica
$\nu$	Viscosidad cinemática
$\Delta T_{ml}$	Diferencia de temperatura media logarítmica
$\Delta T$	Diferencia de temperatura
$\Delta p$	Diferencia de presión



## INDICE DE FIGURAS

		Pág.
Figura 1	Datos estadísticos de exportación.....	5
Figura 2	Exportación en toneladas.....	7
Figura 3	Estadísticas de exportación.....	11
Figura 4	Espesor de aislantes y conductores térmicos.....	47
Figura 5	Esquema de la configuración del aislante de la pared.....	58
Figura 6	Dimensiones de la tarima.....	66
Figura 7	Diagrama psicométrico.....	70
Figura 8	Ciclo básico de refrigeración.....	76
Figura 9	Diagrama P-h.....	77
Figura 10	Ciclo de refrigeración etapas múltiples.....	80
Figura 11	Sistema de refrigeración en cascadas.....	82
Figura 12	Matriz de inflamabilidad toxicidad de refrigerantes.....	90
Figura 13	Refrigerantes primarios usados en instalaciones frigoríficas.....	94

Figura 14	Diagrama P-h Trazado ciclo termodinámico.....	111
Figura 15	Esquema de aislamiento de tuberías.....	148

## INDICE DE TABLA

		Pág.
Tabla 1	Productores de melón para exportar melón.....	6
Tabla 2	Productores de melón por provincia.....	8
Tabla 3	Composición de los melones por cada	31
Tabla 4	100g..... Propiedades termodinámicas del melón.....	34
Tabla 5	Numero de empaques con diferentes dimensiones que es posible acomodar en una tarima de 0.1x12m.....	42
Tabla 6	Dimensiones de empaque recomendados por los mercados europeos y de los EE.UU.....	43
Tabla 7	Propiedades de los	48
Tabla 8	aislantes..... Materiales a ser usados en la cámara.....	50
Tabla 9	Coefficientes globales de transmisión de calor.....	51
Tabla 10	Temperatura ciudad de Guayaquil.....	51
Tabla 11	Temperatura de las paredes.....	52
Tabla 12	Coefficientes de convección superficial.....	54
Tabla 13	Temperaturas de las paredes de la cámara según su orientación.....	60

Tabla 14	Propiedades medio ambientales de los refrigerantes.....	95
Tabla 15	Propiedades medio ambientales de las mezclas refrigerantes.....	96
Tabla 16	Propiedades del refrigerante seleccionado.....	99
Tabla 17	Compatibilidad entre gases y lubricantes.....	102
Tabla 18	Diferencia de temperatura vs. Humedad relativa.....	104
Tabla 19	Presión vs. Temperatura del refrigerante R404A.....	106
Tabla 20	Condensador seleccionado.....	127
Tabla 21	Selección del evaporador.....	130
Tabla 22	Velocidades recomendadas (m/seg) en tuberías para el refrigerante R404A.....	131
Tabla 23	Tabla de saturación del refrigerante R404A.....	132
Tabla 24	Tubería de cobre de diámetro externo para servicios de refrigeración, automotrices y de uso general (ASTM B280).....	133
Tabla 25	Propiedades del aire a la temperatura de película del aire a 269 K.....	143



## INTRODUCCION

Ecuador es un país agrícola que posee climas variados por su situación geográfica, lo cual le permite obtener diferentes tipos de productos a lo largo del año, que no solo abastecen el consumo local sino que también son exportados.

Actualmente se encuentra en constante explotación aquellos frutos dulces que pueden ser transportados a diferentes partes del mundo manteniendo su gran sabor. Entre estos productos podemos mencionar la exportación del melón, que es el producto con el cual Ecuador se está introduciendo en grandes e importantes mercados.

Para el Ecuador el ingreso de los productos no tradicionales a diversos mercados, como lo es el melón ha significado un crecimiento positivo en la balanza comercial agropecuaria.

Dentro de las provincias que son las que producen melón se puede mencionar a las Provincias del Guayas y Santa Elena, que son quienes aportan entre el 56% de su producción a las exportaciones ecuatorianas de melón; debido a su facilidad y cercanía para transportar su producto a los principales puertos del país.

Además del poder transportar las frutas a los puertos, es necesario considerar un proceso de gran importancia para que el melón pueda llegar a su destino en estado óptimo, como es refrigerar el producto antes de poder ser embalado en los container, para lo cual se ha realizado este “PROYECTO DE INSTALACIÓN FRIGORÍCA”, de manera que se pudieran establecer ideas sobre su ubicación, posición de las cámaras y los criterios de dimensionamiento, los cuales permitirán conocer las características necesarias a cumplir para la construcción.

En la presente tesis se detalla el procedimiento de cálculo de una cámara frigorífica para almacenar melón, la cual es la fruta que se exporta y por lo tanto la de mayor importancia, justificándose de esta manera la realización del proyecto.

Entre los requerimientos que debe cumplir la cámara se pudo mencionar los principales parámetros que son necesarios para poder iniciar el proyecto, además de las condiciones de almacenamiento que se deben lograr para que las principales características organolépticas de la papaya se mantengan por el tiempo deseado, que es hasta que llegue al consumidor final.

Se presenta un análisis del sistema de refrigeración a utilizar, en la que se muestra un criterio de selección en base a las ventajas y desventajas que tiene el mismo.

# **CAPÍTULO 1**

## **1. EL MERCADO DEL MELON Y SU PROCESAMIENTO**

### **1.1. Áreas de cultivo**

El Ecuador por las características de su clima y suelo, tiene el privilegio de contar con diversos productos agrícolas, siendo una de las alternativas más importantes el Melón, el cuál será la materia prima, base de este estudio. Dentro del país, se lo cultiva en algunas provincias tales como: Santa Elena, Los Ríos, El Oro y Manabí.



El melón es considerado dentro del grupo de fruta climatérica; y entre los aspectos botánicos generales se puede mencionar:

**Familia:** Cucurbitácea

**Género:** Cucumis

**Especie:** Cucumis melo

Se trata de una planta herbácea, que se presenta en diversas variedades botánicas, las cuales se diferencian significativamente entre sí en aspectos tales como: sensibilidad al frío, su capacidad de conservación, su actividad metabólica y sobre todo, su apariencia en la forma, tamaño y estructura de la cáscara. En lo relacionado a los suelos, el melón no es muy exigente, por lo que brinda la posibilidad de cultivarlo en una amplia variedad de superficies, permitiendo de esta manera su crecimiento y desarrollo en diversas zonas rurales del país, ayudando a la economía de familias ecuatorianas.

En el Ecuador según datos proporcionados por el Tercer Censo Agropecuario del año 2000 se han sembrado 924ha. de melón como monocultivo, en 1,014 Unidades de Producción Agropecuaria (UPAs) es una extensión de tierra dedicada total o parcialmente a la producción agropecuaria.

La producción fue de 7,549 tn. de las cuales se vendieron 7,152 tn. Del total de los cultivos de melón en el país, el 23% estaba destinado a la exportación del melón tipo Honeydew. El 77% restante de la producción, se destinó para el consumo local.

En la figura No.1 según datos estadísticos de la FAO ( Food and Agriculture Organization of the United Nations) la producción de melón en el Ecuador se ha incrementado 216% desde el año 1997 hasta el año 1999, y de ahí hasta la actualidad se ha mantenido estable.

Los datos del Censo Agrario son tomados como más exactos. Los datos de FAO muestran que la producción de melón fue afectada durante los años 1997 y 1998, debido al fenómeno del Niño.

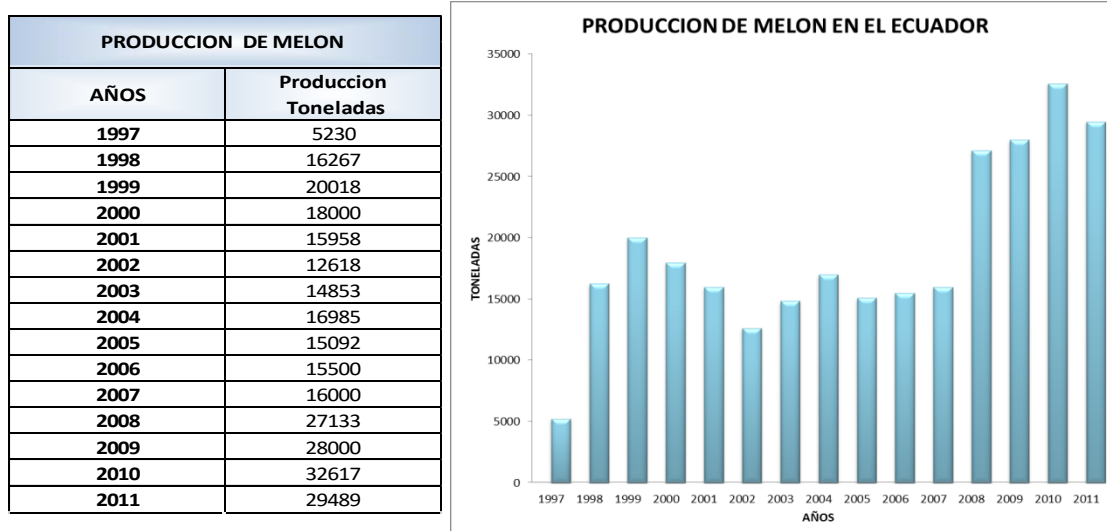
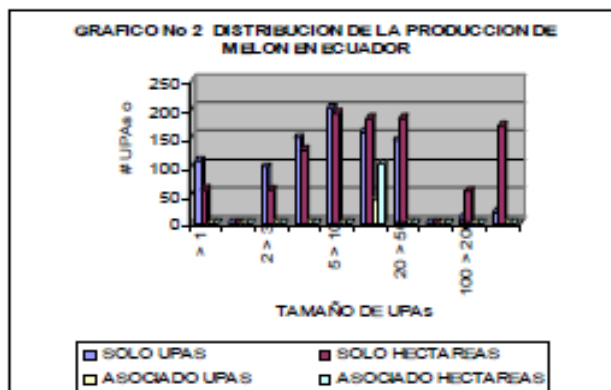


Figura 1.- Datos estadísticos de exportación de melón

La Tabla No. 1 muestra un listado de principales productores de melón Honeydew en el Ecuador.

<b>TABLA N° 1 PRODUCTORES DE MELÓN PARA EXPORTAR EN ECUADOR</b>		
<b>NOMBRE DE HACIENDA</b>	<b>AREA Ha.</b>	<b>UBICACIÓN</b>
La Carmela	10	Pascuales
Nabigra	16	Palestina
Cultivo valle	30	El Azucar
Candela	10	Pedro Carbo
San Antonio	33	Palestina
Bonanza	20	Via Daule-Laurel
Sta. Miriam	5	Km. 40 Via a la costa
Cecilia	15	Isidro Ayora
El Bejucal	35	Lomas de Sargentillo
Rio Nuevo	13	Pedro Carbo
Granja Lucia	22	Pedro Carbo
La Ilusion	17	Cerecita
Almarraz	5	Km. 26 Via Duran- Tambo
Dos Hermanos	6	Zona Taura
Total	237	Ha.

La información de la Figura No. 2, que también proviene del Tercer Censo Nacional Agropecuario, detalla el tamaño y el número de UPAs del cultivo de melón, desde 1 ha hasta más de 200 ha, separado tanto en monocultivo como en cultivo asociado. El melón se siembra principalmente entre las 3 ha a 50 ha para los monocultivos. Los cultivos asociados tienen mayor concentración entre las 10 y 20 ha.



Fuente: Proyecto SICA/ Banco Mundial

Figura 2.- Distribución de la producción de melón en Ecuador

### Distribución geográfica de la producción

El cultivo se encuentra distribuido casi en su totalidad en la Costa. La zona de mayor producción es la provincia del Guayas (Tabla No. 2), con el 56% del área total cultivada principalmente en la Península de Santa Elena, Lomas de Sargentillo, Isidro Ayora, Pedro Carbo, Palestina y Laurel.

Manabí tiene 38%, del área cultivada en monocultivo, Esmeraldas 2% y otros 4%. Como cultivos asociados Guayas también tiene la mayor área sembrada con 78%, le sigue Manabí con 15%, Esmeraldas con 2% y otros con 5%. La distribución geográfica de las UPAs es similar a las de las áreas de cultivo.

La provincia del Guayas, cuenta con una importante red vial de primer y segundo orden que la enlaza con el resto de la República. El terminal

marítimo de Guayaquil permite movilizar la mayor parte de importaciones y exportaciones ecuatorianas y el aeropuerto internacional opera permanentemente con numerosas líneas aéreas.

TABLA N° 2 PRODUCTORES DE MELON POR PROVINCIA				
PROVINCIAS	UPAS	Superficie cosechada	UPAS	Superficie cosechada
	SOLOS		ASOCIADOS	
Azuay	4	0	0	0
Cotopaxi	1	0	0	0
Chimborazo	0	0	1	0
El Oro	17	11	0	0
Esmeraldas	52	22	7	4
Guayas	432	519	152	133
Imbabura	4	2	0	0
Loja	2	2	0	0
Los Rios	4	4	3	1
Manabi	390	352	58	26
Morona Santiago	1	0	0	0
Pastaza	1	0	0	0
Tungurahua	71	0	0	0
Zamora Chinchipe	0	0	0	0
Galapagos	29	5	7	6
Orellana	7	7	0	0
Total	1015	924	228	170

### Niveles de productividad

Según FAO, los rendimientos de melón en Ecuador han sido aproximadamente de 10t/ha donde 1997 hasta 2001; se conoce que buenos productores han llegado a sacar más de 20 t/ha.

Según el Gráfico No. 3, del total de 1,107 ha sembradas, 339 ha (31%) se sembraron con semilla reciclada, 145 ha (13%) con semilla seleccionada, 623 ha (56%) con semilla certificada.

Cultivos con riego hay 735 ha que equivale al 66%; mientras que el resto se cultivan sin riego. Áreas cultivadas con aplicación de fertilizantes hay 891 ha que equivalen al 80%. En lo que respecta al paquete de control fitosanitario, 915 ha (83%) lo usan.

Según estos datos se puede concluir que solamente 56% del área cultivada utiliza una tecnología adecuada. En Ecuador la producción se divide en dos tipos de productores, los que realizan la producción para el consumo interno, que son los pequeños que producen el melón Cantaloupe y los productores exportadores que son los se dedican a la producción de Honeydew.

Los primeros en su mayoría son agricultores que tienen una educación promedio basada en los primeros años de primaria, cultivan la mayor parte del área de melón y, carecen de tecnología, es decir, que emplean sus conocimientos aprendidos de generación en generación.

Con los productores exportadores es totalmente distinto, pues se rigen bajo las normas internacionales de calidad para poder entrar a los mercados de destino que exigen requisitos para la exportación de esta clase de productos. Además tienen exigentes monitoreo por parte de la agencia de control fitosanitario de los Estados Unidos (APHIS) que realiza controles dependiendo del número de exportaciones que se

efectúen en el país, de esta manera evitan la introducción plagas cuarentenarias, en especial de la Mosca de la Fruta.

En Ecuador el consumo del melón es generalmente como fruta fresca.

El Consumo Aparente ha aumentado de 3,500 t en el año 1997 a 18,723 t en el 2000. Esto se debe a un claro aumento en la producción del melón en el país, que en los años 2000 y 2001 tuvo un aumento de casi cuatro veces más con relación al año 1997. En cuanto a las exportaciones, se nota un comportamiento irregular; en 1997 fue de 1,730 t para tener incrementos considerables en los años 1998 y 1999 de hasta 6,205 t el mejor de los años analizados, para luego tener una brusca caída nuevamente en el 2000 con 1,295 t.

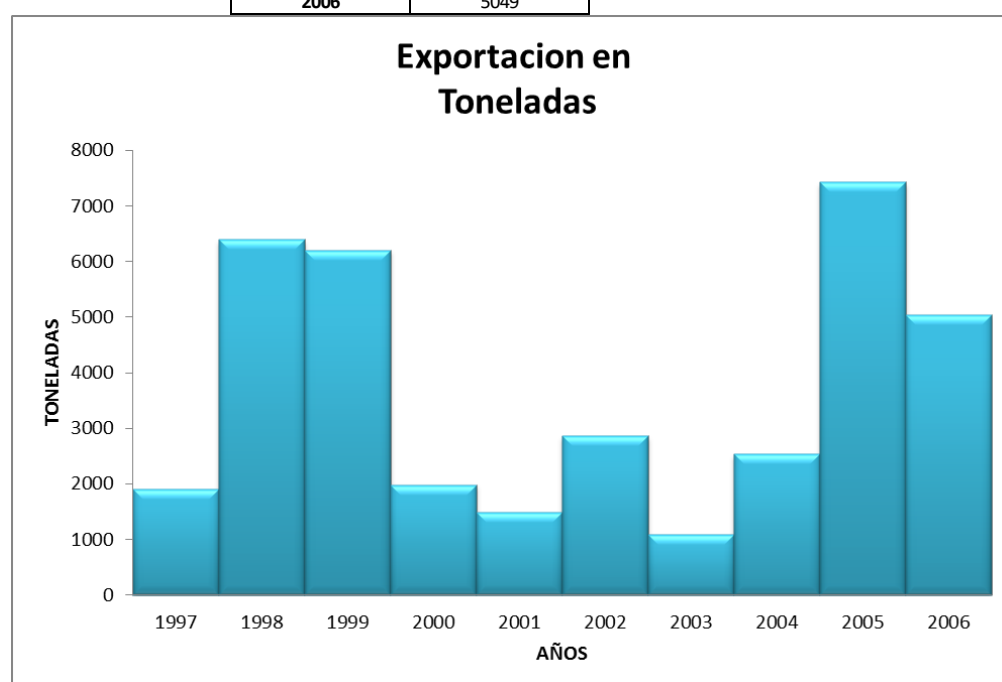
## **1.2. Estadísticas de Exportación.**

La producción de melón en el Ecuador para la exportación se viene realizando hace diez años aproximadamente, con una tendencia creciente.

El número total de toneladas producidas pasó de 25.000 en 1990 a casi 45.000 en el año 1.994, pero registrando una caída importante en 1995 llegando en 1997 a aproximadamente 50.000 toneladas, de las cuales

se exportaron 9.000 TM. Para el año 1999 se mantuvo en cifras similares a las del periodo anterior

EXPORTACION DE MELON	
AÑOS	Exportacion en Toneladas
1997	1900
1998	6398
1999	6205
2000	1979
2001	1493
2002	2859
2003	1085
2004	2534
2005	7433
2006	5049



**Figura 3.-** Estadísticas de exportación

La variedad de melón que más se consume en el Ecuador es la CANTALOUPE; mientras que la variedad HONEYDEW no tiene mucha aceptación por parte de los consumidores ya que éstos no están acostumbrados al sabor y color verde de su pulpa.



La fruta es consumida durante todo el año por cuanto muchas fincas cuentan con riego en el verano, abasteciendo la demanda durante todos los meses.

El manipuleo del melón que se vende en el mercado local no es el más adecuado por lo que la fruta no llega al consumidor en buenas condiciones, sobre todo en la región de la Sierra. Este hecho y la falta de un hábito de consumo han determinado que el cultivo del melón no alcance la importancia de otras frutas tropicales como la papaya y la piña, Estados Unidos es el principal importador de melón en el mundo, para Ecuador representa el 62% de las exportaciones y cada año continúa creciendo la cantidad de toneladas compradas por este país, además es un excelente productor durante los meses de estación (Junio-October).

La producción de melones de Estados Unidos se concentra principalmente en los Estados de Arizona y California. Es el segundo exportador mundial con más de 140,000 TM/año y sólo es superado por España con más de 315,000 TM/año. Las variedades que produce son: Cantaloupe, Honeydew y Amarillo.

Durante los últimos años la producción de melón variedad Honeydew se ha incrementado en un 15% llegando a 230 mil TM en 1998, lo cual se

ha conseguido con un área cosechada de aproximadamente 10.800 Has. Lo que nos determina un rendimiento por hectárea de aproximadamente 21,3 TM/ha. Estados Unidos tiene una producción interna de melón concentrada desde el mes de Junio hasta Octubre, período en el cual satisfacen la demanda doméstica y además pueden exportar a otros países como Japón y Canadá.

La demanda potencial de melón en general para Estados Unidos viene creciendo aceleradamente en los últimos años.

Para el caso del melón variedad Honeydew, no sólo el incremento en el área cultivada, sino un aumento en las importaciones de los últimos años nos llevarían a pensar que este producto está ganando terreno dentro del mercado americano.

### **Perspectivas Futuras.**

Algunos factores han ayudado al desarrollo del mercado mundial del melón, entre ellos encontramos los acuerdos multilaterales de comercio y sus procesos de liberalización de comercio; el desarrollo tecnológico de los medios de comunicación; el mejoramiento en las redes de distribución y transporte de productos; los sistemas financieros eficientes, que permiten el auge de los mercados de capital y de

inversión; y finalmente todos los cambios generados en los hábitos de consumo, la protección de la salud y el medio ambiente.

Estos resultados permiten concluir que la estructura de las exportaciones agropecuarias de América Latina tiende a acoplarse a los patrones de consumo de los mercados internacionales donde predomina la tendencia a una alimentación orientada a productos que favorezcan el mejoramiento de la salud; el consumo de productos exóticos y a la demanda de productos acordes a los nuevos hábitos de consumo tales como la preferencia en alimentos frescos y congelados y que sean de fácil preparación en los hogares.

En países desarrollados, donde el nivel de vida es mayor (mayor ingreso per cápita), existe un menor espacio de tiempo destinado a la alimentación, el auge de productos "de rápida preparación" o "cuarta gama", facilita el consumo de frutas frescas o procesadas. El incremento en el tamaño de las poblaciones de origen hispano y asiático a nivel mundial, promueven a su vez el consumo de más frutas.

La diversificación de los productos ofertados también se relaciona con la demanda de nuevos sabores. Debido al mayor cuidado de la su salud de las poblaciones en la tercera edad, principalmente en países

desarrollados, también se ve un incremento en el consumo de productos con menor contenido de grasas, azúcares y sales.

El desarrollo de la investigación, generación y empleo de nuevas tecnologías para incrementar los rendimientos de los productos de frutas, mediante la incorporación de la biotecnología, manejo de la estacionalidad comercial, mediante variedades tardías y tempranas, el empleo de atmósfera controlada, de nuevos embalajes, de instalaciones refrigeradas computarizadas y de otras técnicas, permite acrecentar la capacidad y calidad de la oferta, disminuir los periodos de carencia de los productos en los mercados, resultando en temporadas de contrastación cada vez menores en término de tiempo y volumen.

Todas estas facilidades tecnológicas además de favorecer la calidad de los productos, también incentivan a las economías desarrolladas a auto abastecer sus mercados, provocando de esta manera una mayor competencia para los países que se basaban la mayor parte de sus ofertas en las ventajas de producciones estacionales.

Para países Latinos Americanos lo que sí es seguro es que la competencia se va a volver más fuerte y la calidad de los melones ofrecidos va a jugar un papel cada vez más importante como criterio de compra del producto.

### 1.3. Preparación post cosecha del melón para exportación.

#### Descripción Morfológica

Los “Honeydew” se caracterizan por presentar plantas vigorosas, con guías fuertes, hojas grandes (15 cm. de largo), de color verde claro. Los frutos son redondos o ligeramente ovalados, de 15-19 cm. de largo, y 13-17 cm. de ancho, peso promedio 1.2-1.5 Kg, color de la piel blanco y blanco verdoso, de superficie lisa y pulpa de color verde, gruesa, firme y bien jugosa.

#### Evolución Fisiológica

Las etapas de desarrollo fisiológico del melón pueden sintetizarse de la siguiente manera:

1 Germinación Desde Siembra hasta salida de plántulas	7-10días
2 Desarrollo Vegetativo Formación de sistema productivo	30 días
3 Floración Aparición de flores masculinas y femeninas	5 días
4 Maduración Alcanza tamaño normal y contenido de azúcar	30 días
5 Recolección Cosecha de frutos en 3 recolecciones	15 días

#### Índices de Calidad.

Bien formados, casi esféricos y de apariencia uniforme. Cicatriz del pedúnculo lisa, sin adherencias de tallo (tallo-unido) que sugiera cosecha prematura. Ausencia de cicatrices, quemaduras de sol o

defectos de superficie. Firme, sin evidencia de magulladuras o deterioro excesivo. Se ve pesado para su tamaño y con la cavidad interna firme, sin semillas sueltas o acumulación de líquido.

### **Grados y Estándares de Calidad**

Los estándares de calidad de Estados Unidos para melón Honeydew son los siguientes (3):

#### **Calidad**

##### **“51.3740 US. No 1”**

“US No 1” consiste en los melones Honeydew que son maduros firmes y bien formados y están libres de daños causados por suciedad, con cáscara dañada, escaldados por el sol, muy maduro, estropeado u otras cosas (ver 51.3744).

##### **“51.3741 US. Comercial”**

“US Commercial” consiste en los melones Honeydew que cumplen con los requerimientos de calidad US No 1, excepto por el aumento de la tolerancia por defectos (ver 51.3744).

##### **“51.3742 US No 2”**

“US No 2” consiste en los melones de tipo Honeydew que están maduros, firmes, bien formados, libres de golpes y libres de serios daños por cualquier causa (ver 51.3744).

## **Sin clasificación**

### **“51.3743 Sin clasificación”**

“Sin clasificación” consiste en los melones que no clasifican dentro de los parámetros establecidos anteriormente. El término “sin clasificación” no es una calidad con el significado de estos estándares sino una designación para mostrar que ninguna clasificación ha sido mostrada al lote.

## **Manejo**

- Temperatura: 45° – 50° F, 7.2° – 10° C; melones maduros pueden mantenerse a temperaturas de 36°-38° F
- Humedad relativa: 90% al 95%.
- Humectador: No
- Típica vida en percha: 14 – 21 días
- Sensibilidad al Etileno

## **Temperatura Óptima**

7°- 10° C (45° - 50° F). La vida de almacenamiento es normalmente de 12-15 días a 7° C (45° F), pudiéndose extender hasta 21 días.

Las temperaturas de almacenamiento y embarque óptimas reportadas por fuentes autorizadas varían. La mayoría de las recomendaciones

coinciden en 7° C (45° F) y 85 – 90 % HR como las condiciones óptimas de manejo.

En general, si los melones tienen madurez de consumo o se pre-tratan con Etileno a 100 ppm por 24 horas, las recomendaciones comerciales para el embarque o el almacenamiento de corto plazo se encuentran a menudo en el intervalo de 2.5° – 5° C ( 36.5° – 41° F ). Los periodos prolongados a estas temperaturas inducen daño por frío, el cual se evidencia rápidamente cuando las frutas se transfieren a las temperaturas presentes en los exhibidores de venta en detalle.

#### **Humedad relativa óptima**

85 – 90% HR; la humedad relativa alta es esencial para prevenir la desecación y la pérdida de brillo de las frutas. Los periodos prolongados a humedad más alta o la condensación puede acentuar el crecimiento del moho superficial.

#### **Efectos del Etileno**

La aplicación del Etileno a 100-150 ppm por 18-24 h a 20° C (68° F) se ha utilizado para inducir la maduración de consumo de los melones Honeydew fisiológicamente maduros.



Las frutas inmaduras fisiológicamente no se ablandan ni desarrollan una calidad sensorial característica, aun con el tratamiento de etileno.

Actualmente, la maduración con etileno no es una práctica comercial en la industria californiana del melón Honeydew.

### **Efectos de las Atmósferas Controladas (AC)**

En la mayoría de los casos, el almacenamiento o el embarque en atmósferas controladas ofrece solamente beneficios moderados a los melones Honeydew. En periodos de tránsito prolongado (1-28 días), se ha reportado que los melones en proceso natural de maduración de consumo resultan beneficiados: maduración lenta, respiración reducida e inhibición de mohos y pudriciones.

Las condiciones más aceptadas son 3% O<sub>2</sub> y 10% CO<sub>2</sub> a 7° C. Las concentraciones elevadas de CO<sub>2</sub> (10-20%) son toleradas pero producen efervescencia en la pulpa. Este sabor carbonatado se pierde cuando la frutase transfiere al aire.

Las bajas concentraciones de O<sub>2</sub> (menor 1%) o altas de CO<sub>2</sub> (mayor 20%) alteran la maduración y causan sabores y olores desagradables y otros defectos.

### **Fisiopatías**

El daño por frío normalmente ocurre después del almacenamiento a temperaturas menor a 7° C (45° F) por algunos días. La sensibilidad al daño por frío disminuye a medida que la madurez fisiológica o la de consumo aumentan. Los síntomas del daño por frío incluyen picado, coloración Pardo rojiza, incapacidad para madurar normalmente, sabores desagradables y mayor incidencia de pudriciones en la superficie.

### **Enfermedades**

Las enfermedades no son en general causas importantes de pérdidas post cosecha en los melones Honeydew en comparación con el daño por frío y los daños físicos debidos a magulladuras. Comúnmente, las pudriciones o mohos superficiales son causados por los hongos fitopatógenos Cladosporium, Geotrichum, Rhizopus, Alternaria y ocasionalmente Mucor yFusarium.

### **Consideraciones Especiales**

El enfriamiento rápido por aire forzado inmediatamente después de la cosecha es indispensable, particularmente si las temperaturas de la pulpa en la cosecha exceden 27° C (80° F). El punto final del enfriamiento depende de la maduración deseada en tránsito y la capacidad de refrigeración del vehículo.

Los melones Honeydew pre-cortados rápidamente absorben olores el periodo de almacenamiento esperado, es más corto y generalmente no excede a 14 días. Los melones Casaba, Juan Canary y Santa Claus conservan una mejor calidad cuando se les almacena a la mayor temperatura del intervalo recomendado para el almacenamiento, 10° C (50° F), por hasta 21 días.

### **Empaque**

El calibre se define generalmente por el número de frutas por caja de 10 kg.

Los calibres requeridos por los alemanes son de 5 – 6 y algunas veces 8.

Los ingleses prefieren los calibres 5 – 6. Por otro lado, los calibres requeridos por los estadounidenses van desde 5 a 7 y algunas veces de 8 a 10.

### **Generalmente se distribuye en los siguientes empaques:**

- 35 lb contenedor
- 30 lb 2/3 cartones
- 30 lb cartones, incluyendo importaciones

La clasificación por tamaño se basa en el número de frutas que cabe en un envase de 18.2 kg (40 lb), normalmente 9,12,15 y ocasionalmente 18 o 23melones por cartón. También se puede utilizar una reja de madera (huacal) con capacidad de 18 a 45 frutos.

El Ecuador exporta melón en forma fresca y en conserva (ingrediente en ensaladas de frutas). La oferta de melón fresco en trozos es muy limitada.

### **Acondicionamiento, transporte y conservación**

En el almacenamiento y transporte es muy importante considerar la compatibilidad de los productos que se coloquen juntos. Si se junta un producto que genere Etileno con otro que tenga alta sensibilidad a esta hormona, se tendrán problemas. Habrá que considerar también sensibilidades al ataque de patógenos y posibles contaminaciones de olor.

Durante el transporte, es de primordial importancia evitar el daño mecánico producido por golpes, vibraciones o cambios de temperatura, que pueden producir condensación de humedad.

Generalmente se disponen 6 cajas por cama por 10 de altura, o sea 60 cajas por paleta.

El melón Honeydew y Canary se pueden conservar por más de un mes, entonces el transporte por vía marítima es posible.

El transporte de melón por barco se efectúa en contenedores refrigerados autónomos o de tipo Canary. La temperatura óptima para el transporte es de 4° – 7° C, según el tipo. La humedad relativa del aire es de 90%, con atmósfera controlada Composición de la atmósfera controlada: 3 – 5% O<sub>2</sub>, 10% CO<sub>2</sub> (de 5% a 15% según el tipo).

# CAPÍTULO 2

## 2. CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES DEL MELÓN

### 2.1. Introducción

No existe un criterio homogéneo en lo referente al origen del melón, aunque la mayoría de los autores acepta que el melón tiene un origen africano. Si bien, hay algunos que consideran la India como el centro de domesticación de la especie, ya que es donde mayor variabilidad se encuentra para la misma. Afganistán y China son considerados centros secundarios de diversificación del melón y también en España la diversidad genética es importante.

**-Familia:** Cucurbitaceae.

**-Nombre científico:** Cucumis melo L.

**-Planta:** anual herbácea, de porte rastrero o trepador.

**-Sistema radicular:** abundante, muy ramificado y de rápido

desarrollo.

**-Tallo principal:** están recubiertos de formaciones pilosas, y presentan nudos en los que se desarrollan hojas, zarcillos y flores, brotando nuevos tallos de las axilas de las hojas.

**-Hoja:** de limbo orbicular aovado, reniforme o pentagonal, dividido en 3-7 lóbulos con los márgenes dentados. Las hojas también son vellosas por el envés.

**-Flor:** las flores son solitarias, de color amarillo y pueden ser masculinas, femeninas o hermafroditas. Las masculinas suelen aparecer en primer lugar sobre los entrenudos más bajos, mientras que las femeninas y hermafroditas aparecen más tarde en las ramificaciones de segunda y tercera generación, aunque siempre junto a las masculinas. El nivel de elementos fertilizantes influye en gran medida sobre el número de flores masculinas, femeninas y hermafroditas así como sobre el momento de su aparición. La polinización es entomófila.

**-Fruto:** su forma es variable (esférica, elíptica, aovada, etc.); la corteza de color verde, amarillo, anaranjado, blanco, etc., puede ser lisa, reticulada o estriada. La pulpa puede ser blanca, amarilla, cremosa, anaranjada, asalmonada o verdosa. La placenta contiene las semillas y puede ser seca, gelatinosa o acuosa, en función de su consistencia. Resulta importante que sea pequeña para que no reste pulpa al fruto y que las semillas estén bien situadas en la misma para que no se muevan durante el transporte.

El melón es altamente cultivado en el mundo; su periodo vegetativo es corto, de 70 a 90 días; requiere temperaturas promedios de 23C a 30C; es exigente en la aplicación del riego, altamente perecible, por lo cual el manejo post-cosecha requiere excelente calificación

## 2.2. Variedades

Las variedades de esta especie se hibridizan grandemente en forma natural, como también dentro de programas científicos de fitomejoramiento, razón por la cual se han originado formas o tipos muy variados que en ocasiones son difíciles de diferenciarlos.

Desde el punto de vista comercial, en términos internacionales, se distinguen los siguientes grupos de variedades:

- **Variedad Inodorus:** Corresponde al tipo "Honeydew". A este grupo pertenece los llamados melones de invierno, adaptados a climas cálidos secos.

Sus frutos son redondeados, de tamaño grande, corteza verde y lisa, (sin retículas ni costillas), de pulpa blanca marfil, blanca verdosa y blanca crema, con la característica de ser muy jugosa. Otros tipos dentro de este grupo, constituyen los melones de invierno de Provenza, Golden Beauty, Valenciano Amarillo, Casabas, Honey



Balls, Crenshaws, Persians, entre otros. Esta variedad es la que principalmente se está exportando a Norteamérica. Se encuentra en el grupo de *Cucumis melo L. inodorus*. Variedad de tipo americano; hay un tipo donde los frutos son redondos y ligeramente ovalados, promedio de 1.2 a 1.5 kg, color de la piel blanco verdoso, superficie lisa, pulpa de color verde, gruesa, firme y bien rugosa. Esta variedad es más común y sencilla de cultivar.



- **Variedades Cantalupensis:** Incluye variedades comerciales de frutas globosas, con piel listada o verrugosa. A este grupo pertenecen los melones “Cantalupos” tales como Charantais, Ogen, Cosmos F1, Vedor F1, Galia F1, Early Sweet F1, Doublon, Jíbaro F1, Alaska F1, Dixie Jumbo F1, entre otros.



- **Otras:** Los grupos anteriores de variedades son los de mayor importancia comercial; sin embargo existen otros entre los que sobresalen los Reticulatis, los Sacharinus, la Variedad Flexuosus, la Variedad Chito, la Variedad Conomón.



### **Grados de Madurez Comercial**

Maduro fisiológicamente, inmaduro para consumo (sazón pero no maduro): Color de fondo blanco con tintes verdosos, sin aroma

característico, piel vellosa y todavía no cerosa. La norma de California establece como índice de cosecha legal un mínimo de 10% de sólidos solubles totales (10 Brix).

Maduro fisiológicamente y en proceso de maduración de consumo: Color de fondo blanco con trazas de tintes verdes, piel ligeramente cerosa, punta floral firme que no cede bajo presión manual, ligero aroma o sin aroma. Comercialmente, es el estado de madurez preferido.

Maduro (con madurez de consumo): Color de fondo blanco cremoso con tintes amarillos, piel claramente cerosa, aroma característico notable, la punta floral cede ligeramente a la presión manual. En los Estados Unidos, la distinción entre grados se basa principalmente en la apariencia externa y el contenido sólidos solubles. Un refractómetro calibrado que mida los grados Brix, se acepta como instrumento para la determinación estándar de los sólidos solubles.

### 2.3. Composición Química del melón.

TABLA N° 3 COMPOSICION DE LOS MELONES POR CADA 100g		
	CANTALUPO	HONEYDEW
Agua	89,78 g	89,7g
Calorias	35 Kcal	35Kcal
Grasas	0,28g	0,10g
Hidratos carbonos	8,36g	9,10g
Fibra	0,8g	0,6g
Potasio	309mg	271mg
Sodio	9mg	10mg
Fosforo	17mg	10mg
Magnesio	11mg	7mg
Calcio	11mg	6mg
Vitamina C	42mg	24mg
Vitamina A	322 IU	40IU
Vitamina B1	0.036mg	0,077mg
Vitamina B2	0,021mg	0,018mg
Niacina	0,574mg	0,600mg
Acido Folico	17mg	6mg

De una forma general la cantidad de agua, la grasa y la cantidad de sólidos alimenticios existentes en un producto alimenticio solo los que determinan el calor específico del mismo. Si se usa la media ponderada del calor específico de cada uno de estos productos se puede obtener, con un buen resultado el calor específico del calor específico del compuesto. De tal manera que la ecuación a utilizar sería la siguiente:

$$C_p = 1.0X_{AGUA} + 0.5X_{GRASA} + 0.3X_{SOLIDOS}$$

En donde X es la fracción de los compuestos existentes en el alimento. Es así que el 100% de un producto puede estar constituido de la siguiente manera: 65% agua, 10% grasa y 25% sólidos; para dicho producto el calor específico sería de: 0.77. El uso de esta ecuación puede darse en valores sobre el punto de congelación o bajo el punto de ebullición que presenta el producto, además que presenta gran utilidad si no se conoce el calor específico de un producto, como en el caso de productos nuevos.

Para alimentos encontramos que existen varios tipos de correlaciones, los cuales dependerán del tipo de alimentos del que estoy tratando, es así que a continuación se presentan las que son consideradas como más comunes:

a.- alimentos ricos en agua: como son las carnes sobre el 25% de contenido de agua y para vegetales que tengan mayor al 50% del contenido de agua, la ecuación a usar es la siguiente:

$$c_p = 0.4 + 0.006W$$

Donde, W es el porcentaje de agua en base humedad.

b. Formula de Siebel:

Sobre temperatura de congelación:

$$c_p = 0.20 + 0.008W$$

Bajo temperatura de congelación:

$$c_p = 0.20 + 0.003W$$

Conociendo los porcentajes respecto al contenido del melón se puede obtener un valor promedio del poder calorífico, considerando que el porcentaje de agua es igual al 89.78%, la grasa al 0.28% y el sólido es igual al 10.02%, al reemplazar en la ecuación:

$$c_p = 1.0X_{AGUA} + 0.5X_{GRASA} + 0.3X_{SOLIDO}$$

Se obtiene:

$$c_p = 1.0(0.8978) + 0.5(0.0028) + 0.3(0.1002)$$

$$c_p = 0.9293 \text{ Kcal/kg.}^\circ\text{C}$$

Mientras que usando las ecuaciones de Siebel, se obtiene el  $C_p$ , para diferentes rangos de temperatura:

Sobre temperatura de congelación:

$$C_p = 0.20 + 0.008w$$

$$C_p = 0.20 + 0.008(89,78)$$

$$C_p = 0.92 \text{ Kcal/kg.}^\circ\text{C}$$

Sobre temperatura de congelación:

$$C_p = 0.20 + 0.003w$$

$$C_p = 0.20 + 0.003(89,78)$$

$$C_p = 0.47 \text{ Kcal/kg.}^\circ\text{C}$$

**Tabla 4**  
**Propiedades termodinámicas del Melón**

<b>Humedad Relative</b>	<b>85-90 %</b>
<b>Punto de congelamiento</b>	<b>-0.5°C</b>
<b>Calor específico arriba del punto de congelación</b>	<b>0.92 Kcal/ Kg °C</b>
<b>Calor específico bajo el punto de congelación</b>	<b>0.47 Kcal / Kg °C</b>
<b>Vida aproximada de almacenamiento</b> Fuente: ASHRAE 2006“	<b>14 – 21días</b>

# **CAPÍTULO 3**

## **3. ANALISIS DE LAS DIMENSIONES Y CÁLCULO DE CARGA DE LA CAMARA DE REFRIGERACION**

Las cámaras frigoríficas son el espacio destinado para la conservación de las frutas. Sus dimensiones suelen adaptarse a las exigencias de las dimensiones de los envases(cajas, tarimas, etc.), de una buena ventilación, de espacios libres para la circulación del aire y de altura para acopio mediante carretillas. En este capítulo se determinara la dimensión de la cámara, para ello se ha promediado el valor de las exportaciones de empresas empacadoras de melón. El valor referencial que se ha tomado corresponde a 21.230 Kg. de melón que en el caso de la empresa



*ECONOTRANS ECUADOR S.A.* es la cantidad que exporta mensualmente.

### **3.1. Cálculo de las dimensiones requeridas para la cámara de almacenamiento.**

Para el diseño de una cámara frigorífica o de refrigeración, se deberán considerar los siguientes puntos sin tomar en cuenta todavía la parte económica:

- Capacidad de almacenamiento.
- Posibilidades de recepción o de expedición de mercancías. En el caso de cámaras públicas, ya que estas se pueden alquilar.
- Espacios para operaciones internas. Está ligado a la forma en que se manipula la carga (montacargas, manualmente, en carretillas hidráulicas, etc).
- Espaciamientos de las mercancías. Depende de la presentación del producto (al granel, en sacos, en tarimas, en bidones, etc.)
- Capacidad de producción en el campo, y fechas de cosecha.

La capacidad de producción es la más importante, puesto que de nada sirve establecer la capacidad sin tomar en cuenta la producción en el campo. Es el único factor que nos permite determinar cuándo será necesaria una ampliación de la cámara según las condiciones de mercado.

La explotación de la cámara depende de los servicios esperados para ella y de las condiciones ambientales. Adjuntando al conglomerado de condiciones, las mismas que forman parte de las condiciones técnicas, estas varían de acuerdo al tipo de almacén.

Las especificaciones técnicas para una cámara industrial están basadas en un programa exclusivo de explotación, es decir, los usos previsibles de la cámara (varios productos), los cuales toman las condiciones más severas: entradas máximas de productos en el día más caluroso; así como las condiciones mínimas que se debe satisfacer durante los periodos de clima frío.

Con estos datos se podrá determinar los balances térmicos, la potencia frigorífica; así como el rendimiento de los demás componentes que forman parte de una instalación frigorífica.

En el contexto general para efectos de comparación y costos entre diferentes opciones de cámaras de refrigeración, a las ya anotadas condiciones técnicas se deben establecer las siguientes:

**Condiciones de almacenamiento:** Establecemos la temperatura de almacenamiento, el rango permisible de variación de temperatura (reajustando los dispositivos de control), tiempo de almacenamiento del producto o los productos, manipulación de la carga: carretilla

manual, carretilla eléctrica, montacargas; modo de estiba (altura de apilamiento, dimensiones de las unidades de carga y en rieles altura de enganche de los canales).

**Almacén frigorífico:** Depende si es el caso de una construcción nueva o una existente. En el caso de la nueva; que es para el caso de nuestra tesis, debemos tener en cuenta el número de cámaras, la ubicación respecto a carreteras, situación de la cámara y sala de máquinas.

**Medio ambiente:** Se debe recopilar información respecto al clima local, tal como: para una jornada de trabajo diario la temperatura máxima y mínima para los periodos más calurosos y fríos del año.

Registro de la temperatura media exterior anual, si es necesario mensual o bimestral. Humedad relativa del aire.

**Otras consideraciones:** Estas consideraciones tiene que ver más con regulaciones gubernamentales.

Otro término que debemos tener en cuenta es la densidad de almacenamiento. La densidad de almacenamiento es la cantidad en metro cubico por peso (masa) de producto almacenado, este

depende del tipo de almacenamiento y es aplicable para productos con pallets (tarimas).

En instalaciones frigoríficas pequeñas la densidad de almacenamiento esta alrededor de los  $3.000\text{m}^3$  (para países en vías de desarrollo) y  $5.000\text{ m}^3$  en cambio para las grandes instalaciones esta  $30.000\text{ m}^3$ .

Para nuestro caso, el sistema de manipulación está basado en cargas unitarias, es decir, manipulación de carga con tarimas (pallets). En este punto es importante hablar sobre las cargas unitarias y a su vez sobre la densidad de almacenamiento que en países industrializados se tiene una extensa teoría sobre esto.

En instalaciones frigoríficas modernas se utilizan cargas unitarias con tarima. Existen dos tipos de tarimas normalizadas en Europa la P10 (100x120 cm. O 40x48 pulg.) y la que se utiliza corrientemente P8 (80x120 cm. o 32x48 pulg.).

La calidad, estabilidad y precisión dimensional de las tarimas (pallets) son también criterios importantes.

Los volúmenes de tarima normados para las P8 y P10 respectivamente son:  $1.82\text{ m}^3$  y  $2.28\text{ m}^3$  Teniendo en consideración

la distancia entre pallets (tarimas) que permita una movilización y circulación de aire adecuada; la distancia a colocar las tarimas respecto a los muros (paredes), techo (según los sistemas de distribución de aire frío y evaporadores).

Para evitar una pérdida considerable de volumen los cálculos deben realizarse sobre una base mínima de tarima de  $3.5 m^3$  para las P8 y de  $5 m^3$  para las P10.

"Se admite generalmente que la carga unitaria de las tarimas (peso del contenido, excluida la tarima propiamente dicha) está comprendida en (el rango) siguiente:

Tarima P8: 350 a 650 Kg.

Tarima P10: 600 a 950 Kg.

Por lo tanto las densidades reales por  $m^3$  de cámara frigorífica son (caso de almacenamiento compacto):

De 100 a 200  $Kg/m^3$  P8

De 120 a 200  $Kg/m^3$  P10

Lo que en el caso de almacenes polivalentes en una proporción variable de productos sin procesar, más pesados, conduce a una evaluación que se considera óptima sobre la base de  $200 Kg/m^3$ ."

Se establece que en torno al embalaje el cual determinara la capacidad de la cámara de refrigeración que el empaque de melón para los mercados europeos pueden tener diversas medidas, dependiendo de las preferencias del importador. La cantidad de melones empacados por caja pueden variar de 4 a 14 dependiendo de su tamaño (ej. el mercado alemán requiere 8, 9, 10 o 12 piezas por caja para un peso neto de 10 Kg.). Las principales medidas empleadas para el empaque del melón (Honey Dew) se mencionan a continuación: 60 x 40 x de 15 hasta 23 cm para empacar de 6 a 14 unidades con un peso total que varía de los 9 a los 11 Kg.

La comunidad inglesa prefieren cajas de 40 x 30 x 12 a 15 cm. con 6 melones, son: 50 x 40 x de 15 hasta 23 cm para empacar de 5 a 14 unidades con un peso total que varía de los 9 a los 11 Kg. Esta altura de empaque es para el caso de enviar variedades de Honey Dew que miden hasta 23 centímetros de diámetro.

Esta es una excepción a la estandarización europea, si el importador acepta dichas medidas es pertinente utilizarlo debido a la reducción de costos. En caso de que el melón pueda embalsarse tanto en el módulo ISO como en el empaque de 50 x 40, deberá embalsarse en la presentación más chica, debido a la que tiene menor precio esta caja.

40 x 30 x de 15 hasta 23 cm para empacar de 4 a 9 unidades con un peso total que varía de los 4 a los 5 Kg. (principalmente melones de tipo Galia).

Este cartón es modulo ½ ISO y se emplea para transporte aéreo, solo es recomendable cuando el producto tiene un alto precio. Esto se debe a que los melones que se empacan aquí son pequeños y son pocos kilos los que debe contener la caja, por lo tanto solo melones de alto precio, de esta forma el ingreso obtenido por caja de melones pueden cubrir los costos de su empaque.

**Tabla N° 5 .** Número de empaques con diferentes dimensiones que es posible acomodar en una tarima (pallet) de 1.0 x 1.2 m.

<b>Largo x ancho</b> <b>mm</b>	<b>Altura de la caja</b> <b>Mm</b>	<b>Número de cajas</b> <b>por tendido</b>	<b>Número de tendidos</b>	<b>Número de cajas</b> <b>por tarima</b>
600 x 400	90	5	18	90
	105	5	17	85
	135	5	12	60
	160	5	10	50
	170	5	10	50
	225	5	8	40
	250	5	7	35
500 x 300	90	8	18	144
	105	8	17	136
	120	8	15	120
	150	8	11	88
	170	8	10	80
	210	8	8	65

	230	8	7	56
	260	8	7	56
400 x 300	90	10	18	180
	105	10	17	170
	120	10	15	150
	150	10	11	110
	170	10	10	100
	210	10	8	80
	230	10	7	70
	260	10	7	70
200 x 300	90	20	18	324
	135	20	12	216
	150	20	11	198
	175	20	10	180
	230	20	7	126

El empaque del producto se ofrece en caja de cartón corrugada con un peso promedio de 10 kilogramos en presentaciones para la exportación, por lo que se usa este dato para proyección de la cámara.

Para este caso se escogerá el de 500x300x16 para un peso de 10 kg. Generalmente se colocan 8 cajas por tendido y 11 tendidos de altura en una tarima, dando un total de 88 cajas por tarima con una carga unitaria de 880kg.



**Tabla N°6.** Dimensiones de empaques recomendados para los mercados Europa y Estados Unidos de Norteamérica

<b>Producto</b>	<b>Dimensiones/ caja de carton</b>	<b>Europallet</b>	<b>Dimensiones/ caja de cartón</b>	<b>Mercado de EEUU</b>
	<b>Largo x ancho x alto (mm)</b>	<b>Peso (kg)</b>	<b>Largo x ancho x alto(mm)</b>	<b>Unidades/ peso</b>
Melón	400x300x14	5.0	500x400x21	5.0
	400x300x17	5.0		
	500x300x14	10.0		
	500x300x16	10.0		
	600x400x16	12.0		

Fuente: USDA.

Tomando en cuenta la norma europea para una tarima P10 donde la densidad de carga es de  $200\text{Kg./m}^3$ , admite que la carga unitaria para esta tarima es de 880 Kg.

Se puede establecer que la altura interna de la cámara será de 3.0 m, que es suficiente para cubrir los 11 niveles de altura de las cajas de melón incluido la tarima, hasta ahora no se ha mencionado la capacidad de almacenamiento; se está haciendo una aclaración en cumplimiento a lo expuesto en el párrafo anterior.

La longitud necesaria para almacenar los 21.230 Kg. de melones es determinada como parte de un promedio de las exportaciones, estará restringida al alcance máximo del tiro forzado de los ventiladores del evaporador que generalmente son de 15 metros o más el evaporador

de perfil alto BH de la Bohn tiene tiro de aire hasta 26 metros-. El ancho necesario para almacenar las 2.123 cajas distribuidas en 25 tarimas de 88 cajas/tarima estará en función del espacio para que transite el montacargas y el espacio de separación entre tarimas.

La cámara estará sujeta a la construcción de los galpones típicos industriales ya que su inversión no es costosa en comparación con la cámara frigorífica. La longitud como el ancho están relacionado con la maquinaria a utilizar y las regulaciones fitosanitarias que estipula la ley, lo cual no es el objetivo primordial de esta tesis.

Las dimensiones de la cámara de congelación serán:

- Altura 3.0 m
- Largo 15.0m
- Ancho 8.0 m

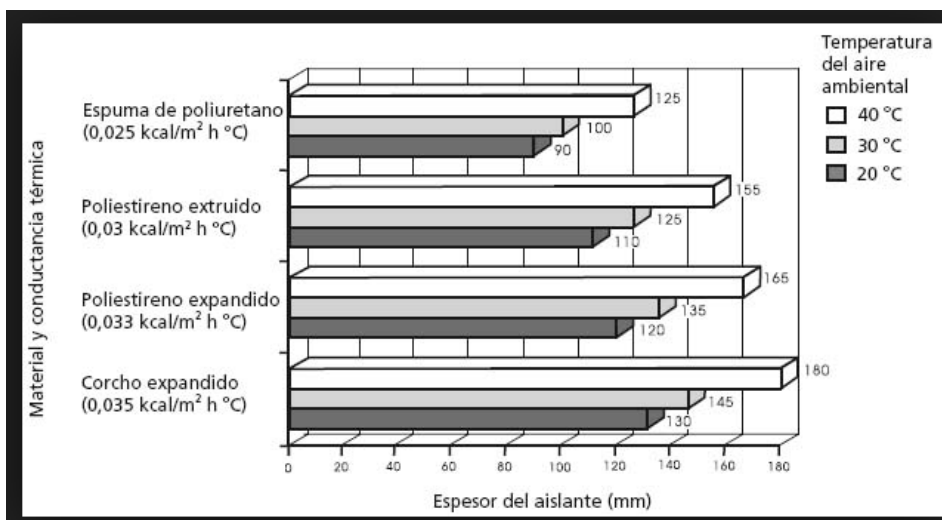
### **3.2. Selección y cálculo del aislamiento de paredes, techo, puerta y piso.**

Un aislante térmico es un material que establece una barrera al paso del calor entre dos medios que naturalmente tenderían a igualarse en temperatura, impidiendo que el calor traspase los separadores del sistema que interesa (en este caso la cámara frigorífica) con el ambiente que lo rodea.

En general, todos los materiales ofrecen resistencia al paso del calor, es decir, son aislantes térmicos. La diferencia es que de los que se trata tienen una resistencia muy grande, de modo, que espesores pequeños de material presentan una resistencia suficiente al uso que quiere dársele. El nombre más correcto de estos sería aislante térmico específico, uno de los mejores aislantes térmicos es el vacío, en el que el calor sólo se trasmite por radiación, pero debido a la gran dificultad para obtener y mantener condiciones de vacío se emplea en muy pocas ocasiones. En la práctica se utiliza mayoritariamente aire con baja humedad, que impide el paso del calor por conducción, gracias a su baja conductividad térmica, y por radiación, gracias a un bajo coeficiente de absorción.

El aire transmite calor por convección, lo que reduce su capacidad de aislamiento. Por esta razón se utilizan como aislamiento térmico materiales porosos o fibrosos, capaces de inmovilizar el aire seco y confinarlo en el interior de celdillas más o menos estancas. Aunque en la mayoría de los casos el gas encerrado es aire común, en aislantes de poro cerrado, formados por burbujas no comunicadas entre sí, como en el caso del poliuretano proyectado, el gas utilizado como agente espumante es el que queda finalmente encerrado. La medida de la resistencia térmica o, lo que es lo mismo, de la capacidad de aislar térmicamente, se expresa, en el Sistema Internacional de Unidades (SI) en  $m^2.K/W$  (metro cuadrado y kelvin por vatio). Se

considera material aislante térmico cuando su coeficiente de conductividad térmica:  $\lambda$  es inferior a  $\lambda < 0,10 \text{ W/m}^2\text{K}$  medido a  $20 \text{ }^\circ\text{C}$  (obligatorio) o, en el antiguo Sistema Técnico,  $0,085 \text{ kcal / m}^2\text{.}^\circ\text{C}$



Espesor de aislantes y conductancia térmica de materiales

Para seleccionar un aislante térmico, se debe tener presente las siguientes propiedades:

- La conductividad térmica.- ccuanto mayor sea su conductividad térmica, un material será mejor conductor del calor. Cuanto menor sea, el material será más aislante.
- La resistencia a la compresión.- esfuerzo máximo que puede soportar un material bajo una carga de aplastamiento
- La densidad.-Como regla general, al aumentar la temperatura, la densidad disminuye (si la presión permanece constante)

- La combustibilidad
- La permeabilidad al vapor de agua

**Tabla 7**  
**Propiedades de los aislamientos**

Aislamiento	Densidad (Kg/m <sup>3</sup> )	Conductividad a 0°C (Kcal/m <sup>2</sup> h °C)	Permeabilidad	Combustibilidad	Resistencia a la compresión (Kg/cm <sup>2</sup> )
Corcho	150 - 200	0.035	Alta	Med. inflamable	5
Lana de Vidrio	70	0.032	Alta	Incombustible	Nula
Lana mineral	70	0.028	Alta	Incombustible	Nula
Poliestireno	15 – 30	0.030	Regular	Combustible auto extinguido	0.8 – 2.5
Poliuretano expandido	25	0.018 – 0.0235	Baja	Depende de la calidad	1.2
PVC expandido	20 – 40	0.020	Baja	No inflamable	1.5 – 3

En instalaciones frigoríficas comerciales, así como en aislamientos para edificios ya sea para calefacción y/o acondicionamiento de aire, se deben utilizar barreras antivapor que resistan la difusión del vapor de agua: Como sabemos la mayor parte de los minerales aislantes están constituidos por poros pequeños o células que contienen aire; por lo tanto, para evitar la difusión del vapor de agua se debe utilizar barreras antivapor en el lado caliente del aislamiento, si se espera una disminución de temperatura dentro del aislante a menos de la

temperatura de rocío (esta condición llevaría a la condensación del vapor de agua empobreciendo la característica aislante del material).

Los materiales usados como barreras antivapor o como acabado son clasificados en tres grandes grupos:

- Recubrimientos: pintura, material asfáltico, resinoso o polimérico.
- Membranas: filtro o papel recubierto con aceite o alquitrán, papel laminado con hoja de aluminio, hoja de metal o lamina plástica.
- Material en láminas (tejido metálico o planchas): entre los materiales más utilizados tenemos láminas de aluminio, planchas de acero con recubrimiento Galvánico y polietileno.

Actualmente, los aislantes térmicos más utilizados son el poliestireno y/o poliuretano, como barrera antivapor el material utilizado con esta finalidad es el aluminio, el piso debe analizarse si se lo aísla o no. Los materiales anteriormente mencionados para la construcción de la cámara de conservación, fueron seleccionados basándose en sus propiedades térmicas las cuales podemos observar en la **TABLA 7**, tomando en cuenta la situación económica y como se comercializan en el mercado nacional.

**Tabla 8**  
**Materiales a ser usados en la cámara**

MATERIAL	Espesor (mm)	Conductividad (W m / m <sup>2</sup> °k)	Conductividad (Kcal m / m <sup>2</sup> h °C)
Poliuretano inyectado	e <sub>x</sub>	0.0268	0.02305
Lamina de Aluminio	0.5	0.0433	0.03725
Plancha de acero galvanizado	1.5	45.357	39

### **Espesor del aislamiento de las paredes**

Para determinar el espesor económico existen métodos que hacen intervenir el precio del aislamiento, el costo de la energía, recuperación de la inversión. Por otra parte es aceptable tomar valores de coeficientes de transmisión de calor que han sido elaborados desde el punto de vista económico y que son aceptados por la experiencia.

Existe una relación lineal entre  $k$  y  $\Delta t$  (aproximadamente), como podemos observar en la TABLA 9:

**Tabla 9**  
**Coeficientes globales de transmisión de calor**

$\Delta T$ [°C]	K [Kcal/m <sup>2</sup> h °C]	K[W/ m <sup>2</sup> °K]
60	0.15	0.17
50	0.20	0.23
40	0.25	0.29
30	0.30	0.35
20	0.35	0.41
10	0.40	0.47

Fuente: "CURSO DE REFRIGERACION" Ing. Vargas

La temperatura ambiental de bulbo seco, bulbo húmedo y humedad relativa de la ciudad de Latacunga, lugar donde va a funcionar nuestra cámara fueron proporcionados por IQF AGROINDUSTRIAL DEL ECUADOR S.A.

**Tabla 10**  
**Temperatura ciudad de GUAYAQUIL**

	PROMEDIO
Temp. Bulbo seco (°C)	32.78
Temp. Bulbo húmedo (°C)	26.67
Humedad relativa (%)	72

Para efectos de cálculo y asegurar las condiciones de diseño se selecciona como temperatura de diseño 33 °C. La temperatura de



conservación prolongada del melón es 7-10 °C (44.6 -50 °F) que es el rango de temperatura recomendada para el almacenamiento en cámaras frigoríficas.

**Tabla 11**  
**Temperatura de las paredes**

Temperatura	°C	°F
Temperatura del Medio exterior	33	53.6
Temp. Superficie exterior de las paredes	33	53.6
Temp. Superficie interior de las paredes	7	44.6
Temperatura de conservación	7	44.6

La diferencia de temperatura entre los dos medios para poder estimar el coeficiente global de transferencia de calor será:

$$\Delta t = T_{sup.Ext} - T_{sup.Int}$$

$$\Delta t = 33^{\circ}C - (7)^{\circ}C = 26^{\circ}C$$

Interpolando, de la **tabla 9** se obtendrá el coeficiente global de transferencia de calor, el cual es  $0.32 \text{ Kcal /m}^2 \text{ h } ^{\circ}\text{C}$  ( $0.374 \text{ W/m}^2 \text{ } ^{\circ}\text{K}$ ). Con este valor de U podemos calcular el espesor  $e_x$  del aislante:

El coeficiente **U** puede ser calculado mediante la ecuación 3.1:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} + \sum \frac{e_x}{k}} \quad \text{Ec. 3.1}$$

Dónde:

$h_i$ : Coeficiente de convección interior de la cámara.

$h_e$ : Coeficiente de convección exterior de la cámara.

$e_x$ : Espesor de los materiales aislantes y barrera antivapor.

$k$ : conductividad térmica de los materiales aislantes y barrera antivapor.

$U$ : coeficiente global de transmisión de calor.

Estos coeficientes dependen:

- a) de la naturaleza de la pared.
- b) de la naturaleza del medio ambiente.
- c) de su estado de movimiento o de reposo.

Prácticamente, se adoptan para estos coeficientes, los valores siguientes:

**Tabla 12**  
**Coefficientes de convección superficial**

	coeficientes de convección superficial Kcal/m <sup>2</sup> h °C
Pared en contacto con el aire exterior	20
Pared en contacto con el aire de cámara muy ventilada	15
Pared en contacto con el aire de una cámara ligeramente ventilada	10
Pared en contacto con el aire de una cámara no ventilada	7

Fuente: "CURSO DE REFRIGERACION" por el Ing. Vargas Z.

Reemplazando los valores en la Ec. 3.1

$$0.32 = \frac{1}{\frac{1}{10} + \frac{1}{20} + \frac{ex}{0.02305} + \frac{0.0005}{0.03725} + \frac{0.0005}{0.03725}}$$

Despejando la incognita:

$$e_x = 0.06795 \text{ m} = 67.95 \text{ mm}$$

Entonces seleccionamos un aislamiento que tenga como mínimo 68 mm de espesor. El espesor total de la pared es 68 + 0.5 + 0.5 = 69 mm, es decir, la cámara va a trabajar con aislamiento de 69 mm de poliuretano inyectado con planchas de aluminio como barrera

antivapor, vale la pena mencionar que este espesor del panel corresponde a los que se encuentran en el mercado.

### Espesor del techo y puerta

Los criterios para seleccionar el espesor del aislamiento del techo son los mismos que se utilizaron para calcular el espesor del aislamiento de las paredes; la diferencia de temperatura entre el lado externo e interno de la pared es:

$$\Delta t = T_{sup.Ext} - T_{sup.Int}$$

$$\Delta t = 33 - (7) = 26^{\circ}C$$

Extrapolando en la **tabla 9** se determina el coeficiente global de transferencia de calor, siendo  $0.32 \text{ Kcal / m}^2 \text{ h } ^{\circ}C$ , para determinar el espesor hacemos uso de la ecuación 3.1. Los coeficientes de convección para el interior y exterior de la cámara **tabla 9** son:

$$h_i = 2.05 \text{ BTU / h ft}^2 \text{ } ^{\circ}F = 7 \text{ Kcal / m}^2 \text{ h } ^{\circ}C = 8.141 \text{ W / m}^2 \text{ } ^{\circ}K$$

$$h_e = 4.098 \text{ BTU / h ft}^2 \text{ } ^{\circ}F = 20 \text{ Kcal / m}^2 \text{ h } ^{\circ}C = 23.26 \text{ W / m}^2 \text{ } ^{\circ}K$$

Reemplazando los valores en la Ec. 3.1.

$$0.32 = \frac{1}{\frac{1}{7} + \frac{1}{20} + \frac{ex}{0.02305} + \frac{0.0005}{0.03725} + \frac{0.0005}{0.03725}}$$

Despejando la incógnita es:

$$e_x = 0.06697 \text{ m} = 66.97 \text{ mm}$$

El espesor del techo 66.97 mm; además del aspecto físico se debe considerar la estética, por lo tanto para, mantener el mismo espesor de las paredes el techo y la puerta tendrán un espesor de 69 mm

### **Espesor del aislamiento del piso**

El espesor del aislamiento del piso debe estar ligado a ciertas consideraciones técnicas, las mismas que serán analizadas a continuación:

- La carga estática debido al peso de la estructura y de la carga a refrigerar.
- La carga dinámica concentrada debido al montacargas.
- Se debe tomar en cuenta el fenómeno de capilaridad.
- La temperatura de operación de la cámara influirá en el riesgo de congelación del suelo con la consiguiente destrucción del piso de la cámara frigorífica.

La temperatura de operación de la cámara permite simplificar la selección de los materiales y espesor para el piso de la cámara.

Para eliminar el problema de capilaridad, en la base del terreno se colocara una capa de piedras secas y sobre estas se aplicara una capa de brea como barrera antivapor. Respecto a la carga dinámica debido al montacargas, por lo general en este tipo de aplicaciones es de 5 toneladas, está vinculada directamente al espesor y tipo de construcción. En la sección 3.3 se analizan las tres posibles configuraciones y su aislamiento.

Para determinar la carga de enfriamiento debemos considerar las fuentes de calor que influyen en la misma, tales como:

- Aporte calorífico a través de las paredes, piso y tumbado.
- Carga del producto
- Cambio de aire e infiltraciones
- Otras fuentes: luces, personas, motores eléctricos, etc.

Se diferencia del cálculo de la carga para acondicionamiento de aire, en que hay que considerar adicionalmente la radiación solar en las ventanas, la temperatura y humedad relativa para el confort de las personas, aportes caloríficos por ventilación y ductos, aportes debidos a grietas y/o puertas y ventanas mal cerradas (infiltración), aportes debido a la condensación del vapor de agua. A continuación, pasaremos a hablar de cada uno de los ítems establecidos al comienzo de la sección:

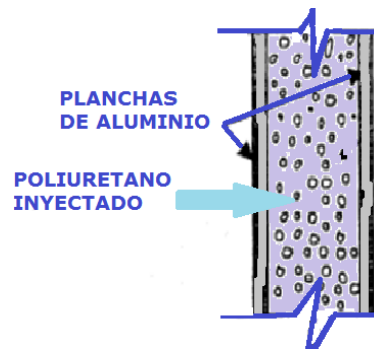
### 3.3. Aporte calorífico debido a las paredes, piso y tumbado.

La ganancia de calor a través de las paredes depende del material con que son construidas, la conductividad térmica, el tipo de aislamiento, el espesor del aislamiento, construcción, área de la pared exterior, y la diferencia de temperatura entre el espacio refrigerado y la temperatura ambiente.

Para conocer el aporte calorífico primero se debe determinar el coeficiente global de transferencia de calor  $U$ , mediante la ecuación 3.1., en la Fig. 5 se observa la configuración de la pared:

**Figura 5**

**Esquema de la configuración del aislante de la pared**



Utilizando los coeficientes de convección y espesores ya determinados se procederá a calcular el coeficiente  $U$ :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{7} + \frac{1}{20} + \frac{0.06900}{0.02305} + \frac{0.0005}{0.03725} + \frac{0.0005}{0.03725}} = 0.311 \text{ Kcal/m}^2\text{°C}$$

El valor del coeficiente global de transferencia de calor hallado, es el mismo que vamos a utilizar en el cálculo de aporte calorífico a través de las paredes, piso y tumbado.

Una vez establecido el coeficiente de transferencia de calor  $U$ , el aporte calorífico a través de las paredes está dado por la ecuación básica:

$$Q = U S \Delta T \text{ Ecu. 3.2}$$

Donde,

$Q$  = aporte calorífico, Kcal/h.

$S$  = superficie de transferencia exterior,  $m^2$ .

$\Delta T$  = diferencia de temperatura (respecto a cada pared) entre la temperatura exterior promedio y la temperatura promedio del espacio refrigerado,  $^{\circ}C$ .

Esta diferencia de temperatura está influenciada por

- a) la intensidad de la radiación solar,
- b) la orientación de las paredes respecto al sol,
- c) del estado del cielo: nublado o despejado y
- d) duración de insolación.

Cada pared tiene su consideración particular, a saber:



Se admite que en las proximidades de los techados y paredes expuestos al sol, la temperatura exterior promedio se debe aumentar de la siguiente forma:

**15 °C para los techados**

**10 °C para las paredes expuestas al Oeste**

**5 °C para las paredes expuestas al Sur y el Este**

Se elaborará una tabla en la cual se indiquen las temperaturas del anteproyecto según su orientación:

**Tabla 13**

**Temperaturas de las paredes de la cámara según su orientación**

ORIENTACION	TEMP. ANTEPROYECTO °C	TEMP. CAMARA °C	DIFERENCIA TEMP. °C
Tumbado	48	7	41
Pared norte	33	7	26
Pared oeste	43	7	36
Pared este	38	7	31
Pared sur	38	7	31
Piso	36*	7	26

\*Heating Ventilating Airconditioning Guide, recomienda incrementar la temperatura entre 3 y 6 °C (5 y 10 °F).

Las dimensiones de la cámara están definidas en la sección 3.1, pudiéndose resumir lo siguiente:

Tumbado	$8 \times 15\text{m} = 120 \text{ m}^2$
Piso	$8 \times 15\text{m} = 120 \text{ m}^2$
Pared Norte	$8 \times 3\text{m} = 24 \text{ m}^2$
Pared Sur	$8 \times 3 \text{ m} = 24 \text{ m}^2$
Pared Oeste	$15 \times 3 \text{ m} = 45 \text{ m}^2$
Pared Este	$15 \times 3 \text{ m} = 45 \text{ m}^2$

Con esta información se pasa a determinar el aporte calorífico a través de las paredes:

$$\text{Pared Norte: } \mathbf{0.311 \times 24 \times 26} = 194.06 \text{ Kcal/h}$$

$$\text{Pared Sur: } \mathbf{0.311 \times 24 \times 31} = 231.38 \text{ Kcal/h}$$

$$\text{Pared Oeste: } \mathbf{0.311 \times 45 \times 36} = 303.82 \text{ Kcal/h}$$

$$\text{Pared Este: } \mathbf{0.311 \times 45 \times 31} = 433.85 \text{ Kcal/h}$$

$$\text{Tumbado: } \mathbf{0.311 \times 120 \times 41} = 1530.12 \text{ Kcal/h}$$

---


$$\text{Total} = 2893.23 \text{ Kcal/h}$$

Para determinar la ganancia de calor debido al piso, primero se debe determinar si justifica aislarlo o no. Realizando un balance entre el costo del aislamiento para el piso y la potencia adicional en equipo requerida si no tuviese el aislamiento, podemos decir "el aumento de las entradas de calor por el suelo no es generalmente suficiente para

requerir una modificación sensible del equipo frigorífico". Existen tres arreglos para construir el piso de la cámara, a saber:

- (1) Utilizando hormigón armado ( $K=1.3 \text{ kcal/m h}^\circ\text{C}$ ) con 300 mm de espesor, por tanto:

$$Q = \frac{k}{e} S \Delta t \quad \text{Ec.3.3}$$

$$Q = \frac{1.3 \times 120 \times 26}{0.3} = 13520 \text{ Kcal/h}$$

- (2) Bloques de cemento huecos (100 mm de espesor) con una capa de asfalto de 10 mm y dos capas de 10 mm de espesor de mortero de cemento: Tomando el coeficiente de convección del aire en contacto con la pared de  $7 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$  según la tabla 9, se obtiene(13):

$$U = \frac{1}{\frac{0.10}{0.4} + \frac{0.01}{0.7} + \frac{0.01}{0.8} + \frac{0.01}{0.8} + \frac{1}{7}} = 2.31 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

Dónde:

$$Q = U S \Delta t$$

$$Q = 2.31 \times 120 \times 26 = 7207.2 \text{ Kcal/h}$$

Para este segundo arreglo, se utiliza una malla con vigas de acero, en el cálculo anterior no se incluye por cuanto no existe ningún aporte térmico con el exterior.

- (3) La tercera opción es colocar sobre el piso una cimentación de hormigón, aislamiento con elevada resistencia a la compresión y sobre esta una losa de rodadura. Como

podemos darnos cuenta solamente el aislamiento ya es un monto considerable, aislamiento con baja resistencia cuesta 25 dólares/ $m^2$  en  $120m^2$  tendríamos más de 3000 dólares, ya que el aislamiento con elevada resistencia es mucho más caro que el mencionado.

El total de carga calorífica debido a paredes, piso y tumbado es de

$$Q = 2893.23 \text{ Kcal/h} + 7207.2 \text{ Kcal/h}$$

$$Q = 10100.43 \text{ Kcal/h}$$

#### **3.4. Calculo del aporte calorífico debido al producto, tarima y embalaje.**

Para poder determinar la cantidad de calor a remover de un producto colocado en una cámara de refrigeración a mayor temperatura que la de almacenamiento, se debe conocer plenamente el estado del producto desde que entra hasta su estado final, el peso, calor específico sobre y bajo la temperatura de congelación, temperatura de congelación y calor latente. Cuando cierta cantidad de un producto es enfriado desde un estado de temperatura a otro estado de temperatura debemos utilizar una o todas las formulas siguientes:

1. Calor removido desde una temperatura inicial hasta o sobre la temperatura de congelamiento:

$$Q = mC(t_1 - t_2) \text{ Ec. 3.4}$$

2. Calor removido desde una temperatura inicial hasta la temperatura de congelamiento del producto:

$$Q = mC(t_1 - t_f) \text{ Ec. 3.5}$$

3. Calor latente del producto:

$$Q = mh_{if} \text{ Ec. 3.6}$$

4. Calor removido desde la temperatura de congelamiento hasta una temperatura final menor que la de congelamiento:

$$Q = mc_i(t_f - t_3) \text{ Ec. 3.7}$$

Dónde:

$Q$  = calor removido, Kcal.

$m$  = masa del producto, Kg.

$c$  = calor específico del producto sobre temperatura de congelamiento, Kcal/Kg. °C.

$t_1$  = temperatura inicial, °C.

$t_2$  = temperatura más baja sobre congelamiento, °C

$t_f$  = temperatura de congelamiento, -15°C.

$h_{if}$  = calor latente de fusión, Kcal/kg.

$c_i$  = calor específico del producto bajo temperatura de congelamiento, Kcal/Kg.°C.

$t_3$  = temperatura final bajo congelamiento,  $-20^{\circ}\text{C}$ .

El cálculo estará basado en un promedio de 11230 Kg. en las condiciones de almacenamiento establecidas. Las propiedades termodinámicas del melón fueron indicadas en el CAPITULO II y se utilizará la ecuación 3.7.

Para el melón se utilizan cajas de cartón corrugado de plancha de fibra de dos piezas que tiene las siguientes propiedades termofísicas:

Densidad	$\rho$ 930 Kg/m <sup>3</sup>
Conductividad térmica	k 0.055 Kcal/h.m.°C 0.016 W/m.°K
Calor específico	cp 1 340 J/Kg .°K 0.32012Kcal/Kg.°C

La masa de una caja de cartón es de 1.355 Kg. (largo 40 cm, ancho 30 cm, alto 25 cm). La temperatura a la cual ingresan las cajas con el producto es de  $33^{\circ}\text{C}$  hasta llegar a los  $7^{\circ}\text{C}$ , la carga del producto por lo tanto será:

**Producto:**

$$Q = 21230 \text{ Kg} \times 0.47 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}^{\circ}\text{C}} \times 26^{\circ}\text{C}$$

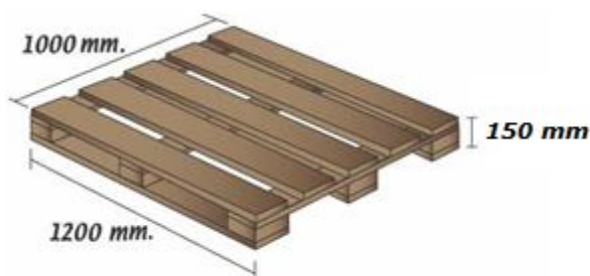
$$Q = 259430 \text{ Kcal} (24h)$$

**Embalaje:**

$$Q = 2123 \text{ cajas} \times 1.355 \text{ Kg} \times 0.32012 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} \times 26^\circ\text{C}$$

$$Q = 23942.83 \text{ Kcal (24h)}$$

Las tarimas son construidas en madera de pino amarillo cuyas dimensiones para una P10 son 100cm x 120 cm y tiene una altura de 15 cm.



**Figura 6.-** Dimensiones de la tarima

Cada una de estas tarimas tiene una masa aproximada de 15kg. Y un  $C_p = 0.57 \text{ Kcal / Kg}^\circ\text{C}$ , por lo tanto para las 25 tarimas tenemos:

**Tarima:**

$$Q = 25 \times 15 \text{ Kg} \times 0.57 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} \times 26^\circ\text{C}$$

$$Q = 5557.5 \text{ Kcal (24h)}$$

Una vez calculada la carga del producto tenemos que encontrar la carga equivalente en 24 horas, es cierto que el equipo de refrigeración es diseñado para trabajar continuamente y sin daño,

entonces por razones de buen mantenimiento no es posible asegurar la producción frigorífica calculada en 24 horas. Una pauta que nos permite emitir un criterio en el periodo de trabajo de la cámara es el desescarchado:

{	<i>Paratemperaturas(camara)sobrelade congelacion</i>	18 – 20 horas
	<i>Paratemperaturas(camara)bajocero</i>	16 horas
	<i>Paratemperaturas(camara)intermedias</i>	14 – 16 horas

**(Fuente: " CURSO DE REFRIGERACION" por Ing. Ángel Vargas Z.)**

De lo anterior se puede resumir lo siguiente.

Cámaras comerciales 14 a 16 h

Cámaras industriales 18 a 20h

La carga debido al producto, embalaje y tarima es:

$$Q = \left[ \frac{259430 + 23942.83 + 5557.5}{16 h} \right] Kcal = 18058.18 Kcal /h$$



### 3.5. Aporte calorífico debido al cambio de aire e infiltraciones.

El aire en las cámaras frigoríficas juega un papel muy importante en la conservación de los productos sean estos vegetales o animales. La respiración de los productos vegetales, la presencia del personal en el interior de las cámaras, ciertas reacciones químicas (descomposiciones orgánicas o bacteriológicas) empobrecen el aire.

Para impedir la disminución de la vida útil del producto almacenado es necesario contrarrestar los efectos que se puedan derivar de la variación de la composición química del aire, además es vehículo de humedad, polvo, olores y gérmenes microbianos; para impedir esto es necesario renovar y reemplazar por aire fresco. "En las cámaras (de refrigeración) una gran parte de la renovación proviene del movimiento de las puertas de acceso".

La carga calorífica por renovación de aire es calculada por la Ec. 3.9, esta expresión muestra que la renovación depende tanto de las condiciones ambientales exteriores e interiores de la cámara, es decir. Temperatura y humedad relativa.

$$Q = Nx \frac{V}{v_a} x (h_a - h_f) \text{ Ec.3.9}$$

Dónde:

N = número de renovaciones por día.

$V$  = volumen interior de la cámara,  $m^3$ .

$V_a$  = volumen específico del aire en condiciones ambientales exterior,  $m^3/Kg$

$h_a$  = entalpia del aire en las condiciones ambientales exteriores,  $Kcal/Kg$

$h_f$  = entalpia del aire en las condiciones interiores de la cámara,  $Kcal/kg$ .

Para determinar las propiedades físicas del aire, se hará uso del diagrama psicométrico de la **Fig. 3.4** evaluadas a las temperaturas promedio de la **tabla 8**. Los valores obtenidos fueron los siguientes:

$$V_a=0.891 \text{ m}^3/Kg$$

$$h_a=18.75Kcal/Kg$$

$$h_f= 5.07Kcal/Kg$$

$$V=360 \text{ m}^3$$

$$N=1^*$$

$$Q = 1x \frac{360m^3}{0.891 m^3/Kg} [18.75 - 5.07] Kcal/Kg = 5527.27Kcal. (24h)$$

Por lo tanto, como se especificó en la sección 3.4 para una cámara comercial la carga equivalente a un día es de 16 horas de operación.

---

\* Por regla general se admite que las cámaras sean renovadas una vez cada 24 horas, el volumen de aire a considerar es el de las cámaras vacías.

$$Q = \frac{5527.27}{16\text{HORAS}} = 345.45\text{Kcal. (16h)}$$

Figura 3. 1

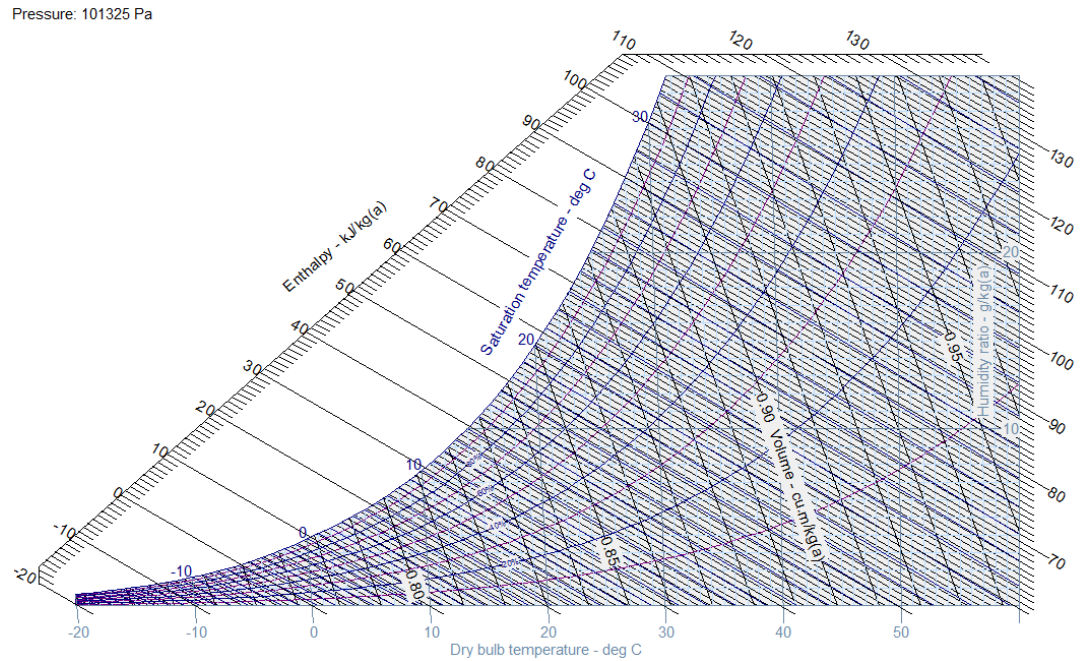


Figura 7.- Diagrama PSICROMETRICO del aire.

### 3.6. Aporte calorífico de los equipos eléctricos y personal.

Para determinar el aporte a la carga de enfriamiento, debemos primero conocer cuántos focos, motores y otros equipos eléctricos tenemos.

Sin embargo puede obtener un valor aproximado sin cometer ningún error al estimar entre el 10, 15 y 20% del total de los aportes calculados dependiendo la importancia del servicio.

Una vez determinada las características de los ventiladores y establecido la cantidad de focos o lámparas se puede hacer uso de las siguientes relaciones:

$$Q_m = \sum 860 \times P \times t' \quad \text{Ec.3.10}$$

$$Q_f = 860 \times W \times t' \quad \text{Ec.3.11}$$

Dónde:

$Q_m$  = Aporte calorífico ventiladores (motores).

$Q_f$  = Aporte calorífico focos.

860 = factor de conversión, 1 KW =860 Kcal/h.

P = potencia unitaria de los motores, KW.

t' = número de horas de funcionamiento.

La permanencia del personal en el interior de la cámara por manipulación, como se sabe, el cuerpo humano desprende calor por radiación, convección, conducción y por evaporación de líquidos segregados por las glándulas sudoríparas. Este calor desprendido por el personal es muy variado y depende de la actividad que realiza y la temperatura a la que se encuentra ejecutando cierta actividad.

"Se admite en promedio la cifra que va de 150 a 200 Kcal/h ", los aportes correspondientes a este ítem viene dado por:

$$Q_p = NxCxt'Ec \text{ 3.12}$$

Donde:

$Q_p$  = Aporte calorífico del personal.

N = número de personas.

C = calor desprendido por cada persona, Kcal/h.

t' = tiempo de permanencia en la cámara.

Para el aporte correspondiente a este párrafo tomaremos el 10% de total de los aportes calculados:

$$Q = 0.10 x [18058.18 + 10100.43 + 345.45] \text{ Kcal/h}$$

$$Q = 2850.406 \text{ Kcal/h}$$

### 3.7. Carga frigorífica total

**La carga total que necesita nuestro equipo frigorífico es:**

$$Q_T = (18058.18 + 10100.43 + 2850.406 + 345.45) \text{ Kcal/h}$$

$$Q_T = 31354.46 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_T = 130643.6 \text{ KJ/h}$$

$$Q_T = 36.29 \text{ KW}$$

$$Q_T = 48.64 \text{ HP}$$

$$Q_T = 123761.25 \text{ BTU/hr}$$

$$Q_T = 10.31 \text{ TR}$$

# **CAPÍTULO 4**

## **4. SELECCION DEL SISTEMA DE REFRIGERACION, DEL REFRIGERANTE Y CÁLCULO DEL CICLO TERMODINÁMICO**

### **4.1. Selección del sistema de refrigeración**

#### **4.1.1. Sistemas de refrigeración**

Los sistemas de refrigeración corresponden a arreglos mecánicos que utilizan propiedades termodinámicas de la materia para trasladar energía térmica en forma de calor entre dos o más focos, conforme se requiera. Están diseñados primordialmente para disminuir la temperatura del producto almacenado en cámaras frigoríficas o cámaras de refrigeración las cuales pueden contener una variedad de alimentos o compuestos químicos conforme especificaciones.

Cabe mencionar la radical diferencia entre un sistema frigorífico y un circuito de refrigeración, siendo este último un mero arreglo para disminuir temperatura el cual se define como "concepto", ya que su diseño (abierto, semi abierto, cerrado), fluido (aire, agua, incluso gas refrigerante), flujo (sólo frío o "bomba de calor ") varían conforme la aplicación. Estos varían desde el clásico enfriamiento de motores de combustión interna por medio de agua hasta el water cooling utilizado en enfriamiento de computadores. Los sistemas frigoríficos tienden a ser bastante más complejos que un circuito de refrigeración y es por eso que se presentan aparte.

En el estudio acabado y diseño de estos sistemas frigoríficos se aplican diversas ciencias, tales como la química, en las propiedades y composición de los refrigerantes; la termodinámica, en el estudio de las propiedades de la materia y su energía interna; la transferencia de calor, en el estudio de intercambiadores de calor y soluciones técnicas; así como la ingeniería mecánica, en el estudio de compresores de gas para lograr el trabajo de compresión requerido.

Se han mencionado estas disciplinas dejando de lado la electricidad, desde los tradicionales conocimientos en corrientes trifásicas para la alimentación de los equipos, hasta conocimientos relativamente

avanzados en automatización y PLC, para el control automático que estos requieren cuando están operando en planta frigorífica.

Los sistemas frigoríficos se diferencian entre sí conforme su método de inyección de refrigerante y configuración constructiva, ambos condicionados por sus parámetros de diseño. De esta manera, y haciendo un adecuado balance de masas y energías, es posible encontrar la solución adecuada a cualquier solicitud frigorífica.

#### **4.1.2. Clases de sistemas de refrigeración:**

Existen dos clases principales de sistemas de refrigeración:

- Refrigeración directa
- Refrigeración indirecta

##### **4.1.2.1. Sistema de refrigeración directa.**

Los sistemas de refrigeración directa más usados en refrigeración comercial son los siguientes:

Ciclos de una etapa de compresión mecánica.

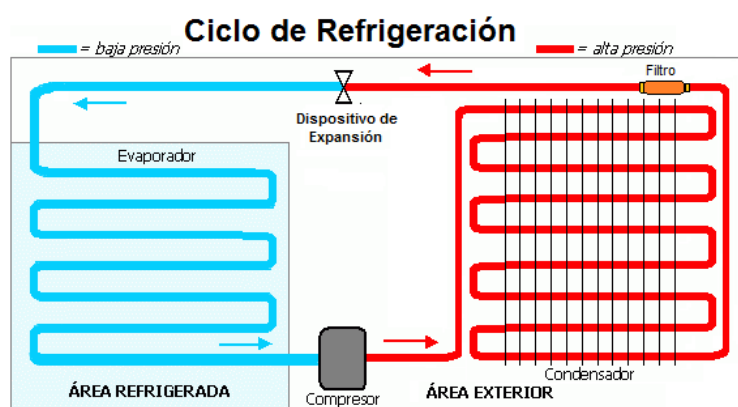
Ciclos de etapas múltiples de compresión mecánica.

##### **Ciclo de refrigeración de una etapa de compresión mecánica**

Es el sistema de refrigeración más ampliamente utilizado debido a su simplicidad y versatilidad.



Su particularidad, no obstante, consiste en que por lo general para lograr bajas temperaturas capaces de absorber grandes cargas térmicas, debe alcanzar elevadas relaciones de compresión. Se puede aplicar en refrigeradores domésticos, vitrinas frigoríficas comerciales, equipos de aire acondicionado de todo tipo, y sistemas que no absorban grandes cargas frigoríficas.



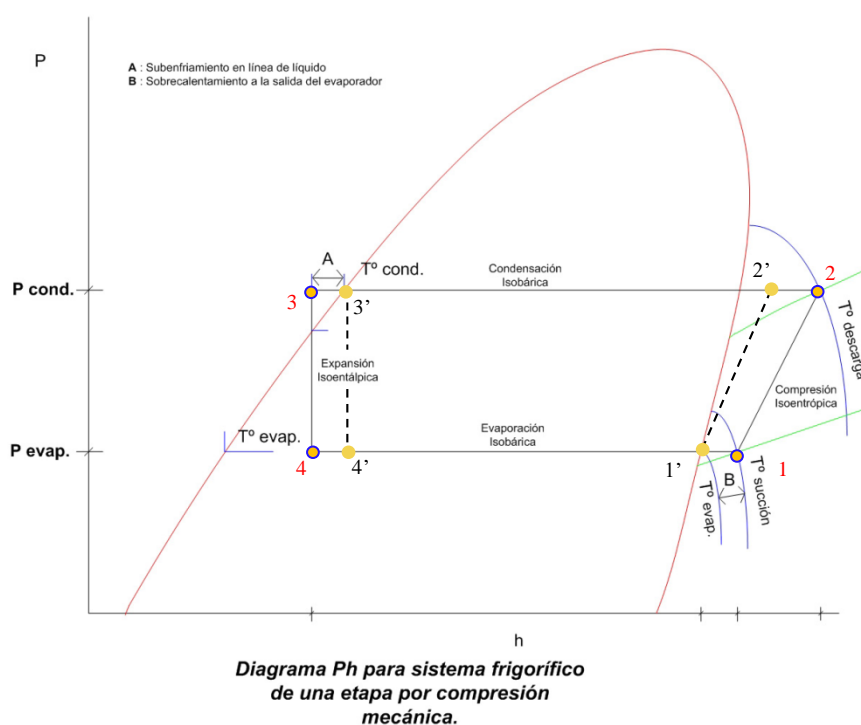
**Figura 8.**- Ciclo básico de refrigeración

La Fig. 8 muestra un ciclo de refrigeración básico de una sola etapa. En un sistema de refrigeración se encuentran cuatro componentes básicos: compresor, condensador, válvula de expansión y evaporador. El ciclo tiene dos presiones: una baja y una alta, que permite completar un ciclo y efectuar el efecto refrigerante.

La refrigeración por compresión es un método de refrigeración que consiste en forzar mecánicamente la circulación de un refrigerante en

un circuito cerrado creando zonas de alta y baja presión con el propósito de que el fluido absorba calor en el evaporador y lo ceda en el condensador.

Los diagramas de refrigeración se analizan más fácilmente con el diagrama de Mollier. El diagrama de Mollier es una gráfica de presión - entalpia (diagrama ph), en el cual la escala de presión es logarítmica. Es conveniente al analizar ciclos de refrigeración por compresión de vapor debido a que (a) tres de los cuatro procesos aparecen en el cómo líneas rectas, y (b) para los procesos del evaporador y condensador, el calor transferido es proporcional a la longitud de la trayectoria del proceso.



**Figura 9.-**Diagrama P-h

En la Fig. 9 se observa el diagrama p-h del ciclo básico de refrigeración de la Fig. 8, los puntos correspondientes a los diferentes estados representan por ejemplo el trayecto 1'-2'-3'-4'-1' un ciclo ideal, y el trayecto 1-2-3-4-1 representa un ciclo real. Al ciclo real 1-2-3-4-1 en el cual el vapor entra al compresor recalentado, se dice que el ciclo incluye una **compresión seca**.

El ciclo estándar o básico (ideal) representado en el diagrama p-h, Fig. 4.2, presenta los siguientes procesos:

**1'-2'**: Compresión isentropica de vapor saturado.

**2'-3'**: Enfriamiento y condensación del vapor a presión constante.

**3'4'**: Expansión isentalpica en la válvula de expansión.

**4'-1'**: Vaporización del refrigerante líquido en el evaporador.

Los ciclos reales son un poco diferentes a los ciclos ideales en:

**Subenfriamiento del líquido**, para una temperatura de condensación dada, la capacidad frigorífica aumenta cuando el refrigerante a la salida del condensador es enfriado antes que alcance la válvula de expansión.

**Recalentamiento a la aspiración,** los vapores que salen del evaporador son recalentados en algunos grados se conoce como grados de recalentamiento el incremento de temperatura que tiene el vapor saturado, por ejemplo de la Fig. 4.2 desde el punto 1' a 1.

El efecto del recalentamiento es disminuir ligeramente la capacidad del compresor y del sistema, aumenta la eficiencia volumétrica del compresor y hay menos riesgo de daño al compresor a causa de un golpe de líquido.

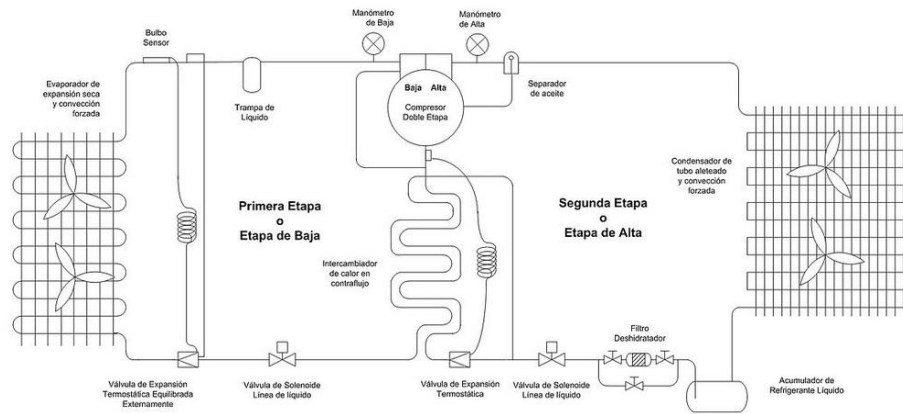
**Caídas de presión,** las caídas de presión se producen inevitablemente en los conductos y los intercambiadores de calor, resultando en un mayor consumo de energía al reducir la capacidad del compresor.

**Compresión no isentropica,** la compresión real consume mayor potencia y la temperatura de descarga del fluido refrigerante es mayor que la teórica.

#### **4.1.2.2. Ciclo de refrigeración de etapas múltiples de compresión mecánica**

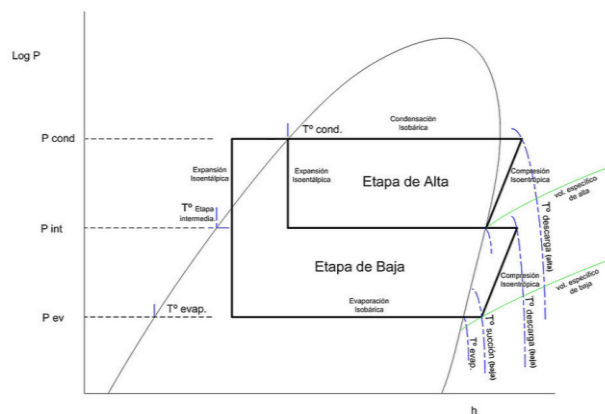
- Sistema de doble etapa

El sistema frigorífico de doble etapa consiste en forzar la circulación del gas refrigerante por dos etapas, denominadas alta y baja presión por el interior de un compresor especial denominado compresor de doble etapa. Este artificio es necesario a fin de alcanzar menores temperaturas de evaporación con un solo compresor sin aumentar su compresión. Sistema propio en cámaras de congelado de alta eficiencia energética



**Sistema Frigorífico de Doble Etapa con serpentín**

Dibujo: Pablo Méndez B.-



**Diagrama Ph para sistema frigorífico de compresión mecánica de doble etapa.**

Dibujo: Pablo Méndez B.-

**Figura 10.- ciclo de refrigeración etapa múltiples**

Para dicho cometido los gases ya comprimidos de la primera etapa -etapa de baja- se mezclarán con los gases provenientes de la vaporización de parte del flujo másico de refrigerante condensado el cual se evapora mediante una válvula de expansión termostática. A este flujo ya vaporizado se le denomina flujo másico intermedio. Ambos flujos de vapor ingresan a menor temperatura y mayor caudal a la segunda etapa o etapa de alta de compresión.

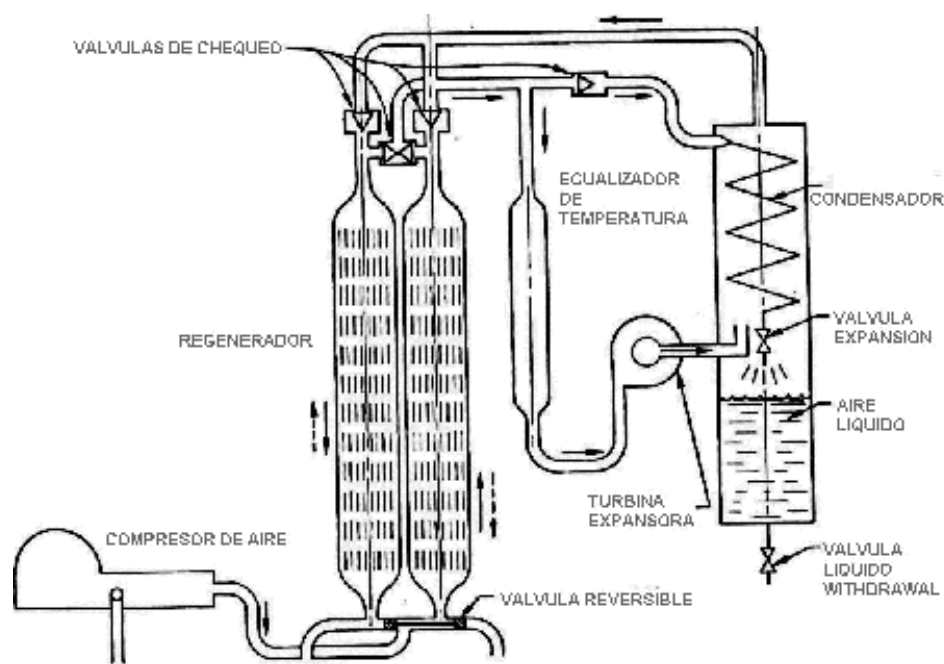
El mencionado vapor de refrigerante vaporizado por la VET circula por el interior de un serpentín de doble tubo a contraflujo el cual opera como intercambiador de calor a fin de enfriar en refrigerante condensado, generando el subenfriamiento del sistema frigorífico. Obviamente este subenfriamiento nunca puede llevar a la temperatura intermedia.

A la entrada de el o los evaporadores se evapora el líquido refrigerante mediante una válvula de expansión para llevar a cabo el fenómeno de refrigeración a baja temperatura. Luego ingresa, después de un determinado sobrecalentamiento

(generalmente 5 a 10°F), el vapor sobrecalentado a la succión del compresor de doble etapa.

- Sistema en cascada

La compresión múltiple en cascada permite, mediante dos circuitos de refrigeración de una etapa "semiindependientes" y con distintos refrigerantes, alcanzar temperaturas cercanas a los -80°C. Propio en equipos de laboratorio para almacenamiento de muestras biológicas.



**: sistema de refrigeracion en cascada**

**Figura 11.-** Sistema de refrigeración en cascada

En pocas palabras. El ciclo de refrigeración en cascada hace referencia a que si se disminuye la temperatura de condensación a

una presión determinada, mas adelante en el dispositivo de expansión se generara una caída de presión al igual que su temperatura. Usando este principio, el ciclo de refrigeración en cascada usa un sistema frigorífico aparte para absorber el calor del condensador que ha sido ganado el proceso de evaporación y en la compresión del vapor refrigerante en su paso por el compresor.

Mediante ese sistema, el calor presente en el condensador es absorbido por el evaporador de segundo sistema de refrigeración presente. Una solución fácil y práctica de cómo realizar este proceso es utilizando un intercambiador de calor especialmente formulado para las capacidades frigoríficas respectivas a los sistemas de enfriamiento involucrados. este método es mucho mas optimo que la extracción de calor por procesos convectivos, ya que el entorno de absorción en el dispositivo condensativo es de menor temperatura que el aire que circula mediante el.

- Sistema de compresión múltiple con enfriador intermedio de tipo abierto

Esta modalidad de compresión múltiple permite, mediante dos compresores y un estanque presurizado conectado entre ambos, realizar una expansión y enfriamiento del refrigerante en circulación antes de ingresar a la etapa de alta presión.



Propio de sistemas industriales.

- Sistema de compresión múltiple con enfriador intermedio de tipo cerrado

A diferencia del sistema anterior, al cual también se le puede denominar “de inyección total”, aquí se produce una “inyección parcial” del refrigerante al interior del estanque a fin de producir un enfriamiento

#### **4.1.3. Sistema de refrigeración indirecta.**

La refrigeración indirecta comprende un ciclo normal de refrigeración que enfría un segundo refrigerante en el evaporador, el cual es el encargado de absorber el calor del local a enfriar.

#### **Ventajas de la refrigeración Indirecta.**

- La gran ventaja de este sistema es que el refrigerante primario se mantiene confinado en una área lejos del local o cámara a enfriar, permitiendo así mantener más fácilmente el sistema libre de fugas.
- Permite utilizar fluidos que por tener cierto margen de peligrosidad, no se podrían enviar al local donde se quiere el efecto de enfriamiento. Por ejemplo el amoníaco cuyo efecto es

nocivo tanto para el ser humano como para productos alimenticios.

- Una de las ventajas de utilizar un líquido incongelable es que este permite la "acumulación de frío" gracias a la masa calorífica que posee.

#### **Desventajas de la refrigeración Indirecta.**

- La necesidad de utilizar una temperatura de evaporación más baja que la del local a enfriar, para enfriar el refrigerante secundario
- Presenta un proceso de intercambio más, puesto que debemos enfriar el líquido incongelable.
- La planta es más costosa: debemos adicionar una bomba para circular el líquido incongelable, en caso de utilizar un tanque de líquido incongelable es necesario utilizar un agitador mecánico, la presencia del tanque antes mencionado, tuberías aisladas más largas, etc.

Muy a menudo los líquidos incongelables presentan inconvenientes:

- Corrosión del tanque, tuberías y accesorios.
- Condensación del agua presente en la atmósfera como vapor de agua principalmente en los sistemas abiertos.
- Elevada viscosidad de algunos líquidos incongelables.

- Toxicidad y combustibilidad.
- Precio.

El sistema de refrigeración a utilizar en este anteproyecto de tesis será el de expansión o de refrigeración directa, debido a que la temperatura de operación de la cámara es de 7°C la diferencia de temperatura no es muy elevada y por lo tanto la razón de compresión; además, los costos de instalación serán más económicos y fáciles que el de un sistema de refrigeración indirecta.

## **4.2. Clasificación de los refrigerantes**

### **4.2.1. Introducción**

Con respecto al ciclo compresión-vapor, el refrigerante es el fluido de trabajo del ciclo el cuál alternativamente se vaporiza y se condensa absorbiendo y cediendo calor, respectivamente.

Para que un refrigerante sea apropiado y se le pueda usar en el ciclo antes mencionado, debe poseer ciertas propiedades físicas, químicas y termodinámicas que lo hagan seguro durante su uso.

No existe un refrigerante “ideal” ni que pueda ser universalmente adaptable a todas las aplicaciones. Entonces, un refrigerante se aproximará al “ideal”, solo en tanto que sus propiedades satisfagan las

condiciones y necesidades de la aplicación para la que va a ser utilizado.

El principio de funcionamiento de algunos sistemas de refrigeración se basa en un ciclo de refrigeración por compresión, que tiene algunas similitudes con el ciclo de Carnot y utiliza refrigerantes como fluido de trabajo.

Existe un número muy grande de fluidos refrigerantes fácilmente licuables; sin embargo, sólo unos cuantos son utilizados en la actualidad. Algunos se utilizaron mucho en el pasado, pero se eliminaron al incursionar otros con ciertas ventajas y características que los hacen más apropiados. Recientemente, se decidió discontinuar algunos de esos refrigerantes antes del año 2000, tales como el R-11, R-12, R-113, R-115, etc., debido al deterioro que causan a la capa de ozono en la estratósfera.

En su lugar, se van a utilizar otros refrigerantes como el R-123, el R-134a y algunas mezclas ternarias. Los grandes fabricantes de refrigerantes, siguen trabajando en el desarrollo de nuevos productos.

El amoníaco, hidrocarburos y dióxido de carbono son refrigerantes que se utilizan en una menor medida, si bien no reducen el ozono tienen

potencial de calentamiento global (GWP), conocido por sus siglas en inglés: Global Warming Potential., aún existen algunas mezclas (blends) tales como el R401A, R401B, R409A entre otros, llamados sustitutos temporales, porque poseen R22 en su composición y tienen un plazo determinado para ser eliminados.

#### **4.2.2. La clasificación general de los refrigerantes es la siguiente:**

- **Por su composición química:**

##### **Clorofluorocarbonos CFC"s**

Como su nombre lo indica, los clorofluorocarbonos (CFC"s) consisten en cloro, flúor y carbono. Como no contienen hidrógeno, los refrigerantes CFC son químicamente muy estables, inclusive cuando son liberados a la atmósfera. Pero debido a que contienen cloro en su composición, están dañando la capa de ozono. Permanecen en la atmósfera de 60 a 1700 años.

##### **Los hidroclorofluorocarbonos HCFC"s**

Los hidroclorofluorocarbonos (HCFC"s) son la segunda categoría de refrigerantes que están vigentes actualmente. Aunque contienen cloro, que daña la capa de ozono, los refrigerantes HCFC's también contienen hidrógeno, que los hace químicamente menos estables una vez que suben a la atmósfera.

### **Mezclas zeotrópicas**

Están formadas por dos o más sustancias simples o puras, que al mezclarse en las cantidades preestablecidas generan una nueva sustancia, la cual tiene temperaturas de ebullición y condensación variables.

### **Mezcla azeotrópicas**

Se identifica por un número de tres cifras que comienza con el 5.

Está formada por dos o más sustancias simples o puras que tienen un punto de ebullición constante y se comportan como una sustancia pura, logrando mejores características de desempeño.

### **Los Hidrofluorocarbonos (HFC"s)**

Son sustancias que contienen hidrógeno, flúor y carbono. No contienen cloro y por consiguiente no dañan la capa de ozono

- **Por su grado de seguridad (A1,A2,A3):**

GRUPO 1: no son combustibles ni tóxicos.

GRUPO 2: tóxicos, corrosivos o explosivos a concentraciones mayores de 3,5% en volumen mezclados con el aire.

GRUPO 3: tóxicos, corrosivos o explosivos a concentraciones menores o iguales a 3,5% en volumen.

Los refrigerantes deberán incluirse dentro de uno de los dos grupos A y B basándose en su toxicidad:

GRUPO A: Refrigerantes cuya concentración media en el tiempo no tiene efectos adversos para la mayoría de los trabajadores que pueden estar expuestos al refrigerantes durante una jornada laboral de 8 horas diarias y 40 horas semanales y cuyo valor es igual o superior a una concentración media de  $400 \text{ ml/m}^3$  [400 ppm. (V/V)].

GRUPO B: Refrigerantes cuya concentración media en el tiempo no tiene efectos adversos para la mayoría de los trabajadores que puedan estar expuestos al refrigerante durante una jornada laboral de 8 horas diarias y 40 horas semanales y cuyo valor es inferior a una concentración media de  $400 \text{ ml/m}^3$  [400 ppm. (V/V)].

Inflamabilidad creciente ↑ ↑	Altamente Inflamable	A3	B3
	Ligeramente Inflamable	A2	B2
	No inflamable	A1	B1
		Baja Toxicidad	Alta Toxicidad
		→ → Toxicidad creciente	

**Figura 12.-** Matriz de inflamabilidad vs toxicidad de los refrigerantes

- **Por su función:**

**Refrigerantes primarios**, son sustancias químicas que utilizan su calor latente de vaporización para absorber calor de un cuerpo o sustancia a enfriar, se caracterizan al absorber calor y se condensan fácilmente cuando ceden su calor latente al medio ambiente. Estos refrigerantes son usados en sistemas de refrigeración directa.

Los refrigerantes primarios usados en refrigeración doméstica y comercial son:

- Amoniaco.....R 717
- Refrigerante 12.....R 12
- Refrigerante 22.....R 22
- Refrigerante 502.....R 502
- Refrigerante 134a.....R 134a

**Refrigerantes secundarios**, son aquellos refrigerantes que han sido enfriados por algún refrigerante primario para luego enfriar o absorber calor de una sustancia o cuerpo. Estos refrigerantes son usados en sistemas de refrigeración indirecta y se caracterizan por tener bajo punto de congelación y bajo punto eutéctico<sup>6</sup>.



### **4.2.3. Criterios de selección de refrigerantes primarios.**

Entre las características de los refrigerantes primarios que se toman en cuenta a la hora de seleccionar, las más importantes son:

- Punto de congelación. Debe de ser inferior a cualquier temperatura que existe en el sistema, para evitar congelamientos en el evaporador.
- Calor específico. Debe de ser lo más alto posible para que una pequeña cantidad de líquido absorba una gran cantidad de calor.
- Volumen específico.- El volumen específico debe de ser lo más bajo posible para evitar grandes tamaños en las líneas de aspiración y compresión
- Densidad. Deben de ser elevadas para usar líneas de líquidos pequeñas.
- La temperatura de condensación, a la presión máxima de trabajo debe ser la menor posible.
- La temperatura de ebullición, relativamente baja a presiones cercanas a la atmosférica.
- Punto crítico lo más elevado posible.
- No ser líquidos inflamables, corrosivos ni tóxicos.
- Dado que deben interaccionar con el lubricante del compresor, deben ser miscibles en fase líquida y no nociva con el aceite.
- Los refrigerantes, se aprovechan en muchos sistemas para refrigerar también el motor del compresor, normalmente un motor eléctrico, por

lo que deben ser buenos dieléctricos, es decir, tener una baja conductividad eléctrica.

- Tener bajo riesgo de toxicidad, es decir, no ser venenoso ni irritante.
- El tipo de refrigerante seleccionado no debe contaminar los productos almacenados en caso de fugas.
- Además de las propiedades mencionadas, conviene tener un costo bajo y disponibilidad en el mercado nacional, "pero esta consideración rara vez desempeña un papel importante en la evaluación final de los refrigerantes que existen hoy en el comercio".
- Reducción del ozono (Ozone Depletion Potential).
- Calentamiento global (Global Warming Potential).
- Respecto al primero hemos dado a conocer algunas alternativas y se ha profundizado en cada uno de ellos; mientras el segundo factor corresponde a considerar aquellos efectos directos e indirectos que se derivan del uso del refrigerante a seleccionar.

- **Figura 13.-** Refrigerantes primarios usados en instalaciones frigoríficas

**REFRIGERANTES PRIMARIOS USADOS EN INSTALACIONES FRIGORÍFICAS.**

PROPIEDADES	R11	R22	R134a	R600A	R401A	R401B	R409A
Fórmula Química	CCl <sub>2</sub> F <sub>2</sub>	CHClF <sub>2</sub>	CF <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> F	CH(CH <sub>3</sub> ) <sub>2</sub>	-	-	-
Componentes	R12	R22	R134A	R600A	R22/R152A/R124	R22/R152A/R124	R22/R142B/R124
Composición % en peso	100	100	100	100	53/13/34	61/11/28	60/15/25
Peso molecular	120.93	86.48	102.03	52	94.4	92.8	97.45
Tipo	Puro	Puro	Puro	Puro	No azeotrópico	No azeotrópico	No azeotrópico
T. Ebullición, °C.	-29.8	-40.8	-26.4	-11.7	-33	-35	-34.5
T. Crítica, °C.	112	96	100	-	108	106	107
Presión Crítica, bar.	41.13	49.33	40.59	37.89	668 psia 4604 KPa	679 psia 4682 KPa	667.2 psia 4600 KPa
IN	No inflamable	No inflamable	No inflamable	1.9	No inflamable	No inflamable	No inflamable
FL	No inflamable	No inflamable	No inflamable	8.5	No inflamable	No inflamable	No inflamable
A	No inflamable	No inflamable	No inflamable	No tóxico, 800 ppm	Similar al R12	Similar al R12	Similar al R12
M	Toleran todos los materiales usados en las instalaciones frigoríficas.	Toleran todos los materiales usados en las instalaciones frigoríficas.	Similar al R12	Son compatibles con la mayoría de los materiales metálicos y elastómeros usados en sistemas de refrigeración para el R12. Materiales con caucho natural y sílica no son apropiados para la utilización con hidrocarburos.	Similar al R12	Similar al R12	Similar al R12
BI	Compatible con aceite mineral, Incompatible con poliéster.	Compatible con aceite mineral, Incompatible con poliéster.	Incompatible con aceite mineral y compatible con poliéster.	Compatible con aceite mineral y poliéster.	Compatible con poliéster, incompatible con aceite mineral.	Compatible con poliéster, incompatible con aceite mineral.	Compatible con aceite mineral, incompatible con poliéster.
LI	Muy difícil.	Muy difícil.	Necesitan detectores especiales.	Muy difícil.	Muy difícil.	Muy difícil.	Muy difícil.
D	Muy difícil.	Muy difícil.	Necesitan detectores especiales.	Muy difícil.	Muy difícil.	Muy difícil.	Muy difícil.
Toxicidad, TLV-TWA	No tóxico, 1000 ppm	No tóxico, 1000 ppm	Similar al R12	No tóxico, 800 ppm	Similar al R12	Similar al R12	Similar al R12
Compatibilidad con materiales	Toleran todos los materiales usados en las instalaciones frigoríficas.	Toleran todos los materiales usados en las instalaciones frigoríficas.	Similar al R12	Son compatibles con la mayoría de los materiales metálicos y elastómeros usados en sistemas de refrigeración para el R12. Materiales con caucho natural y sílica no son apropiados para la utilización con hidrocarburos.	Similar al R12	Similar al R12	Similar al R12
Miscibilidad	Compatible con aceite mineral, Incompatible con poliéster.	Compatible con aceite mineral, Incompatible con poliéster.	Incompatible con aceite mineral y compatible con poliéster.	Compatible con aceite mineral y poliéster.	Compatible con poliéster, incompatible con aceite mineral.	Compatible con poliéster, incompatible con aceite mineral.	Compatible con aceite mineral, incompatible con poliéster.
Detectores de fuga	Muy difícil.	Muy difícil.	Necesitan detectores especiales.	Muy difícil.	Muy difícil.	Muy difícil.	Muy difícil.

## Propiedades medioambientales de los refrigerantes

Tabla 14

## Propiedades medioambientales de los refrigerantes

Refrigerante	Permanencia en la atmosfera, años	ODP	GWP
R-11	45	1	1
R-12	100	1	1
R-13	640	1	1
R-22	12	0.055	0.055
R-23	270	0	0
R-32	4.9	0	0
R-113	85	0.8	0.8
R-114	300	1	1
R-115	1700	0.6	0.6
R-116	10,000	0	0
R-123	1.3	0.02	0.02
R-124	5.8	0.022	0.022
R-125	29	0	0
R-134a	14	0	0
R-141b	9.3	0.11	0.11
R-142b	17.9	0.065	0.065
R-143a	52	0	0
R-152a	1.4	0	0
R-218	2600	0	0
R-227ea	34.2	0	0
R-236fa	240	0	0
R-245ca	6.2 <sup>d</sup>	0	0
R-245fa	7.6	0	0
R-C318	3200	0	0
R-744	Variable	0	0
R-290	0.41 <sup>d</sup>	0	0
R-600	0.018 <sup>d</sup>	0	0
R-600a	0.019 <sup>d</sup>	0	0
R-601a	0.01 <sup>d</sup>	0	0
R-717	0.01 <sup>d</sup>	0	0
R-1270	0.001 <sup>d</sup>	0	0

Fuente: ASHARE 2009

## Propiedades medioambientales de las mezclas refrigerantes

Tabla 15

## Propiedades medioambientales de las mezclas refrigerantes

Refrigerante	ODP	GWP	Refrigerante	ODP	GWP
401A	0.033	1200	415B	0.013	550
401B	0.036	1300	416A	0.008	1100
401C	0.027	930	417A	0.000	2300
402A	0.019	2800	418A	0.048	1700
402B	0.030	2400	419A	0	3000
403A	0.038	3100	420A	0.008	1500
403B	0.028	4500	421A	0	2600
404A	0	3900	421B	0	3200
405A	0.026	5300	422A	0	3100
406A	0.056	1900	422B	0	2500
407A	0	2100	422C	0	3100
407B	0	2800	422D	0	2700
407C	0	1800	423A	0	2300
407D	0	1600	424A	0	2400
407E	0	1600	425A	0	1500
408A	0.024	3200	426A	0	1500
409A	0.046	1600	427A	0	2100
409B	0.045	1600	428A	0	3600
410A	0	2100	500	0.738	8100
411A	0.044	1600	502	0.250	4700
411B	0.047	1700	503	0.599	15,000
412A	0.053	2300	507A	0	4000
413A	0	2100	508A	0	13,000
414A	0.043	1500	508B	0	13,000
414B	0.039	1400	509A	0.022	5700
415A	0.028	1500			

Fuente: ASHARE 2009

Desde la década de los 80 ha existido una transición de refrigerantes que dañan la capa de ozono incluyendo los CFC a los compuestos de baja o ninguna acción en la reducción de ozono tales como los HCFC y HFC.

#### 4.3. Selección del refrigerante.

Del conjunto de propiedades analizadas se debe buscar un equilibrio al seleccionar un refrigerante; se procederá a evaluar las propiedades

de los refrigerantes que para efectos de selección se considera tres características fundamentales, además de aquellas que ya fueron mencionadas en este capítulo, siendo estas:

- Presión de vapor.
- Temperatura y presión crítica.

Por lo tanto el refrigerante que vamos a utilizar es el R404A, que es uno de los llamados refrigerantes ecológicos, para un sistema de refrigeración directo.

#### **4.4. Propiedades del refrigerante seleccionado**

El R404A, es gas incoloro comúnmente utilizado en las instalaciones de refrigeración a compresión simple, de congelación y otras aplicaciones a temperatura de evaporación comprendidas entre  $-45^{\circ}\text{C}$  y  $+10^{\circ}\text{C}$  Sus aplicaciones son:

- Refrigeración en baja temperatura ( sustituyendo al r502 )
- Refrigeración de media temperatura ( Alternativa viable al R22 )
- Refrigeración de alta temperatura ( hasta  $7^{\circ}\text{C}$  de te Temp de evaporación)
- Refrigeración de muy baja temperatura (hasta  $-60^{\circ}\text{C}$ ), usando doble etapa

R404A es una mezcla ternaria compuesta por R-125, R-143a y R-134a. Sus características termodinámicas lo constituyen como el sustituto ideal del R-502 para el sector de la refrigeración en nuevas instalaciones para bajas y medias temperaturas. El R-404A se caracteriza por su notable estabilidad química y de un bajo deslizamiento de temperatura (Glide), de 0,7°C. Su clasificación es A1 grupo L1.

Su principal aplicación son las instalaciones nuevas para bajas y medias temperaturas. También existe la posibilidad de reconvertir una instalación de R-502 a R-404A, eliminando el 95% del aceite mineral o alquilbencénico original, por un aceite polioléster.

El R-404A es una mezcla de refrigerantes a base de HFC, los cuales no son compatibles con los lubricantes tradicionales que trabajaban con R-502. El único lubricante idóneo para utilizar con el R404A es el aceite polioléster(POE).

**Toxicidad y almacenamiento:**

El R-404A es muy poco tóxico incluso con exposiciones prolongadas de tiempo.

El AEL (Allowable Exposure Limit) es de 1000 ppm (8 horas, TWA).

Los envases del R-404A deben almacenarse en lugares frescos y ventilados lejos de fuentes de calor. Los vapores, en caso de fuga tienden a acumularse a nivel del suelo.

Tabla 16

Propiedades del refrigerante seleccionado

<b>Componentes R-404 A</b>		
<b>Nombre químico</b>		<b>% en peso</b>
<b>1,1,1-Trifluoroetano (R-143a)</b>		52
<b>1,1,1,2- Tetrafluoroetano (R-134a)</b>		4
<b>Pentafluoroetano (R-125)</b>		44
<b>Propiedades físicas R-404 A</b>		
<b>Peso molecular</b>	97.61	(g/mol)
<b>Temperatura ebullición (1,013 bar)</b>	-46.45	°C
<b>Deslizamiento temperatura de ebullición</b>	0.7	(k)
<b>Temperatura crítica</b>	72.07	°C
<b>Presión crítica</b>	37.31	(bar abs)
<b>Densidad crítica</b>	484	(Kg/m <sup>3</sup> )
<b>Densidad del líquido (25°C)</b>	1048	(Kg/m <sup>3</sup> )
<b>Densidad del líquido (-25°C)</b>	1236	(Kg/m <sup>3</sup> )
<b>Densidad del vapor saturado (a 1,013 bar)</b>	5.41	(Kg/m <sup>3</sup> )
<b>Presión del vapor (25°C)</b>	12.42	(bar abs)



<b>Presión del vapor (-25°C)</b>	2.49	(bar abs)
<b>Calor latente de vaporización (a 1,013 bar)</b>	200	(KJ/Kg.)
<b>Calor específico del líquido (25°C) (1,013 bar)</b>	1.64	(KJ/Kg.K)
<b>Calor específico del vapor (25°C) (1,013 bar)</b>	0.88	(KJ/Kg.K)
<b>Conductibilidad térmica del líquido (25°C)</b>	0.064	(W/mk)
<b>Conductibilidad térmica del vapor (1,013 bar)</b>	0.0143	(W/mk)
<b>Solubilidad con el agua (25°C)</b>	Despreciable	(ppm)
<b>Límite de inflamabilidad (25°C)</b>	Ninguno	(% vol)
<b>Toxicidad (AEL)</b>	1000	(ppm)
<b>ODP</b>	0	
<b>GWP</b>	3780	

Fuente: Gas-Servi.S.A

### **Selección del Aceite frigorífico.**

Existen varios tipos de aceites sintéticos, pero los que mejor resultado dan en refrigeración son los de polialquilenglicol (PAG) y los de poliéster (POE). En la actualidad, con la desaparición de algunos refrigerantes clorofluorocarbonados (CFC's), y la aparición de sus sustitutos, es necesario el uso de aceites sintéticos, ya que algunos de estos nuevos refrigerantes como el R-134a, no son miscibles con los aceites minerales nafténicos ni aromáticos. El R-134a inclusive, ha mostrado poca solubilidad con los aceites sintéticos de

alquilbenceno; en cambio, ha mostrado buena solubilidad con los lubricantes de polioléster, de los cuales hay varios tipos.

Por otra parte, los lubricantes sintéticos de PAG, no son compatibles con los clorofluorocarbonos (CFC's), como el R-12. Específicamente, el cloro contenido en estos refrigerantes, puede reaccionar con el aceite sintético y causarle una degradación.

La utilización de los aceites, puede resumirse en:

- Aceite Mineral: Recomendado para trabajar con gases CFC, HCFC y amoníaco.
- Aceite Alquilbenceno: Adecuado para refrigerantes CFC, HCFC (R12, R502, R22, R502, R123) mezclas y amoníaco. Compatible con aceite mineral usado en sistemas con refrigerantes CFC.
- Aceite Poliolester: Adecuado para refrigerantes HFC (R-134a, R-404A, R-507, R-407C, R-410A). Compatible con refrigerantes HCFC y R-12.

En la siguiente tabla se muestra la compatibilidad del aceite a seleccionar con algunos refrigerantes:

Tabla 17

## Compatibilidad entre gases y lubricantes

Fuente: GAS-SERVEI,SA

	Aceite Mineral	Aceite Mineral + Alquibencénico (Semisintético)	Aceite Alquibencénico	Aceite Éster (Poliol Éster)
R-12	✓	✓	✓	✓
R-134a	✗	✗	✗	✓
DI-36	✓	✓	✓	✓
R-401A	✗	✓	✓	✓
R-401B	✗	✓	✓	✓
R-502	✓	✓	✓	✓
M-55 (R-404A)	✗	✗	✗	✓
DI-44	✗	✓	✓	✓
69-L (R-403B)	✓	✓	✓	✓
R-402A	✗	✓	✓	✓
R-402B	✗	✓	✓	✓
R-22	✓	✓	✓	✓

#### 4.5. Determinación de las temperaturas de condensación y evaporación.

La temperatura de evaporación y de condensación depende del tipo de equipo a utilizar. En la práctica está generalizado el uso de condensadores enfriados por aire, especialmente cuando no está disponible el agua en cantidad suficiente o falta.

Una de las principales ventajas que tienen los condensadores enfriados por aire respecto a los evaporativos y torres de enfriamiento, es que, estos últimos tienden rápidamente a presentar incrustaciones; y por lo tanto, es necesario un tratamiento del agua (eliminación de sales de calcio). Además, está presente el problema de la corrosión.

Para una misma potencia frigorífica el condensador enfriado por aire ocupara más volumen que uno enfriado por agua o evaporativo; y la temperatura de condensación generalmente es mayor que en los otros condensadores evaporativos y enfriado por agua. El mantenimiento será menos costoso por lo expuesto en el párrafo precedente, puesto que no necesita tratamiento de agua.

En la práctica se adopta una diferencia de temperatura de 10 a 15 °C (*Fuente: "Curso de Refrigeración" del Ing. Ángel Vargas*), entre la temperatura promedio del aire y la temperatura de condensación del refrigerante para condensadores enfriados por aire.

$$T_{condensacion} = T_{aire,bulboseco} + \Delta T \text{ Ecu. 4.1}$$

Dónde:

$T_{condensacion}$  = temperatura de condensación del refrigerante, °C.

$T_{aire,bulboseco}$  = temperatura del medio (aire), 33 °C.

$\Delta T$  = incremento de temperatura recomendado, 12 °C.

La temperatura de condensación del refrigerante será:

$$T_{condensacion} = 33 \text{ °C} + 12 \text{ °C} = 45 \text{ °C}$$

Para determinar la temperatura de evaporación del fluidofrigorigeno, la misma está sujeta a las condiciones de humedad relativa del local a enfriar y, del producto a enfriar (conservar). Además depende de la configuración de los tubos del evaporador; **"de acuerdo a la experiencia estos valores** (diferencia de temperatura) **podrían variar en la forma como se detalla en la siguiente tabla"**.

Tabla 18

Diferencia de temperatura vs. Humedad relativa

Humedad relativa	95%	90%	85%	80%	75%
Tubos lisos(°C)	1	3	5	7	10
Tubos con aletas(°C)	3-4	5-6	7-8	9-10	12-13

Fuente: Curso de Refrigeración por Ing. Angel Vargas Z.

Las condiciones establecidas en el almacenamiento del melón es 7°C y 90 % de humedad relativa, para un evaporador de tubos con aletas se tomará la diferencia de temperatura de 6 °C, se prefiere uno con aletas ya que el problema del desescarchado no es un inconveniente cuando se tienen temperaturas positivas.

La temperatura de evaporación del refrigerante será:

$$T_{\text{evaporacion}} = T_{\text{almacenamiento}} - \Delta T_{\text{Ecu. 4.2}}$$

Donde,

$T_{evaporacion}$  = temperatura de evaporación del refrigerante, °C.

$T_{almacenamiento}$  = temperatura interior de la cámara 7°C.

$\Delta T$  = diferencia de temperatura recomendado, 6 °C.

$$T_{evaporacion} = 7 \text{ °C} - 6 \text{ °C} = 1 \text{ °C}$$

#### 4.6 Trazado del ciclo termodinámico y cálculo de las potencias y capacidades de los componentes principales.

Ahora se establecerá el número de etapas del sistema para poder trazar el ciclo de refrigeración. En la sección 4.5 se determinara las temperaturas de evaporación y condensación respectivamente, haciendo uso de la tabla 17 presión vs. Temperatura del refrigerante R404A se obtendrán las presiones de evaporación y condensación.

Mediante interpolación, los datos obtenidos de la tabla 17 son:

$P_{condensacion}$  @ 45°C

$$P_{condensacion} = 19.246 \text{ bar}$$

$$P_{condensacion} = 2.02593 \text{ MPa (a)}$$

$P_{evaporacion}$  @ 1°C

$$P_{evaporacion} = 6.2432 \text{ bar}$$

$$P_{evaporacion} = 0.7256 \text{ MPa (a)}$$

Ahora se determina la relación de compresión, con la Ec. 4.3:

$$r = \frac{P_{condensacion}}{P_{evaporacion}} \quad Ec.4.3$$

Tabla 19

Presión vs. Temperatura del refrigerante R404A

T	PL	Pg	V <sub>L</sub>	V <sub>g</sub>	H <sub>L</sub>	H <sub>g</sub>	R	S <sub>L</sub>	S <sub>g</sub>
°C	Bar	Bar	m <sup>3</sup> /kg	m <sup>3</sup> /kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kgK	kJ/kgK
-24	2.656	2.5980	0.000820	0.0757	166.870	354.040	187.180	0.875200	1.626400
-23	2.760	2.7010	0.000820	0.07295	168.170	354.670	186.500	0.880300	1.625900
-20	3.091	3.0270	0.000830	0.0654	172.090	356.530	184.440	0.895700	1.624300
-19	3.208	3.1380	0.000820	0.06317	171.800	359.440	187.640	0.893500	1.631800
-15	3.709	3.6350	0.000840	0.05479	178.720	359.580	180.860	0.921400	1.622000
0	6.127	6.0280	0.000890	0.03328	199.410	368.290	168.880	0.998400	1.616700
1	6.344	6.243	0.0008940	0.03239	200.866	368.819	167.953	1.003560	1.616400
3	6.777	6.674	0.0009020	0.03061	203.778	369.877	166.099	1.013880	1.615800
6	7.426	7.319	0.0009140	0.02794	208.146	371.464	163.318	1.029360	1.614900
7	7.643	7.534	0.0009180	0.02705	209.602	371.993	162.391	1.034520	1.614600
9	8.076	7.965	0.0009260	0.02527	212.514	373.051	160.537	1.044840	1.614000
10	8.292	8.1800	0.000930	0.02438	213.970	373.580	159.610	1.050000	1.613700
15	9.566	9.4510	0.000950	0.02097	221.520	376.020	154.490	1.076100	1.612200
18	10.397	10.2740	0.000960	0.01919	227.820	379.710	151.890	1.097500	1.619200
20	10.981	10.8640	0.000980	0.01806	229.300	378.290	148.990	1.102300	1.610600
22	11.588	11.4720	0.000900	0.01703	232.470	379.150	146.680	1.112900	1.609900
23	11.901	11.7850	0.001000	0.01653	234.070	379.560	145.490	1.118200	1.609500
24	12.220	12.1040	0.001008	0.01605	235.690	379.970	144.280	1.123600	1.609100
25	12.546	12.4300	0.001010	0.01559	237.310	380.370	143.060	1.128900	1.608700
27	13.216	13.0820	0.001040	0.01473	242.250	383.470	141.210	1.145500	1.615900
30	14.221	14.060	0.0010850	0.01344	249.660	388.120	138.435	1.17040	1.62670

35	15.896	15.690	0.0011600	0.01129	250.370	395.870	133.810	1.21190	1.64470
40	17.571	17.320	0.0012350	0.00914	257.650	403.620	129.185	1.25340	1.66270
45	19.246	18.950	0.0013100	0.00699	264.930	411.370	124.560	1.29490	1.68070
49	20.586	20.254	0.0013700	0.00527	270.754	417.570	120.860	1.32810	1.69510
50	20.921	20.580	0.0013850	0.00484	272.210	419.120	119.935	1.33640	1.69870

Dónde:

$r_c$  = relación de compresión.

$P_{condensacion}$  = presión de condensación absoluta del refrigerante.

$P_{evaporacion}$  = presión de evaporación absoluta del refrigerante.

Para los datos obtenidos tenemos:

$$r_c = \frac{2.02593 MPa(a)}{0.7256 MPa(a)} = 2.8$$

Debido a las condiciones de funcionamiento del compresor, se seleccionara uno de pistones. Además, como la relación de compresión es menor a 10, el sistema de refrigeración será de una etapa.

Para trazar el ciclo debemos tener presente 4 puntos en el mismo:

**Punto 1:** Punto de partida del ciclo inicio de la compresión, entrada de vapor al compresor, se considera ciertos grados de



recalentamiento<sup>†</sup> ( $\Delta T_o$ ) que por lo general va de 5 a 10°C sobre la temperatura del vapor saturado, por lo general es de 5°C.

El punto 1 tendrá las siguientes propiedades:

$$T_1 = 6 \text{ °C (42.8 °F)}$$

$$P_1 = 0.7319 \text{ MPa (106.15 psia)}$$

$$h_1 = 371.464 \text{ KJ/Kg}$$

$$v_1 = 0.02794 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

$$s_1 = 1.6149 \text{ KJ/Kg. K}$$

**Punto 2:** final de la compresión del refrigerante, se asume que la compresión es isentropica e intercepta a la línea de presión de condensación (presión de descarga), teniendo el punto 2 las siguientes propiedades:

$$T_2 = 49 \text{ °C (120.2 °F)}$$

$$P_2 = 2.025 \text{ MPa (308.45 psia)}$$

$$h_2 = 417.57 \text{ KJ/Kg}$$

$$v_2 = 0.00527 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

---

<sup>†</sup>Los grados de recalentamiento es el  $\Delta T_o$ , que se adiciona a la temperatura de saturación a la presión de evaporación.

$$s_2 = 1.6951 \text{ KJ/Kg. K}$$

**Punto 3:** Luego de ser comprimido el refrigerante, es enfriado en el condensador cediendo su calor latente de vaporización al medio exterior, hasta llegar a las condiciones del punto 3. Como podemos observar en el APENDICE B el punto 3 tiene un subenfriamiento de 5 °C. El subenfriamiento por lo general fluctúa entre 5 °C y 10 °C. Se aprovecha el frigorígeno frío que sale del evaporador en el subenfriador, puesto que el equipo se encuentra dotado de un intercambiador subenfriador entre las líneas de salida del condensador y evaporador, ver Fig.4.2:

$$T_3 = 45 \text{ °C} - 5 \text{ °C} = 40 \text{ °C} (104.0 \text{ °F})$$

$$P_3 = 1.757 \text{ MPa} (269.52 \text{ psia})$$

$$h_3 = 257.65 \text{ KJ/Kg}$$

$$v_3 = 0.001235 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

$$s_3 = 1.25340 \text{ KJ/Kg. K}$$

**Punto 4:** Al ser condensado y subenfriado el refrigerante, este es estrangulado al pasar por el dispositivo de expansión, en este dispositivo la presión desciende a entalpia constante, hasta alcanzar las condiciones de mezcla húmeda (punto 4) a la entrada del evaporador.

$$T_4 = 1 \text{ °C} (33.8 \text{ °F})$$

$$P_4 = 0.634 \text{ MPa} (106.65 \text{ psia})$$

$$v_4 = ? \text{ m}^3/\text{Kg}$$

$$h_4 = 257.65 \text{ KJ/Kg}$$

$$s_4 = ? \text{ KJ/Kg. K}$$

Se debe interpolar de la tabla de saturación líquido-vapor, tabla de presión. El punto 4 se encuentra en la zona de mezcla húmeda por lo tanto se debe determinar su calidad utilizando los valores de entalpía, de la siguiente manera:

$$X = \frac{h - h_f}{h_g - h_f} = \text{calidad} \text{ Ec. 4.4}$$

$$X = \frac{257.65 - 200.866}{368.819 - 200.866} = 0.33 = 33 \%$$

Por lo tanto el volumen específico y entropía en ese estado será:

$$v = v_f + Xv_{fg} \quad \text{Ec.4.5}$$

$$v_4 = 0.00089 + 0.33 \times (0.03239 - 0.00089) = 0.01128 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

$$s = s_f + Xs_{fg} \quad \text{Ec.4.6}$$

$$s_4 = 1.00356 + 0.33 \times (1.6164 - 1.00356) = 1.2058 \text{ KJ/Kg.K}$$

Para completar el ciclo de refrigeración, el refrigerante alcanza las condiciones del punto 1 al ser recalentado al pasar por el evaporador.

Un esquema del ciclo de refrigeración se muestra en la figura 4.3

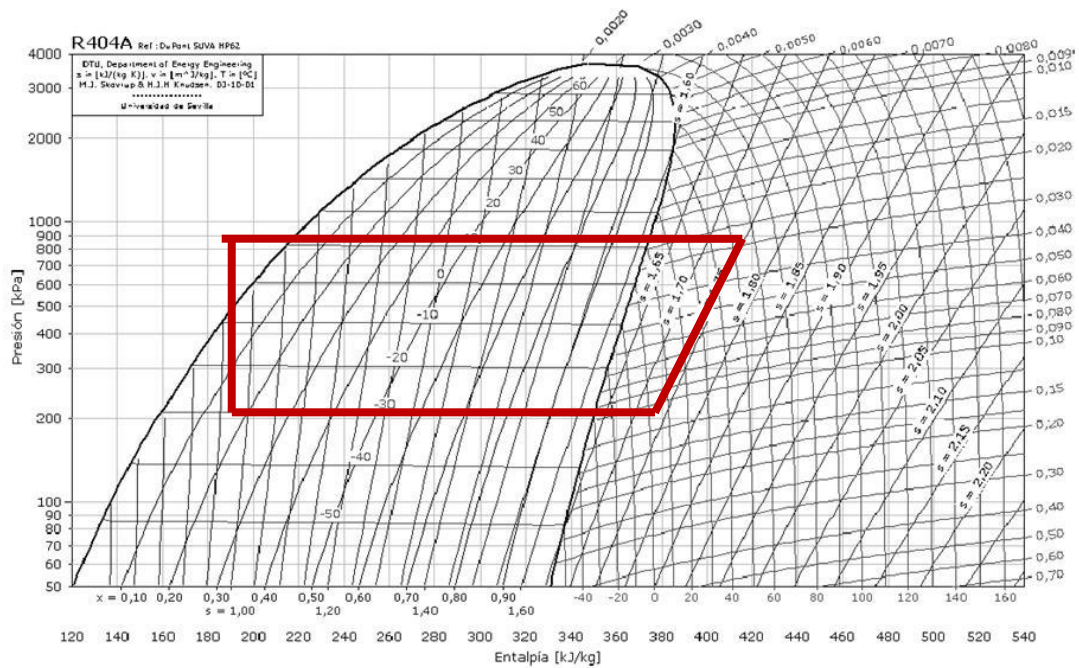


Figura 14.-Diagrama P-h, Trazado del Ciclo Termodinámico

### Calculo de los principales parámetros del ciclo.

Los principales parámetros del ciclo a analizar son: flujo másico, potencia del compresor, caudal volumétrico desplazado por el compresor y el calor rechazado por el condensador. El calor absorbido por el evaporador es el mismo que se necesita remover del cálculo de carga realizado anteriormente. La siguiente ecuación relaciona el flujo másico y la diferencia de entalpía entre los puntos 4 y 1, que son los de entrada y salida del evaporador.

$$Q_{evap.} = \dot{m}_r \cdot (h_1 - h_4) \text{ Ec. 4.7}$$

Donde,

$Q_{evap.}$  = calor absorbido por el sistema, Kcal/h (KJ/h).

$\dot{m}_r$  = flujo másico del refrigerante, Kg/h.

$h_1$  = entalpia a la salida del evaporador, Kcal/Kg (KJ/Kg).

$h_4$  = entalpia a la entrada del evaporador, Kcal/Kg (KJ/Kg).

Despejando de la Ec.4.7 obtenemos:

$$\dot{m}_r = \frac{Q}{(h_1 - h_4)} \text{ Ec. 4.8}$$

$$\dot{m}_r = \frac{31354.46 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \times 4.1868 \frac{\text{KJ}}{\text{Kcal}}}{(371.464 - 257.65) \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}}$$

$$\dot{m}_r = 1153.41 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}$$

### **Caudal volumétrico de refrigerante en los compresores.**

El caudal volumétrico de refrigerante en los compresores esta dado por la siguiente ecuación Ec.4.9:

$$v'_c = \dot{m}_r \cdot v_1 \text{ Ec. 4.9}$$

Dónde:

$v'_c$  = caudal volumétrico,  $\text{m}^3/\text{h}$ .

$v_1$  = volumen especifico en el punto 1,  $\text{m}^3/\text{Kg}$ .

$$v'_c = 1153.41 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} \times 0.02794 \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}} = 32.22 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

### **Potencia del compresor**

#### **Rendimiento mecánico $\eta_m$**

Generalmente se selecciona un valor entre 80% a 90%.

Tomaremos el mínimo valor de rendimiento:

$$\eta_m=0.80$$

### **Rendimiento volumétrico $\eta_v$**

Para compresores de pistón el rendimiento volumétrico se puede obtener por la fórmula:

$$\eta_v = -0.0285 r_c + 0.89 \quad \text{Ec. 4.10}$$

$$\eta_v = -0.0285 (2.8) + 0.89$$

$$\eta_v = 0.81$$

### **Rendimiento total $\eta_T$**

Está dado por la expresión:

$$\eta_T = \eta_m \times \eta_v \quad \text{Ec. 4.11}$$

$$\eta_T = 0.80 \times 0.81$$

$$\eta_T = 0.65$$

La potencia del compresor es definida por el trabajo del compresor, en la gráfica del APENDICE B representada por la trayectoria 1 - 2, y está definida por:

$$P_c = \frac{\dot{m}_r(h_2-h_1)}{\eta_T} \quad \text{Ec. 4.12}$$

Donde,

$P_c$ = potencia del compresor, KW.

$h_1$ = entalpia a la entrada del compresor, KJ/Kg.

$h_2$ = entalpia a la salida del compresor, KJ/Kg.

$n_T$  = rendimiento total

$$P_c = \frac{1153.41 \frac{Kg}{h} (417.57 - 371.464) \frac{KJ}{Kg}}{0.648}$$

$$P_c = 82066.55 \frac{KJ}{h}$$

$$P_c = 22.79 Kw$$

$$P_c = 30.56 HP$$

### Potencia Calorífica evacuada en el condensador

Esta dada por el producto del caudal másico del refrigerante por la diferencia de entalpías a la entrada y salida del condensador.

$$Q_c = \dot{m}_r (h_2 - h_3) \text{ Ec. 4.13}$$

Dónde:

$Q_c$  = calor rechazado por el condensador, KJ/h (Kcal/h).

$h_2$  = entalpia a la entrada del condensador, KJ/Kg.

$h_3$  = entalpia a la salida del condensador, KJ/Kg.

$$Q_c = 1153.41 \frac{Kg}{h} (417.57 - 257.65) \frac{KJ}{Kg}$$

$$Q_c = 184453.32 \frac{KJ}{h}$$

$$Q_c = 44055.91 \frac{Kcal}{h}$$

$$Q_c = 51 Kw$$

### **Caudal volumétrico de refrigerante entrando en la válvula de expansión**

Esta dada por el producto del caudal másico de refrigerante multiplicado por el volumen específico a la entrada de la válvula de expansión.

$$V' = \dot{m}_r \cdot v_3 \text{ Ec. 4.14}$$

$$V' = 1153.41 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} \times 0.001235 \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}}$$

$$V' = 1.42 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

### **Factor de performance del sistema de refrigeración.**

Esta dado por el cociente de la potencia total de compresión del sistema dada en HP, dividido para la potencia frigorífica total dada en TR.

$$FOP = \frac{P_c}{Q_T} \text{ Ec. 4.15}$$

$$FOP = \frac{30.56 \text{ HP}}{10.31 \text{ TR}}$$

$$FOP = 2.96 \text{ HP/TR}$$

### **Coefficiente de performance del sistema de refrigeración**

Esta dado por el cociente de la potencia frigorífica total dividido para la potencia total de compresión del sistema.

$$COP = \frac{Q_T}{P_c} \text{ Ec. 4.16}$$



$$COP = \frac{130643.6 \frac{kJ}{h}}{82066.55 \frac{kJ}{h}}$$

$$COP = 1.59$$

# **CAPÍTULO 5**

## **5. SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS DE LA INSTALACIÓN FRIGORÍFICA.**

### **Selección de los elementos de la cámara de congelación**

Mediante catálogos se seleccionará los elementos de nuestro sistema frigorífico, basándonos en los principales parámetros calculados en los capítulos anteriores.

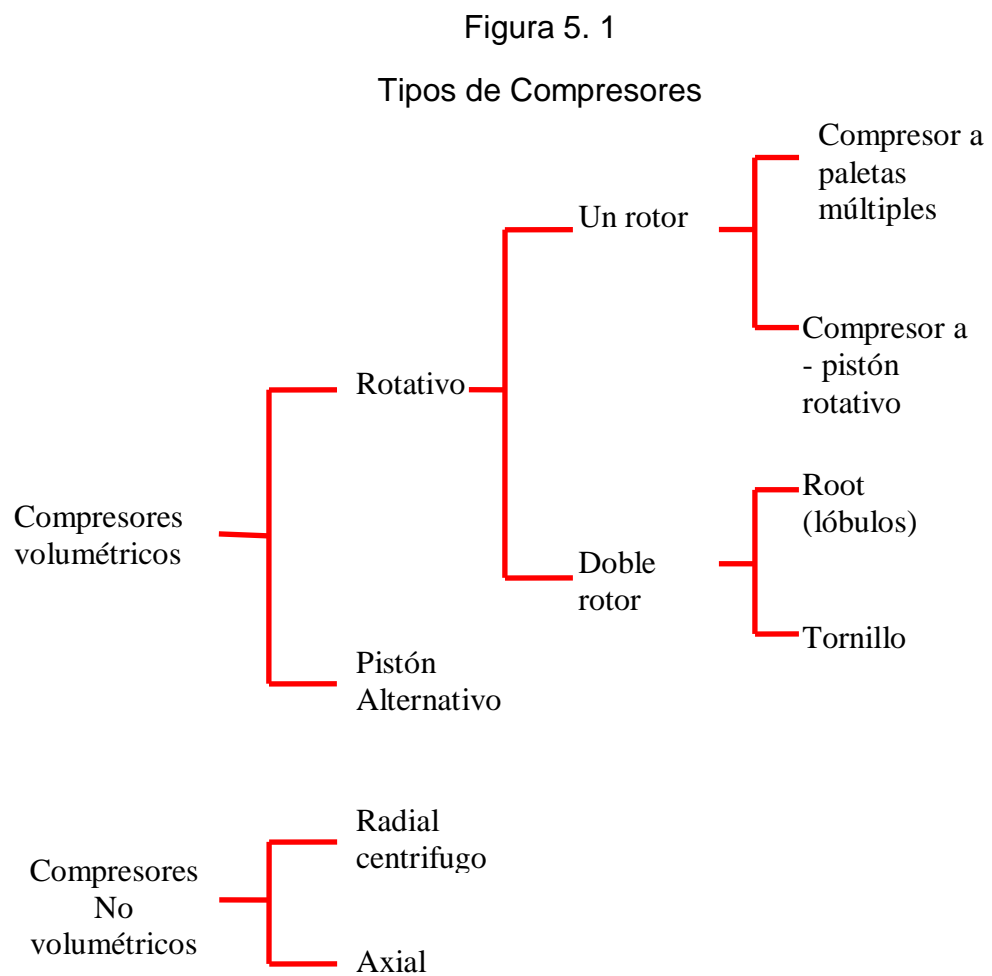
### **Parámetros de funcionamiento del sistema de refrigeración.**

- Refrigerante seleccionado R404A
- (CRT) calor rechazado total por los evaporadores 31354.46 Kcal/h  
(10.31 TR)
- Potencia del compresor 30.56 HP (pistones)

- Potencia calorífica evacuada por el condensador 44055.91 Kcal/h
- Temperatura de la cámara 7°C
- Temperatura de evaporación 1°C
- Temperatura de condensación 45°C

### 5.1. Tipos de compresores.

En forma general, los compresores se clasifican en dos grupos:



Fuente: "CURSO DE REFRIGERACION" por el Ing. Vargas Z.

**Compresores volumétricos.-** Son aquellos que permiten obtener grandes relaciones de compresión. Además la transferencia del fluido es realizada por capacidades que son puestas sucesivamente en relación por la aspiración y luego por la descarga, después de haber disminuido su volumen y aumentado su presión. Una desventaja es que no se adaptan para desplazamiento de grandes caudales.

**Compresores no volumétricos.-** Son aquellos en el que la transferencia del fluido es realizada por una o varias ruedas de paletas que comunican la energía mecánica al fluido elevando su presión.

## **5.2. Selección del Compresor.**

Los criterios más importantes a considerar son el volumen a desplazar y la tasa de compresión, aunque existen además otros parámetros que hay que tener en cuenta, como lo son:

- Regularidad de funcionamiento.
- Presencia de ciertos órganos (como válvulas).

El problema de seleccionar las características del compresor se puede presentar de diversas formas:

- El compresor está destinado a ser impulsado por correas (este caso generalmente se presenta para velocidades comprendidas entre 300 y 800rpm).
- El compresor debe ser impulsado directamente por el motor (árboles de motor y compresor acoplados).

En la mayoría de los casos el del tipo asincrónico (mono o polifásico según la potencia).

En estas condiciones el número de velocidades posibles es muy limitado y depende del número de polos del motor de impulsión.

De esta manera para una frecuencia de 60 ciclos por segundo:

- Para 2 polos:  $n = 3450\text{rpm}$
- Para 4 polos:  $n = 1750\text{rpm}$
- Para 6 polos:  $n = 1150\text{rpm}$
- Para 8 polos:  $n = 870\text{rpm}$

Prácticamente la velocidad de 3450rpm es demasiado elevada y no es usada. La selección se limita a las tres siguientes: siendo las velocidades de 1750 y 1150rpm las más comúnmente empleadas.

Para seleccionar un compresor, se tienen en cuenta, los siguientes aspectos:

- El caudal volumétrico a desplazar.
- La tasa de Compresión.
- Regularidad de funcionamiento, donde interviene la regularidad del caudal desplazado, la regularidad del par resistente, y la generación de vibración y ruidos.
- La polución del refrigerante por el aceite.
- La forma de la curva característica: Caudal vs. Presión.
- La presencia de ciertos elementos (válvulas por ejemplo).
- Espacio y peso.

En la práctica se utilizan los siguientes criterios:

- Para caudales menores a  $1500 \text{ m}^3/\text{hr}$  es recomendable utilizar compresores volumétricos a Pistón alternativo.
- Para caudales superiores a  $1000 \text{ m}^3/\text{hr}$  es recomendable utilizar los turbocompresores centrífugos.
- Para caudales intermedios entre los grupos anteriores, es recomendable usar compresores de tomillo.
- Para caudales extremadamente grandes, se usan compresores axiales, aunque estos son raramente utilizados.

Para nuestro caso, tenemos un caudal volumétrico de  $32.22 \text{ m}^3/\text{hr}$ , por lo que seleccionaremos un compresor volumétrico de pistón alternativo.

Dicho compresor estará conectado a un motor eléctrico de 6 polos girando a 1150 RPM.

Si tenemos un diámetro de pistón de 110 mm, tenemos una carrera de 110mm.

Con estos datos, podemos calcular el número de pistones que tendrá nuestro compresor a partir de la siguiente ecuación:

$$v'_c = \eta_v * \pi * \frac{d^2}{4} * L * Z * N * 60 \quad Ecu. 5.1$$

Donde:

- $\eta_v$  = Rendimiento volumétrico
- $v'_c$  = Caudal volumétrico
- $Z$  = número de cilindros
- $L$  = Carrera del pistón
- $N$  = RPM del motor
- $d$  = diámetro del pistón

Por lo tanto, el número de cilindros necesarios para trabajar ese caudal, y con la eficiencia encontrada en el capítulo 4, es:

$$32.22 \text{ m}^3/\text{h} = 0.81 * \pi * \frac{0.11^2}{4} * 0.11 * Z * 1150 * 60$$

$$Z = 1.73 \approx 2 \text{ pistones}$$

Son todas estas las características con las que debe contar el compresor de nuestra unidad condensadora, para lo cual se tiene que relacionar la capacidad de enfriamiento a manejar con los equipos que se pueden encontrar en el mercado, de manera que al combinar ambos se tengan los equipos necesarios para suplir las necesidades en cuanto a capacidad de enfriamiento se refiere

En el APENDICE C se selecciona el compresor de dos pistones el cual es: GRASSO 210.

### **5.3. Tipos de Condensadores.**

Los condensadores se clasifican de acuerdo a la forma de calor en que se transfiere el refrigerante al medio de enfriamiento, ocurriendo dos fenómenos tales como: elevación de la temperatura (absorción de calor sensible) y el cambio parcial de estado físico (calor latente de vaporización).

Basados en estas dos formas, los condensadores se clasifican en:

a. - De Calor Sensible:

- Con aire:

*A circulación forzada:* para los equipos de grupos comerciales y

*A circulación natural:* para los equipos del grupo doméstico



- Con agua: inmersión, doble tubo, contracorriente y multitubulares horizontales.

b.- De calor Latente:

- Atmosféricos: multitubulares verticales, a chorro simple, a chorreo y contracorriente.
- Evaporación forzada: condensadores y evaporativos.

Para este proyecto, se seleccionará un condensador enfriado por aire de circulación forzada.

#### **5.4. Selección de la Unidad Condensadora.**

La unidad seleccionada incluye el condensador y el tanque receptor, junto con los accesorios. Para la selección del condensador se basó en el CRT ( $Q_c$ ) que fue calculado en la sección 4.6, el cual es de 31354.4 Kcal / h.

Con el cual podemos seleccionar del catálogo de BOHN el condensador requerido para rechazar dicho calor;

#### **Calculo del condensador**

Para seleccionar el condensador por medio del catálogo de bohn, es necesario seguir los siguientes pasos:

**Datos de entrada:**

CRT	44055.91Kcal/h
Temperatura de evaporación	1°C
Temperatura de condensación	45°C
Temperatura ambiente	33°C
Altitud	0m

## 1. Corrección del CRT por altitud.

De la tabla mostrada se obtiene un factor de corrección por altitud:

Altitud (m)	Factor de corrección
0	1.00
305	1.02
610	1.05
945	1.07
1220	1.10
1525	1.12
1830	1.15
2135	1.17

$$CRT_{\text{corregido}} = 1.00 \times 31354.4 \text{ Kcal/h} = 44055.91 \text{ Kcal/h}$$

2. Calcular el DT (temperatura de diseño)

$$DT = \text{Temp. condensacion} - \text{Temp. ambiente}$$

$$DT = 45C^0 - 33C^0 = 12C^0$$

3. Selección del Condensador.

Las capacidades para condensadores de una hilera se encuentran en el APENDICE D con el CRT del paso 1 (31354.4Kcal/h) se selecciona el modelo BRH 023 que tiene un

$$CRT = 52845 \text{ Kcal/h}$$

### **Selección del condensador por medio de su área de transferencia de calor**

El coeficiente global K característica del condensador nos indica que cantidad de calor podemos transmitir por metro cuadrado entre el refrigerante y la temperatura del medio de condensación, usando la siguiente ecuación:

$$S = \frac{Q_c}{K * \Delta T}$$

Dónde:

Q<sub>c</sub>: Calor rechazado por el condensador

S: Es la superficie de transferencia del condensador

K: Coeficiente global de transferencia de calor, que para evaporización forzada por tubos lisos está entre 200 a 300 Kcal/m<sup>2</sup>h°C y para los tubos con aletas entre 100 a 150 Kcal/m<sup>2</sup>h°C

$\Delta T$ : Diferencia entre la temperatura del refrigerante y la temperatura del medio de condensación en °C

$$S = \frac{44055.91 \text{ Kcal/h}}{125 \text{ Kcal/m}^2 * \text{h} * \text{°C} * (45 - 33) \text{°C}} = 29.37 \text{m}^2$$

En el APENDICE D se seleccionara el modelo BRH023. A modo de comparación este modelo tiene un CRT=52845 Kcal/h.

$$S = \frac{52845 \text{ Kcal/h}}{125 \text{ Kcal/m}^2 * \text{h} * \text{°C} * (45 - 33) \text{°C}} = 35.23 \text{m}^2$$

El modelo si cumple con el área de transferencia de calor que necesitamos.

El condensador seleccionado del APENDICE D tiene las siguientes especificaciones:

Tabla 20

Condensador seleccionado

<b>Marca</b>	<b>BOHN</b>
<b>Modelo</b>	BRH 023
<b>Refrigerante</b>	R404A
<b>CRT</b>	52845 Kcal/h
<b>Flujo de aire</b>	651 MCM

<b>Aletas por pulgada</b>	12
<b>Velocidad del motor de los ventiladores</b>	1 140 RPM
<b>T<sub>succión</sub></b>	-20°C
<b>T<sub>condensación</sub></b>	45°C
<b>Largo</b>	3.18 m
<b>Altura</b>	1.22 m
<b>Ancho</b>	1.08 m
<b>Peso</b>	331 Kg

<b>Conexiones (Pulgadas)</b>	
<b>Entrada</b>	salida
1 3/8	1 3/8

### 5.5. Tipos de Evaporadores.

Los evaporadores se clasifican en dos grandes grupos:

- a. Enfriadores de Líquido.
  - inmersión: serpentín, parrilla e intensivos

- doble tubo y contra corriente
  - a chorro
  - Multitubulares: horizontales y vertical
- b. Enfriadores de aire:
- Circulación natural: de tubos lisos y de tubos aleteados.
  - Circulación forzada: de tubos lisos y de tubos aleteados.

### **5.6. Selección del Evaporador.**

Para la selección del evaporador se usará el catálogo de BOHN, APENDICE E, en el cual entramos con la TSS (-19°C) que es el punto 1 en el diagrama P – h figura 4.2.

Para la selección se basará la capacidad frigorífica de la cámara la cual es de 31354.4 Kcal/h.

Para la cámara usaremos cuatro evaporadores cada uno con una capacidad de 7838.6 Kcal/h, por lo tanto, el evaporador seleccionado tiene las siguientes especificaciones:

Tabla 21:  
Selección del evaporador

<b>Marca</b>	<b>BOHN</b>
<b>Modelo</b>	BHE V 450
<b>Refrigerante</b>	R404A
<b>Capacidad</b>	11335 Kcal/h
<b>Flujo de aire</b>	16000 m <sup>3</sup> /hora
<b>Deshescarchado</b>	Resistencia eléctrica
<b>Número de unidades</b>	4
<b>Numero de ventiladores</b>	2

### Dimensiones

<b>Largo</b>	<b>2.11 m</b>
<b>Altura</b>	1.025 m
<b>Ancho</b>	0.945 m
<b>Peso</b>	130 Kg

<b>Conexiones (Pulgadas)</b>		
<b>liquido</b>	Succión	drenaje
<b>1 1/8</b>	15/8	1 1/4 **

D.E*	D.E
* con adaptador a 7/8	
** conexión roscada hembra	

## 5.7. Selección y Dimensionamiento de Tuberías.

### Calculo de Diámetros.

#### a) Tubería de gas refrigerante caliente (descarga).

Esta está ubicada entre el compresor y el condensador.

Para obtener el diámetro se usó la ecuación de continuidad, donde el valor que se recomienda para velocidades de gas refrigerante está entre 15 y 25m/s, para efectos de cálculo se empleará 15m/s.

Tabla 22

Velocidades Recomendadas (m/seg) en tuberías para el refrigerante R404A.

Refrigerante	Líquido	Aspiración	Descarga
<b>R404A</b>	0.5 a 1.25	8 a 15	15 a 20

$$D_i = 2 \sqrt{\frac{\dot{m}_r}{\rho V \pi}} \quad \text{Ec. 5.2}$$



$\dot{m}_r$  = flujo másico del refrigerante (esto para 4 evaporadores),

1153.41 Kg/h ó 0.32 Kg/s.

$D_i$  = diámetro interior, m.

$\rho$  = densidad del R404A en condiciones de vapor recalentado

(2.24 MPa @ 49 °C), 133.73 Kg/m<sup>3</sup>. (De tabla 21)

V = velocidad recomendada del gas refrigerante, 15 m/s.

Tabla 23

Tabla de Saturación del Refrigerante R404A

T (°C)	P. Burbuja (bar)	Densidad (Kg/m <sup>3</sup> )	Entalpia (Kj/Kg)	Entropía (Kj/Kg K)	P.rocío (bar)	Densidad (Kg/m <sup>3</sup> )	Entalpia (Kj/Kg)	Entropía (Kj/Kg K)	Calor de vaporización (Kj/Kg)
-70	0.286	1367.76	115.8	0.648	0.268	1.567	326.2	1.688	210.3
-65	0.384	1354.84	121.2	0.675	0.362	2.072	329.4	1.679	208.2
-60	0.508	1341.60	126.7	0.700	0.481	2.700	332.6	1.670	206.0
-55	0.662	132803	132.2	0.7256	0.630	3.471	335.9	1.663	203.7
-50	0.851	1314.12	137.8	0.751	0.814	4.407	339.2	1.657	201.3
-45	1.081	1299.83	143.5	0.777	1.038	5.532	342.4	1.651	198.9
-40	1.358	1285.17	149.3	0.802	1.309	6.873	345.7	1.646	196.3
-35	1.688	1270.10	155.3	0.827	1.632	8.457	348.9	1.642	193.6
-30	2.077	1254.59	161.3	0.851	2.015	10.316	352.1	1.638	190.8
-25	2.532	1238.63	167.4	0.876	2.463	12.484	355.3	1.635	187.9
-20	3.061	1222.18	173.6	0.901	2.986	14.999	358.4	1.632	184.7
-15	3.671	1205.21	180.0	0.926	3.590	17.902	361.4	1.630	181.4
-10	4.371	1187.68	186.5	0.950	4.283	21.242	364.4	1.628	177.9
-5	5.167	1169.53	193.2	0.975	5.074	25.070	367.4	1.626	174.2
0	6.070	1150.72	200.0	1.000	5.970	29.447	370.2	1.624	170.2
5	7.088	1131.18	207.0	1.025	6.982	34.443	372.9	1.622	165.9
10	8.229	1110.83	214.2	1.050	8.118	40.141	375.5	1.621	161.4
15	9.504	1089.59	221.6	1.076	9.387	46.637	378.0	1.619	153.4
20	10.922	1067.33	229.2	1.101	10.80	54.048	380.3	1.617	151.1
25	12.493	1043.90	237.1	1.127	12.366	62.517	382.4	1.615	145.3
30	14.229	1019.13	245.3	1.154	14.096	72.226	384.3	1.613	139.0
35	16.140	992.770	253.8	1.181	16.000	83.404	385.9	1.610	132.1

$$D_i = 2 \sqrt{\frac{0.32}{133.73 \times 15 \times \pi}} = 0.01425m = 14.3mm$$

De acuerdo a la tabla 22 el diámetro nominal es de 3/4 pulg.

En la siguiente tabla se muestran las dimensiones de tuberías de cobre para refrigeración:

Tabla 24

Tubería de cobre de diámetro externo para servicios de refrigeración, automotrices y de uso general (ASTM B280)

<b>Para accesorios mecánicos o soldados</b>				
<b>Tamaño estándar pulg.</b>	<b>Diám. Ext. Pulg. (mm)</b>	<b>Diám. Int. Pulg. (mm)</b>	<b>Espesor de pared pulg.(mm)</b>	<b>Área sección transversal del hueco mm<sup>2</sup></b>
3/8	0.375 (9.52)	0.315 (8.0)	0.030 (0.762)	71.181
1/2	0.500 (12.7)	0.43 (10.9)	0.035 (0.889)	93.690
5/8	0.625 (15.9)	0.545 (13.8)	0.040 (1.02)	150.874
3/4	0.750 (19.1)	0.666 (16.9)	0.042 (1.07)	225.913
7/8	0.875 (22.3)	0.785 (20.0)	0.045 (1.14)	314.787
1 1/8	1.125 (28.6)	1.025 (26.0)	0.050 (1.27)	533.382
1 3/8	1.375 (34.9)	1.265 (32.1)	0.055 (1.40)	809.282
1 5/8	1.625 (41.3)	1.505 (38.2)	0.060 (1.52)	1 149.687
2 1/8	2.125 (54.0)	1.985 (50.4)	0.070 (1.78)	1 998.204
2 5/8	2.625 (66.7)	2.465 (62.6)	0.080 (2.03)	3 923.769
<b>Serpentín</b>				
1/8	0.125 (3.18)	0.065 (1.656)	0.030 (0.762)	2.153
3/16	0.187 (4.75)	0.127 (3.226)	0.030 (0.462)	8.173
1/4	0.250 (6.35)	0.190 (4.80)	0.030 (0.762)	18.292

5/16	0.312 (7.92)	0.248 (6.30)	0.032 (0.813)	31.113
3/8	0.375 (9.52)	0.311 (8.0)	0.032 (0.813)	48.942
1/2	0.500 (12.7)	0.436 (11.07)	0.032 (0.813)	96.316
5/8	0.625 (15.9)	0.555 (14.12)	0.035 (0.889)	156.633
3/4	0.750 (19.1)	0.680 (17.32)	0.035 (0.889)	235.660
3/4	0.750 (19.1)	0.666 (17.0)	0.042 (1.07)	225.913
7/8	0.875 (22.3)	0.785 (20.02)	0.045 (1.14)	314.788
1 1/8	1.125 (28.6)	1.025 (26.06)	0.050 (1.27)	533.382
Fuente: PERRY, Manual del ingeniero Químico, Mc. Graw - Hill, 3a edición en español, 1992.				

**b) Tubería de líquido.-** Ubicada entre la botella de líquido y la válvula de expansión.

El valor recomendado para velocidades de refrigerante líquido está entre 0.5 y 1.25 m/s, se adopta 0.5m/s. Los nuevos valores para la Ec. 5.2 son:

$$\dot{m}_r = 1153.41 \text{ Kg/h} = 0.32 \text{ Kg/s}$$

$D_i$  = Diámetro interior, m.

$\rho$  = densidad del R404a en condiciones de líquido saturado (1.8 MPa @ 40°C), 964.65 Kg/m<sup>3</sup>. (De tabla 21)

$V = 0.5 \text{ m/s}$

$$D_i = 2 \sqrt{\frac{0.32}{964.65 \times 0.5 \times \pi}} = 0.0290m = 29mm$$

De acuerdo a la tabla 22 el diámetro nominal es de 1-3/8 pulg.

**c) Tubería de succión o aspiración.-** Esta está ubicada entre el evaporador y el compresor.

El valor recomendado para velocidades en la tubería de aspiración está entre 8 y 15 m/s, se selecciona 8 m/s, un valor conservador. Los nuevos valores para la Ec. 5.2 son:

$$\dot{m}_r = 1153.41 \text{ Kg/h o } 0.32 \text{ Kg/s.}$$

$D_i$  = diámetro interior, m.

$\rho$  = densidad del R404A en condiciones de vapor

saturado (0.63 MPa @ 1 °C), 31.45 Kg/m<sup>3</sup>. (De tabla 21)

$$V = 8 \text{ m/s}$$

$$D_i = 2 \sqrt{\frac{0.32}{31.45 \times 8 \times \pi}} = 0.0402m = 40mm$$

De acuerdo a la tabla 22 el diámetro nominal seleccionado es de 2-1/8 pulg.

### Caídas de presión en las tuberías.

Es muy importante que cada tramo de tubería (conductos de líquido, conducto de aspiración, tubería de descarga) este dentro del rango admisible de caída de presión, para obtener una economía en el costo y evitar una caída de presión demasiado grande.

- a) **Tubería de gas refrigerante caliente (descarga).**- Esta no es de importancia dado que la unidad de condensación ya tiene concebido en su diseño este factor. Normalmente se debe limitar la caída de presión a  $0.15 \text{ Kg/cm}^2$  (2 psi) para el R404A.

La expresión que determina la caída de presión está dada por la

Ec.5.3:

$$h_f = f \frac{LV^2}{D_i 2g} \quad \text{Ec. 5.3}$$

Dónde:

$h_f$  = Perdidas por fricción, m.

f = factor de fricción.

L = longitud total de tubería, 5.8 m (trayecto más largo plano 3)

$D_i$  = diámetro interior de tubería, mm.

V = velocidad del gas refrigerante, m/s.

**b) Tubería de líquido.**-La longitud se obtuvo del plano 3, la caída de presión se debe limitar a  $0.28 \text{ Kg/cm}^2$  (4 psi).

$h_f$  = pérdidas por fricción, m.

$f = 0.027^*$

$L$  = longitud total de tubería, 11.5 m (plano 3 trayecto más largo).

➤ 3 codos  $90^\circ \equiv K = 30f$  (APENDICE S)

➤ 4 válvulas de paso directo  $\equiv K = 18f$

(APENDICE S)

$D_i$  = diámetro interior de tubería, 29 mm

$V$  = velocidad del gas refrigerante, 0.5 m/s.

Para hallar la longitud equivalente ( $L_e$ ) de estos accesorios, se necesita saber cuál es el factor de fricción. Para cualquier tipo de tuberías comerciales el valor de  $f$  fluctúa entre 0.025 y 0.030, se selecciona un valor razonable de 0.027.

La longitud equivalente ( $L_e$ ) está en función del coeficiente de resistencia  $K$ , de la siguiente manera:

$$L_e = K \frac{D_i}{f} \quad \text{Ec. 5.4}$$

$$L_e = [3 \times 30f] \times \frac{D_i}{f} + [4 \times 18f] \times \frac{D_i}{f}$$

$$L_e = 3(30D_i) + 4(18D_i) = 162D_i$$

$$L_e = 162 (29mm) = 4698 mm = 4.7m$$

$$h_f = 0.027 \frac{(11.5 + 4.7)(0.5)^2}{(0.029)^2(9.8)} = 0.192 m$$

$$\Delta p = 0.192 m \times 964.65 \frac{Kg}{m^3} = 185.5 \frac{Kg}{m^2} = 0.0185 \frac{Kg}{cm^2}$$

**c) Tubería de succión o aspiración.-** La longitud se estimó en 15m (plano 3), para el trayecto más largo. Se debe limitar la caída de presión para el R404A a  $0.21 \text{ Kg/cm}^2$  (3 psi).

$h_f$  = pérdidas por fricción, m.

$$f = 0.027$$

L = longitud total de tubería, 15 m.

➤ 8 codos  $90^\circ \equiv K = 30f$  (APENDICE S)

$D_i$  = diámetro interior de tubería, 40mm.

V = velocidad del gas refrigerante, 8 m/s.

$$L_e = K \frac{D_i}{f} \quad \text{Ec. 5.4}$$

$$L_e = [8 \times 30f] \times \frac{D_i}{f}$$

$$L_e = 8(30D_i) = 8 \times 30 \times 40mm = 9600mm = 9.6m$$

$$h_f = 0.027 \frac{(15 + 9.6)(8)^2}{(0.040)^2(9.8)} = 54.22m$$

$$\Delta p = 54.22m \times 31.45 \frac{Kg}{m^3} = 1705.23 \frac{Kg}{m^2} = 0.1705 \frac{Kg}{cm^2}$$

Los cálculos realizados en la sección 5.7 para el cálculo de diámetros y caídas de presión en las tuberías es obtenido por medio de la ecuación de la continuidad y la Ec. 5.3 respectivamente.

Existe mucha información sobre pruebas realizadas específicamente con el refrigerante 404A sobre velocidades en líneas de succión (o aspiración) y de líquido, así como la caída de presión (APENDICES T y U). Estos resultados han sido graficados para condiciones de operación indicadas en los APENDICES T y U, los cuales pueden ser también aplicables a las condiciones de operación para el cálculo de dichos diámetros y caídas de presión sin ocurrir cambios apreciables.

Para aquello, el método a seguir será el siguiente (solo lo dejaremos expresado debido a que ya se lo calculo en la sección 5.7, como tenemos dos gráficos en ambos casos se tiene que entrar en el mismo con la capacidad de la cámara en toneladas de refrigeración hasta interceptar las isotermas para las diferentes temperaturas de condensación, ya ubicado estos puntos se traza horizontales para determinar todos los posibles diámetros, tanto en el grafico del APENDICE T como en el del U.



Realizando esto se obtiene tanto para la succión como para la tubería de líquido los diámetros de tubería de cobre, la velocidad y la caída de presión por cada 100 pies de longitud.

### **Dimensionamiento de tuberías para los diferentes equipos:**

#### **Aislamiento.**

En esta sección se tratara el aislamiento de las tuberías del sistema de refrigeración. Es necesario colocar aislante térmico en las tuberías de aspiración para evitar el recalentamiento excesivo del fluido frigorífero y en las tuberías de líquidos para evitar la evaporación del refrigerante antes de llegar al evaporador.

Existen muchos materiales aislantes y de acuerdo al fabricante los tamaños que se encuentran en el mercado son diferentes (medidas comerciales). En este caso se va a utilizar el aislamiento marca ISOVER. Entre los materiales aislantes minerales tenemos:

Lana de vidrio, lana de roca y fibra cerámica; para aplicaciones de refrigeración se utiliza coquilla de lana de vidrio.

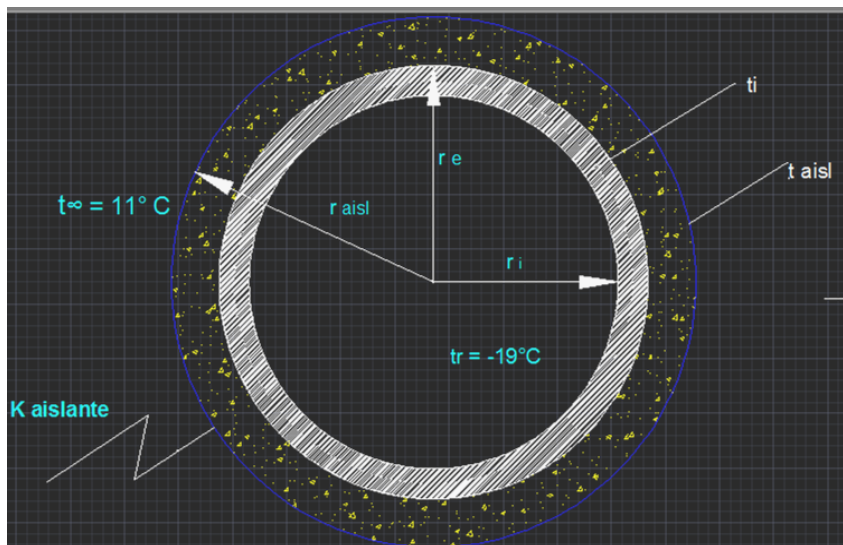


Figura15.-Esquema de aislamiento de tubería

La temperatura superficial de las tuberías a las que se hace mención tienen su temperatura superficial inferior a la de rocío del ambiente, por lo tanto se produce condensación. El cálculo del espesor del aislamiento adecuado para cada tubería permite que esta temperatura superficial sea igual o superior a la de rocío, lo que evitará la condensación. Además de los datos para el cálculo de la temperatura superficial, se necesita el de la humedad relativa del aire ambiente, que a veces no es conocida o solo puede estimarse. **Cuanto más elevada es la humedad relativa, mas difícil es obtener un valor preciso, por lo que las fluctuaciones de humedad o de temperatura superficial son determinantes** (manual de aislamiento en la industria).

Para la tubería de aspiración tenemos los siguientes datos:

Temp. Interior	:7 °C
Temp. Ambiente	: 33 °C ( 306 K)
Humedad relativa	:85%
Diam. ext. Tubería sin aislamiento, $d_e$	: 0.054 m (2-1/8 pulg.)
Conductividad térmica coquilla	: 0.029 W/m. °K

En la Fig. 3.4 se tiene un diagrama psicométrico del aire, para las condiciones anotadas arriba, la temperatura de rocío ( $T_{DP}$ ) es de aproximadamente 28 °C; por lo tanto para evitar la condensación del vapor de agua en la superficie del tubo lo establecemos en 29°C ( $t_e$ ).

#### **Cálculo del coeficiente de convección del aire( $\alpha$ ):**

El modelo a estudiar será el de transferencia de calor por convección natural alrededor de un tubo horizontal. Para determinar el espesor del aislamiento se usará las correlaciones desarrolladas por Mc. Adams, quien encontró que la expresión empírica para el número de Nusselt tiene la siguiente forma:

$$Nu = 0.525(Gr.Pr)^{1/4} 10^4 < Gr.Pr < 10^9 \text{ Ec. 5.5}$$

Dónde:

$$Gr = \frac{d_e^3 \cdot \rho^2 \cdot g \cdot \beta \cdot \Delta t}{\mu^2} = \frac{d_e^3 \cdot g \cdot \beta \cdot \Delta t}{\nu^2} \quad Ec. 5.6$$

$\beta$  = Es el coeficiente de expansión térmica de gases y evaluado como  $1/T$  para gases ideales. Todas las propiedades son evaluadas en la temperatura de película excepto  $\beta$  que es evaluada a la temperatura de corriente libre (temperatura ambiente).

$$\beta = 1/306 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$t_f = \frac{t_\infty + t_r}{2} = \frac{33^\circ\text{C} + 7^\circ\text{C}}{2} = 20^\circ\text{C} = 293 \text{ K}$$

Tabla 25

Propiedades del aire a la temperatura de película aire a 293 K

(ANEXO 6)

$\rho$ Kg/m <sup>3</sup>	$C_p$ J/Kg.K	$\mu$ Kg/m.S	$\nu$ m <sup>2</sup> /S	K W/m.K	Pr
1.204	1007	1.825x10 <sup>-5</sup>	2.074x10 <sup>-5</sup>	0.02514	0.7319

$$Gr = \frac{(0.054)^3 \cdot 9.8 \cdot (1/293) \cdot (33 - 7)}{(2.074 \times 10^{-5})^2} = 318343,20$$

$$Nu = 0.525 (318343,20 \cdot 0,7319)^{1/4} = 11,53$$

$$\alpha = \frac{Nu \cdot K}{d_e} = \frac{11,54 \times 0.02514}{0.054} = 5,37 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{K}$$

### Calculo del coeficiente de convección refrigerante-tubería ( $\alpha_r$ ):

Para el cálculo se puede utilizar la ecuación propuesta por Mc.Adams válida para régimen turbulento ( $Re > 10000$ ) dentro de tubos horizontales en base a la temperatura media del refrigerante:

$$Nu = 0.023Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \quad \text{Ec.5.7}$$

Las propiedades del refrigerante se calculan a partir de las ecuaciones dadas por el fabricante.

$$\mu = 180,7 - 2,46 * T + 2,02E^{-2} * T^2 - 1,377E^{-4} * T^3 \quad \text{EC. 5.8}$$

$$k = 76,7 - 0,333 * T + 1,38E^{-4} * T^2 - 1,06E^{-4} * T^3 \quad \text{EC. 5.9}$$

$$C_p = 1,345 - 4,435 * T + 6,914E^{-5} * T^2 + 2,113E^{-6} * T^3 \quad \text{EC. 5.10}$$

Las propiedades que presenta el refrigerante (en forma de vapor recalentado) a la temperatura media, que es:

$$T_m = \frac{7 + 1}{2} = 4^\circ C$$

$\rho$ Kg/m <sup>3</sup>	$C_p$ J/Kg.K	$\mu$ Kg/m.S	K W/m.K	Pr
<b>34,76</b>	<b>1320</b>	171,17x10 <sup>-6</sup>	0.0275	8,21

$$v = \frac{\mu}{\rho} \quad \text{Ec. 5.11}$$

$$\nu = \frac{171,17 \times 10^{-6}}{34,76}$$

$$\nu = 4,92 \times 10^{-6} \text{ m/s}$$

La expresión que nos permite calcular en número de Reynolds es, recordemos que el flujo de refrigerante es 1153,41 Kg/h o 0.32 Kg/s:

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\pi \rho d_i \nu} \quad \text{Ec. 5.12}$$

**Los datos de la tubería de aspiración para el cálculo son los siguientes (Tabla 22):**

Diam. ext. Tubería	: 54 mm (0.054m)
Diam. int. Tubería (d <sub>i</sub> )	: 50.4 mm (0.0504m)
Espesor	: 1.78 mm

ASTM B280 tubería de cobre templada.

$$Re = \frac{4 \times 0.32}{\pi \times 34.76 \times 0.054 \times 4.92 \times 10^{-6}} =$$

$$Re = 44118,47$$

$$Nu = 0.023 (44118,47)^{0.8} \cdot (8,21)^{0.4} = 277$$

$$\alpha_r = \frac{Nu \cdot K}{d_i} = \frac{277 \times 0,0275}{0.0504} = 151.37 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

**Cálculo del calor transmitido por unidad de longitud de tubería:**

La ecuación que nos permite hallar el calor cedido por unidad de longitud es:

$$\frac{Q}{L} = \alpha \cdot 2\pi r_{aisl} (t_{\infty} - t_e) \quad Ec. 5.10$$

$$\frac{Q}{L} = 5,37 \times 2 \times \pi \times r_{aisl} (33 - 29) = 134,97 r_{aisl} \text{ W/m}$$

**Cálculo del espesor mínimo de la tubería de aspiración:**

En régimen permanente de flujo de calor, es decir, en estado estable el flujo de calor a través del refrigerante al tubo es el mismo que va del tubo al ambiente, por lo tanto:

$$\frac{Q}{L} = \alpha_r \cdot 2\pi r_{aisl} (t_i - t_r) = \frac{2\pi K_{cu} (t_e - t_i) Q}{\ln(r_e/r_i) L}$$

$$\frac{Q}{L} = \frac{2\pi K_{aisl} (t_{aisl} - t_e)}{\ln(r_{aisl}/r_e)} \quad Ec. 5.11$$

Despejando  $t_i$ , queda:

$$\frac{Q}{L} = \frac{2\pi (t_{aisl} - t_r)}{\frac{1}{r_i \alpha_r} + \frac{\ln(r_e/r_i)}{K_{cu}} + \frac{\ln(r_{aisl}/r_e)}{K_{aisl}}}$$

La expresión resultante para hallar el valor del radio externo del aislante, así como el espesor es:

$$r_{aisl} \ln \frac{r_{aisl}}{0.06264} + 0.0034192r_{aisl} - 0.03030 = 0$$

El valor de  $r_{aisl}$  que satisface esta ecuación es 0.0995 m, por lo tanto el espesor del aislamiento es:  $e$  (aislamiento) =  $r_{aisl} - r_e = 0.0995 - 0.0667 = 0.0328$  m = 3.28 cm

Por lo que finalmente se seleccionará un espesor de 38 mm ó 1-1/2 pulgada de espesor.

#### **Aislamiento de la tubería del líquido refrigerante:**

Esta comprende desde la salida del condensador hasta el subenfriador de líquido. Se utilizará como aislante la coquilla con un espesor de 38 mm; (1-1/2 pulg.) igual al calculado anteriormente, valor que es aceptado en la práctica.

### **5.8. Selección de los Dispositivos de Control y Anexos.**



Los principales dispositivos que componen el circuito frigorífico y reguladores de variables externas que se va, a seleccionar son los siguientes:

- Separador de aceite
- Deshidratador
- Botella de líquido
- Visor
- Botella separadora de líquido - aceite
- Válvula de presión constante
- Válvula de retención (check valve)
- Válvula de expansión
- Válvula solenoide
- Termostato

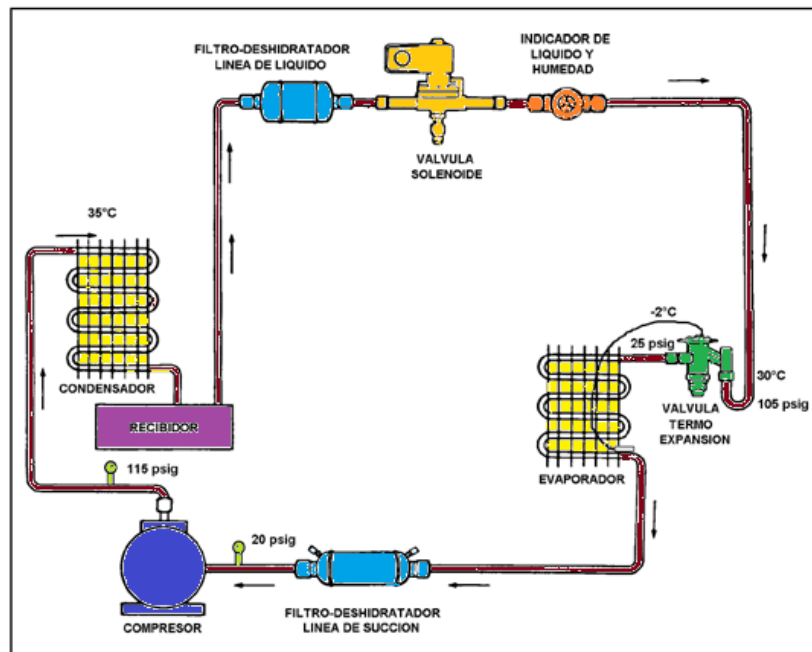


Figura 16.- Componentes Principales de la Instalación

## VALVULA DE EXPANSION TERMOSTATICA

De los dos tipos de válvula de expansión se selecciona la termostática que brinda seguridad adicional eliminando los golpes de líquido. Tienen como objetivo controlar el recalentamiento del gas refrigerante a la salida del evaporador, asegurando que la cantidad de líquido que ingresa al evaporador sea exactamente la que se evapora en el mismo.

Para la selección de la válvula de expansión se tendrá que considerar ciertos factores, tales como el sub-enfriamiento. Este debe ser tomado en cuenta al momento de seleccionar una válvula de expansión termostática; para ello se aplica un factor de corrección de acuerdo al fabricante ( $K_t$ ). Este factor de corrección depende del

refrigerante, temperatura de evaporación y temperatura de líquido (saturado).

**Para el dimensionamiento necesitamos los siguientes datos:**

Capacidad de enfriamiento por cada evaporador:

15.35KW(14168.92Kcal/h)

Temperatura de evaporación : -24 °C

Presión de evaporación : 2.6 bar (0.26 MPa)

Temperatura de condensación : 23 °C

Presión de condensación : 11.9 bar (1.19 MPa)

Subenfriamiento : 5 K

Temperatura de líquido : 23 °C

Refrigerante : R404A

Diferencia de presión a través de válvula :  $\Delta p$

Tipo de válvula requerida : Serie T ofrece muchas ventajas, ver APENDICE F ,G

Para determinar la caída de presión a través de la válvula se partirá de la presión de condensación a la cual debe restarle la presión de evaporación y todas las posibles pérdidas de carga en el sistema (caídas de presión en el evaporador, el filtro secador, válvula solenoide, botella de líquido, etc.).

Un valor razonable para caída de presión a través del evaporador es 0.3 bar, la pérdida en la tubería de líquido es 1.8 psi/100ft, asumiendo una longitud de 10m, tenemos: 0.59 psi ó 0.04 bar.

La capacidad nominal de refrigeración se la obtiene a partir de la Ec. 5.12:

$$Q_n = Q_{evap} \times K_t \times K_{\Delta p} \quad \text{Ec. 5.12}$$

El valor de  $K_t$  se lo selecciona del APENDICE F al igual que el valor de  $K_{\Delta p}$ , para ello calculemos la caída de presión  $\Delta p$ :

$$\Delta p = 11.9 - (2.6 + 0.3 + 0.04) = 8.86 \text{ bar} = 9 \text{ bar}$$

Donde:

$$K_{\Delta p} = 1.07 \text{ y } K_t = 1.33$$

Entonces:

$$Q_n = 15.35 \times 1.33 \times 1.07 = 21.84 \text{ KW} \approx 22 \text{ KW}$$

Del APENDICE G se selecciona la válvula TCLE-850SW. Para una temperatura máxima de evaporación - 20 °C el código MOP (*Presión máxima de trabajo*) es 40 (APENDICE G). El código es:

**TCLE-850SW40DL10X16**

## VALVULA SOLENOIDE

Se utilizara válvula solenoide con accionamiento servo, las cuales requieren de una caída de presión mínima (0.05 bar) para mantener abiertas las válvulas pilotos. El tipo de válvula requerida son de la serie 110RB ó 200RB.

Para las condiciones de operación, se necesita calcular la capacidad nominal de la válvula y así seleccionarla en función de la capacidad y no por el tamaño de la tubería.

Capacidad de enfriamiento	: 15.35 KW (14 168.92
Kcal/h)	
Temperatura de evaporación	: -24 °C
Sub-enfriamiento	: 5 K
Temperatura de líquido	: 18 °C
Refrigerante	: R404A
Diferencia de presión a través de válvula	: $\Delta p$

Como la instalación es grande es recomendable y lógico asumir un valor elevado de caída de presión a través de la válvula solenoide, entonces:

$\Delta p = 0.75 \text{ bar}$  (ver APENDICE I, aplicación en líneas de líquido)  $\Rightarrow K\Delta p = 0.45$  y  $K_t = 0.84$

Para calcular la capacidad nominal de la válvula se empleara la ecuación 5.13:

$$Q_n = Q_{evap} \times K_t \times K \Delta p \quad \text{Ec. 5.13}$$

Reemplazando los valores en la Ec.5. 13:

$$Q_n = 15.35 \times 0.84 \times 0.45 = 5.8 \text{ KW}$$

Analizando el APENDICE H, se selecciona la 200RB4, como van soldadas a la tubería y tiene conexión de 1/2 pulg. de diámetro, la válvula es:

**200RB4T4**

## **TERMOSTATO**

El termostato a seleccionar es de la serie TS1, se va a utilizar un con carga de vapor y contacto SPTD con conmutador selector (automático/parada). Del APENDICE J, seleccionamos el:

**TS1-B2A**

Las características son las siguientes:

Punto de ajuste superior : -30...+15°C

Diferencial  $\Delta T$  : 1.5...16°k

Punto de ajuste mínimo	: -36°C
Max. Temperatura de bulbo	: 150°C

### **DESHIDRATADOR (FILTRO SECADOR)**

Las condiciones para las cuales se encuentran tabulados los diferentes filtros difieren de la cámara y por lo tanto hay que aplicar un factor de corrección. Según la Ec. 5.14 tenemos que la capacidad nominal está dada en función de la capacidad de refrigeración de la cámara y la corrección para la temperatura de líquido en nuestro caso.

$$Q_n = Q_{evap} \times K_t \quad Ec. 5.14$$

Capacidad de enfriamiento	: 15.35 Kw
Temperatura de evaporación	: -24 °C
Temperatura de líquido	: 18°C
Refrigerante	: R404A

Del APENDICE M se obtendrá el valor de  $K_t = 0.87$ , por lo tanto la capacidad nominal es:

$$Q_n = 15.35 \times 0.87 = 13.35 Kw$$

Las series disponibles para los filtros son: ADK-plus, BFK y ADKS-plus.

Para la capacidad de arriba en la serie BFK será encontrada, y seleccionada:

**Tipo BFK-164** (conexiones a soldar 12 mm, caída de presión 0.07 bar). Las características se las puede observar en el APENDICE K, L.

### **VISOR**

De los dos tipos de visores se selecciona el que tiene la carcasa de acero inoxidable para evitar corrosión. En este caso la selección está regida por el diámetro de la tubería de líquido ya que se lo instala después del filtro secador. Para un diámetro de 7/8pulg. Se tendrá el MIA 078. Las especificaciones técnicas y dimensiones se encontrarán en el APENDICE N.

### **SEPARADOR DE ACEITE**

Para seleccionar el separador de aceite se debera hallar la capacidad nominal en función de la cual se seleccionara. Se aplica la misma relación anterior la única diferencia es el valor del factor de corrección.

Para temperatura de condensación de 23 °C y temperatura de evaporación de -24 °C, tenemos que  $K_t = 1.35$  (APENDICE P).

$$Q_n = 15.35 \times 1.35 = 20.72 \text{ Kw}$$



El valor más próximo es 29 KW, por lo tanto se selecciona el **OSH-407** con conexión 7/8" y capacidad de 2.8 litros (APENDICE O).

También se podrá seleccionar el OST-407 con conexión 7/8" y capacidad de 3.2 litros bridado en la parte inferior.

### **VALVULA DE PRESION CONSTANTE**

Igual que en el caso anterior se requiere corregir la capacidad por un factor de corrección de la temperatura de condensación de 23 °C y temperatura de evaporación de -24 °C. En nuestro caso interpolando nos dio 1.88, por lo tanto:

$$Q_n = 15.35 \times 1.88 = 29 \text{ Kw}$$

Solamente los reguladores de presión de la serie **PRE** pueden realizar esta función ya que los **PRC** regulan la presión de condensación.

La máxima capacidad para el R404A es de 11.1 KW, por lo tanto se selecciona el **PRE-21C**, con conexión ODF de 28 mm, las especificaciones técnicas se encuentran en el APENDICE Q.

### **TANQUE Recibidor HORIZONTAL**

Como botella de líquido se utilizará un recibidor horizontal de la STANREF ([www.stanref.com](http://www.stanref.com), APENDICE R), cuya capacidad para

los 1 802.84 *kg/h* de refrigerante corresponde al modelo **HR12301** (capacidad de bombeo 2576 Lib.). Las dimensiones del recibidor son: diámetro 762 mm (30 pulg.), largo 3048 mm (120 pulg.); conexiones entrada (Di) 4-1/8 pulg. y salida (Di) 3-5/8 pulg.

### **INSTALACION.**

En esta sección se especificará la ubicación exacta de cada componente, en todo sistema de refrigeración existe un determinado número de dispositivos sin los cuales sería imposible que la instalación trabaje de la forma deseada, estos dispositivos controlan los ciclos de parada y marcha de acuerdo a los límites de funcionamiento, de manera que mantenga de forma automática una temperatura deseada dentro de la cámara, obteniendo además un ahorro en los costos operativos al evitar que el sistema funcione 24 horas al día.

Por lo general los elementos principales de la instalación frigorífica, como lo son los compresores, evaporadores y condensadores, ya vienen con dispositivos de control, los cuales permiten la visualización de los parámetros de funcionamiento de los equipos.

Los dispositivos de control nos permiten precisar los valores de presión, temperatura, humedad y el nivel de refrigerante en una instalación.

El **evaporador** a utilizar ese tipo tumbado y quedará instalado a 15 cm del techo. La separación respecto a la pared será de 60 cm. para obtener una buena recirculación del aire recomendación que hace el fabricante.- La tubería que sale del evaporador al compresor es de 2-5/8 pulg.

El **compresor** siendo la unidad más importante de toda instalación frigorífica, quedará instalado como tal en su posición más relevante siendo esta entre el evaporador y el condensador.

El **condensador** seleccionado es enfriado por aire. La conexión del evaporador al compresor no supera los 10 m por lo que no será necesario un codo sifón para separar el aceite en la aspiración, ver detalles en el plano 3.

La tubería de aspiración tiene una inclinación de 1° a la salida del evaporador, la tubería que baja a la aspiración del condensador es de 3/4 pulg. de diámetro de 6 m como mínimo.

El **tanque receptor de líquido** debe tener la capacidad de almacenar todo el refrigerante del sistema frigorífico, quedara instalado al mismo nivel que la unidad condensadora, es decir, a continuación de la unidad ocupando el ancho de la cámara. Teniendo como diámetro de tubería a la entrada del receptor 4-1/8 pulg. está que conecta a la tubería de la unidad condensadora, y a la salida un diámetro de 3-5/8 pulg. la cual conecta a la tubería de la unidad evaporadoras.

Las **Válvulas solenoides**.-Este dispositivo electromagnético permite el paso del refrigerante cuando se quiere su circulación e impide el paso del mismo cuando no se necesita que el refrigerante pase por el evaporador. Éste debe ser ubicado antes de la válvula de expansión.

Será necesario seleccionar una válvula solenoide por cada evaporador.

**La Válvulas de expansión termostática**.- Este dispositivo reduce la presión y regula el caudal volumétrico del refrigerante a la entrada del evaporador.

Teóricamente la válvula reduce la presión a entalpía constante y va colocada antes del evaporador. Por otra parte la Válvula de

Expansión regula el recalentamiento a la salida del evaporador por medio de un bulbo termostático.

Para la selección de la válvula de expansión sólo es necesario definir la capacidad del evaporador y el tipo de refrigerante.

Será necesario seleccionar una válvula de expansión por cada evaporador.

**Termostatos.-** Este dispositivo controla la temperatura interior de la cámara, el sensor de temperatura se ubica generalmente en el centro de la cámara lejos de la corriente de aire que sale del evaporador.

Al detectar una temperatura fuera de un rango deseado para el interior de la cámara, arranca o para los motores de los compresores según sea el caso. Este rango se ajusta de acuerdo a las necesidades del producto dentro de la cámara.

Será necesario seleccionar 1 termostato, para nuestra cámara.

**Presostatos.-** Estos dispositivos controlan la presión del refrigerante, en los principales puntos de control para un correcto funcionamiento del sistema, en la aspiración y la descarga del compresor. Si existe una presión excesivamente alta puede ocasionar deterioro de los

equipos, en cambio una presión baja disminuiría la temperatura de evaporación de sistema.

Los dispositivos que controlan la presión a la entrada del compresor son denominados presostatos de baja presión y los que la controlan a la salida del compresor son denominados presostatos de alta presión.

En este anteproyecto serán necesarios 2 presostatos para nuestro compresor.

**Higrómetros.-** Este dispositivo controla la humedad en el interior de la cámara. El control de humedad se realiza sobre los evaporadores.

En el presente anteproyecto será necesario seleccionar 4 higrómetros, uno para cada evaporador.

**Filtros.-** Este dispositivo controla el paso de impurezas a los elementos principales del sistema de refrigeración.

En estos sistemas se recomienda utilizar filtro deshidratador y filtro de succión, los cuales se ubican antes de la válvula de paso, expansión y a la entrada del compresor antes de la válvula de paso respectivamente.

En este anteproyecto será necesario seleccionar un filtro deshidratador para cada uno de los evaporadores y un filtro de succión para el compresor.

**Visores de líquido.-** El visor de líquido indica el grado de humedad que existe en el refrigerante y el nivel de refrigerante en la válvula de expansión. Este visor de líquido va ubicado antes de la válvula de expansión y a la salida del filtro deshidratador.

Para la selección del visor de líquido es necesario definir el tipo de refrigerante y el diámetro de la tubería.

**Separador de aceite.-** El separador de aceite se necesita en toda instalación frigorífica para evitar que el aceite lubricante que acompaña al refrigerante en el compresor circule a través de todo el sistema, separándolo antes de que entre al condensador y retornándolo al compresor.

Este separador de aceite va ubicado antes del condensador y a la salida del compresor.

Las **Válvulas de paso.**- Este dispositivo sirve para mantener la presión de evaporación en un valor deseado y evitar que la presión de evaporación descienda más del valor deseado.

Estas válvulas se instalan en la tubería de aspiración del evaporador, manteniendo una presión constante del lado de baja, también van ubicadas a la aspiración del compresor, ver planos.



# CAPÍTULO 6

## 6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

### 6.1 Conclusiones.

1. La Cámara Frigorífica ha sido dimensionada para almacenar 21000Kg. de melón para exportación.
2. El tipo de pallets a utilizar fue seleccionado según la norma europea, la cual permite determinar la capacidad de la cámara mediante la utilización de cargas unitarias para obtener a manipulación eficaz del producto.
3. A través del piso la ganancia de calor es despreciable comparado con las otras cargas, por lo cual el aislamiento del suelo no es necesario y esto no presenta problema alguno en el funcionamiento de la Cámara.

4. Las propiedades termodinámicas utilizadas para el R404a fueron en base a criterios que se consideran dentro de un rango de temperatura o presión de acuerdo a las necesidades que se presentaron. Este refrigerante conjuntamente con el desarrollo tecnológico, pertenece al grupo de los llamados ecológicos que cumple con los requerimientos de minimizar el impacto ambiental
5. La inclinación de las tuberías horizontales utilizadas debe ser no menor a 12mm por cada 3 m de longitud en dirección del flujo de refrigerante, para de esta manera facilitar su movimiento hasta el lugar deseado.
6. Los cálculos realizados al hallar los diámetros y las caídas de presión se han producido al asumir valores de velocidad y caídas de presión que son admisibles para refrigerantes CFC's, debido a la similitud de las propiedades termodinámicas.
7. Como se indicó en la sección 3 la ganancia de calor a través del piso es despreciable en comparación a otras cargas, por lo que se elimina completamente el aislamiento del suelo.
8. Se selecciono un sistema de refrigeración directo con ciclo a una sola etapa, debido a que la temperatura ebullición de  $-46.5^{\circ}\text{C}$  del

refrigerante utilizado, lo cual está bajo los parámetros de funcionamiento del sistema.

9. Para la selección de los equipos en base a los parámetros de funcionamiento, se consulto los catálogos de los fabricantes Bohn.

10. Para la selección de los dispositivos auxiliares y de control, se consulto a los fabricantes Emerson.

11. Se seleccionaron evaporadores que poseen sistemas de deshescarchado por resistencia eléctrica, ya que este método es el más adecuado cuando se trabaja con cámaras a muy baja temperatura.

## **6.2 Recomendaciones.**

1. Usar aislamiento térmico principalmente en las tuberías de succión y descarga, para evitar pérdidas energéticas.
2. Es importante emplear los equipos para las cargas a las que fueron diseñados y no provocar que trabajen fuera de su rango de diseño porque esto provocará un desgaste mayor.

3. Si se incrementara la capacidad de la Cámara sería necesario considerar aumentar el número de equipos para que el funcionamiento sea de una forma adecuada.
4. Es muy importante realizar el mantenimiento de los equipos en el tiempo adecuado, puesto que esto permitirá que su vida útil se mantenga, además de disminuir un posible gasto que representa la compra de un equipo nuevo.

## GLOSARIO

**APROFEL**, Asociación de Productores Ecuatorianos de Frutas y Legumbres.

**B.C.E**, Banco Central del Ecuador.

**CORPEI**, Corporación de Promoción de Exportaciones e Inversiones.

**Clorofluorocarbonos**, productos químicos artificiales a base de metano y etano ( $\text{CH}_4$  y  $\text{C}_2\text{H}_6$ ).

**DBa**, el DBa es una ponderación del nivel de presión acústica.

**GWP**, Global Warming Potential (Potencial de calentamiento global).

**Hidrocarburos**, gases naturales compuestos únicamente por hidrogeno y Carbono.

**INEC**, Instituto Nacional Ecuatoriano de Estadísticas y Censos.

**LELyUEL**, índices que indican la inflamabilidad de un fluido, representan los límites inferior y superior de explosión. LEL y UEL representan la mínima y

máxima concentración de fluido en el aire, donde puede ocurrir la propagación de llama con presencia de una fuente de ignición.

**ODP**, Potencial de destrucción del ozono.

**TLV (Threshold Limit Values)**, Valor que define la concentración máxima de gases tóxicos en ambiente de trabajo, sin afectar a las personas expuestas a ese ambiente.

**TWA (Time Weight Average)**, concentración máxima permisible en la que una persona en periodos de 8 horas puede tolerar gases tóxicos sin que se produzcan efectos reversibles e irreversibles como: pérdida de la conciencia, vómitos, mareos, imparidad de la visión.

## APÉNDICES

## APÉNDICE A

Guía General Para Reemplazamiento De Refrigerantes Du Pont – Suva

De CFC a un HCFC

De CFC ó HCFC a un HFC.



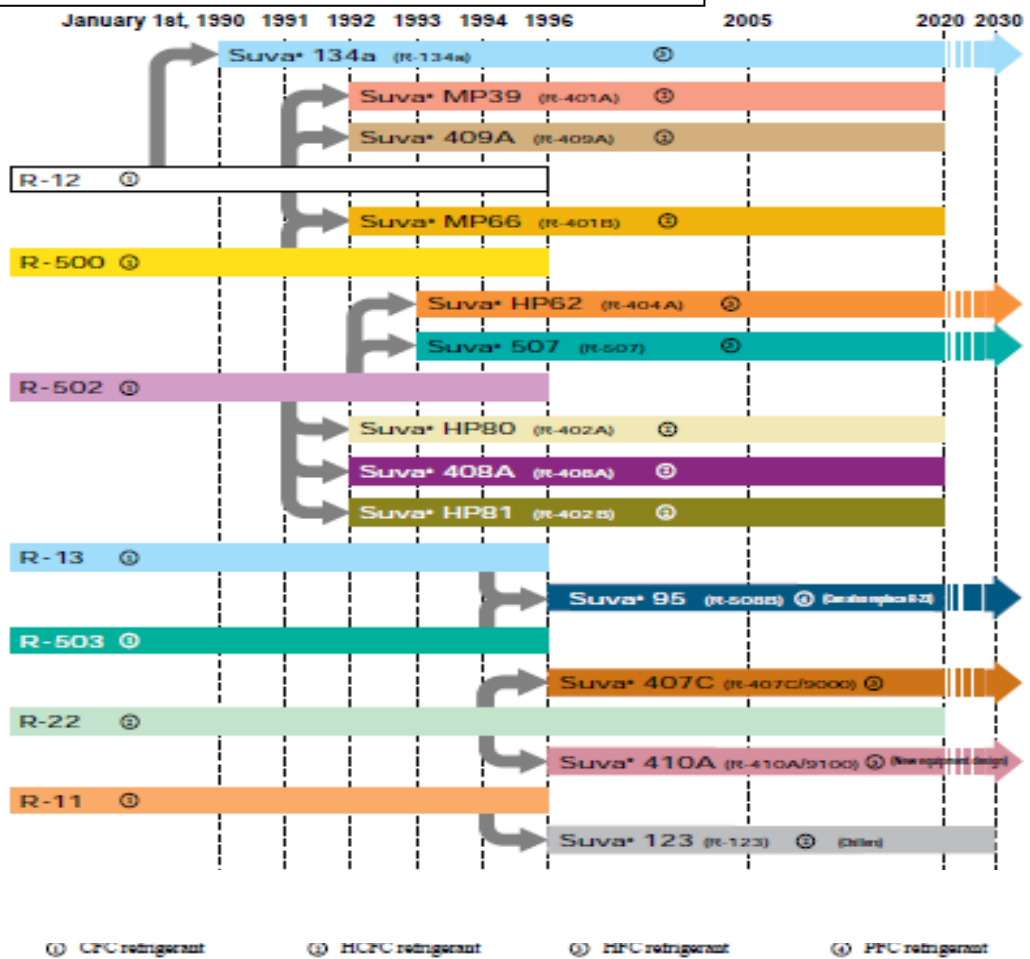
**Suva**  
refrigerants



ART-40

### Guía General de Reemplazo:

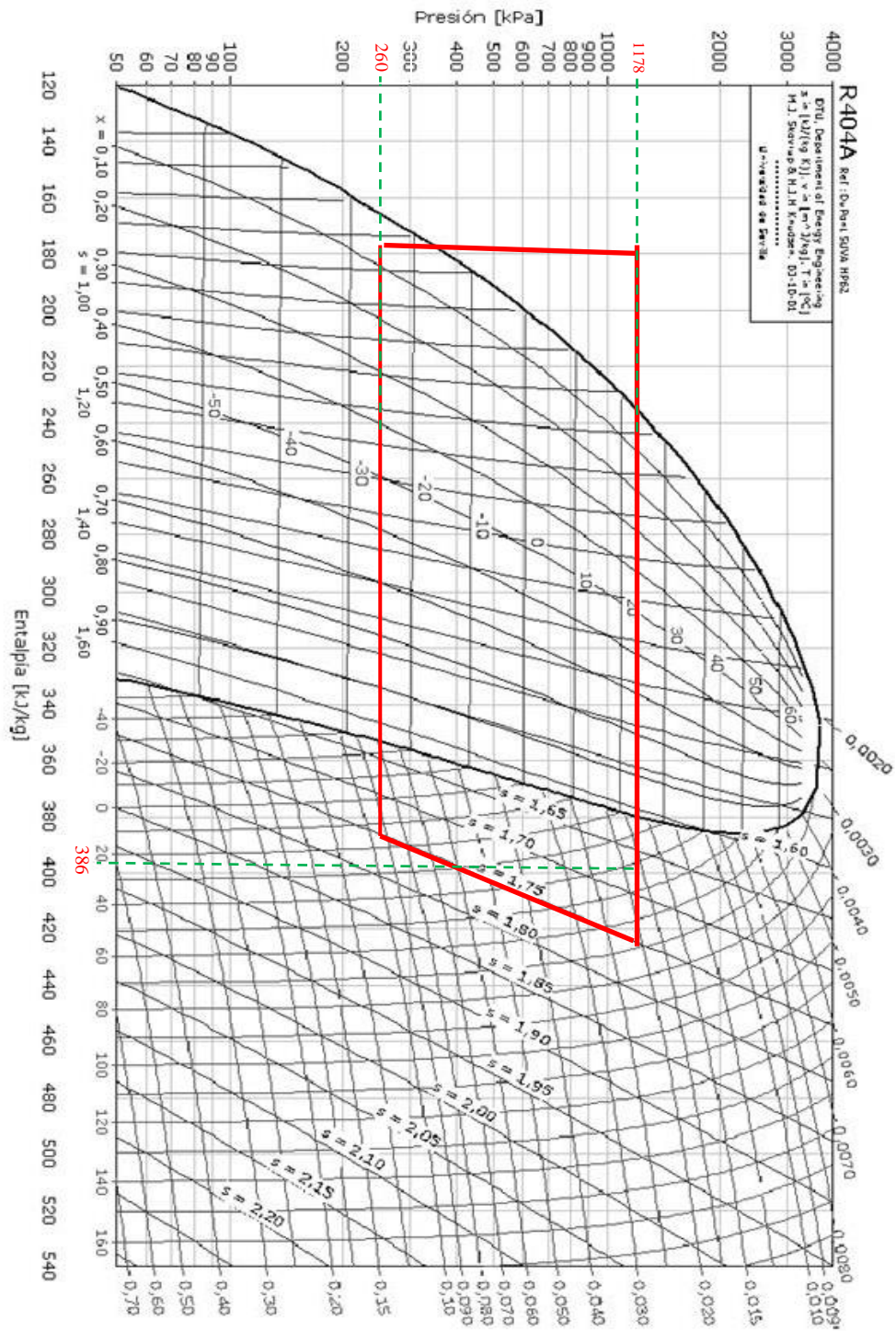
CFC a un HCFC;  
CFC o HCFC a un HFC





## APÉNDICE B

### TRAZADO DEL CICLO TERMODINÁMICO.



## APÉNDICE C

### COMPRESORES RECIPROCANTES PARA INDUSTRIA DE REFRIGERACION.



## In Touch



El Grasso 12, 12E y Grasso 10 series tienen un único cárter de acero soldado que asegura una disipación de calor extremadamente alta, lo que permite operación sin refrigeración de la culata y aceite de refrigeración en la mayoría de las aplicaciones.

Grasso 10 series		
	una-Etapa	Dos-Etapas
Tipos	5 (210   310   410   610   810) *	4 (310   410   610   810) *
Número de cilindros	2   3   4   6   8	3   4   6   8
Caudal volumetrico	145 - 580 m <sup>3</sup> /h	145 - 435 m <sup>3</sup> /h
Maxima velocidad	1500 min <sup>-1</sup>	1500 min <sup>-1</sup>
Diametro del piston	110 mm	110 mm
Carrera	85 mm	85 mm
Refrigerantes	NH <sub>3</sub>   R22   R134a   R404A   R507	NH <sub>3</sub>   R22   R134a   R404A   R507

\* basado en números de cilindros

\* In touch with our products

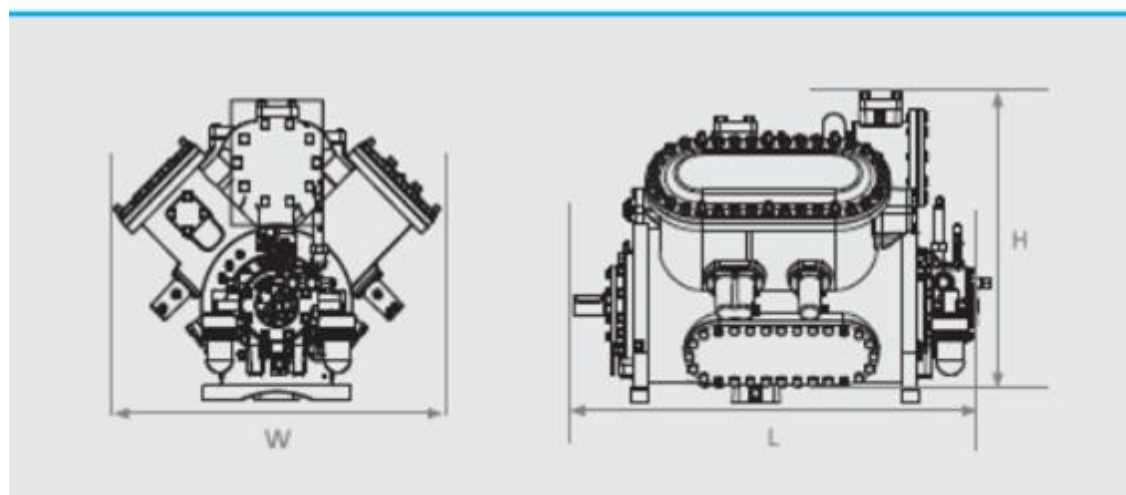
## Technical data and features

Models	Swept Volume* (m <sup>3</sup> /h)	Cooling cap. (kW)**				Dimensions (mm)			Weight (kg)
		NH <sub>3</sub>	R22	R134a	R404A****	L	W	H	
<b>Single-stage</b>			0/40 °C		-35/+40 °C				
Grasso 210	145	119	111	61	49	925	536	765	420
Grasso 310	217	178	167	92	73	1105	536	765	545
Grasso 410	290	238	223	124	99	925	888	815	550
Grasso 610	435	357	334	185	147	1105	888	815	730
Grasso 810	580	476	446	247	198	1455	888	815	915

Models	Swept Volume* (m <sup>3</sup> /h)	Cooling cap. (kW)**				Dimensions (mm)			Weight (kg)
		NH <sub>3</sub>	R22	R134a	R404A****	L	W	H	
<b>Two stage***</b>		-35/+35 °C	-40/35 °C	n.a.	-40/+35 °C				
Grasso 2110	145	32	29	-	30	1105	536	765	585
Grasso 3110	217	43	39	-	40	925	888	815	560
Grasso 4210	290	64	58	-	60	1105	888	815	725
Grasso 6210	435	86	79	-	80	1455	888	815	910

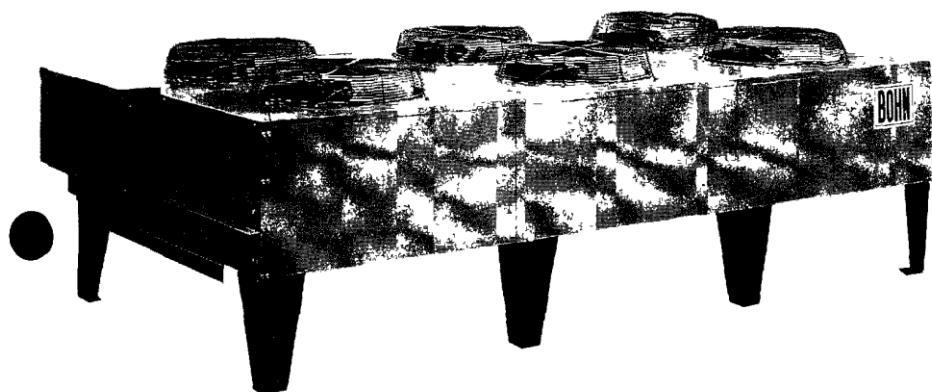
\* Theoretical swept volume based on max. speed of N = 1500 min.<sup>-1</sup>\*\* Based on: 5K subcooling, 5K superheat (R404a: 15 K superheat), max. speed for synth. Refrigerants <1200 min.<sup>-1</sup>\*\*\* NH<sub>3</sub> refr.: data based on open flash gas cooling and liquid expansion (Grasso system 'C')

\*\*\*\* Synth. refr.: data based on gas cooling and liquid subcooling in heat exchanger (Grasso system 'B')



**APÉNDICE D**

CONDENSADORES ENFRIADOS POR AIRE MODELOS BR  
ESPECIFICACIONES.



**Condensadores Enfriados por Aire  
Modelos BR**

**Cátalogo de Especificaciones**

**Tabla 6. Especificaciones para los Condensadores BRH, 1140 RPM.**

Modelo BRH	Config. de los Vents	No de Vents	MCM	FLA		Conexiones (Pulg)		Peso Neto Aprox (Kg.)
				208-230/3/60	460/3/60	Entrada	Salida	
<b>Una hilera de Ventiladores</b>								
023	1 x 2	2	651	14 00	7 00	1 3/8	1 3/8	331
027	1 x 2	2	657	14 00	7 00	1 5/8	1 5/8	349
031	1 x 2	2	620	14 00	7 00	1 5/8	1 5/8	358
035	1 x 2	2	586	14 00	7 00	1 5/8	1 5/8	399
041	1 x 3	3	985	21 00	10 5	2 1/8	2 1/8	540
045	1 x 3	3	832	21 00	10 5	2 1/8	2 1/8	549
049	1 x 3	3	900	21 00	10 5	2 1/8	2 1/8	562
053	1 x 4	4	1314	28 00	14 0	2 1/8	2 1/8	717
061	1 x 4	4	1243	28 00	14 0	2 1/8	2 1/8	735
065	1 x 4	4	1201	28 00	14 0	2 1/8	2 1/8	748
071	1 x 4	4	1175	28 00	14 0	2 1/8	2 1/8	796
075	1 x 5	5	1555	35 00	17 5	2 1/8	2 1/8	916
079	1 x 5	5	1552	35 00	17 5	2 5/8	2 5/8	907
089	1 x 5	5	1467	35 00	17 5	2 5/8	2 5/8	998
097	1 x 6	6	1863	42 00	21 0	2 5/8	2 5/8	1084
107	1 x 6	6	1761	42 00	21 0	2 5/8	2 5/8	1193
<b>Doble hilera de Ventiladores</b>								
046	2 X 2	4	1303	28 00	14 0	2 @ 1 3/8	2 @ 1 3/8	698
054	2 X 2	4	1314	28 00	14 0	2 @ 1 5/8	2 @ 1 5/8	717
060	2 X 2	4	1243	28 00	14 0	2 @ 1 5/8	2 @ 1 5/8	735
066	2 X 2	4	1201	28 00	14 0	2 @ 1 5/8	2 @ 1 5/8	748
070	2 X 2	4	1175	28 00	14 0	2 @ 1 5/8	2 @ 1 5/8	798
080	2 X 3	6	1974	42 0	21 0	2 @ 2 1/8	2 @ 2 1/8	1070
086	2 X 3	6	1897	42 0	21 0	2 @ 2 1/8	2 @ 2 1/8	1079
090	2 X 3	6	1863	42 0	21 0	2 @ 2 1/8	2 @ 2 1/8	1098
098	2 X 3	6	1801	42 0	21 0	2 @ 2 1/8	2 @ 2 1/8	1125
106	2 X 4	8	2631	56 0	28 0	2 @ 2 1/8	2 @ 2 1/8	1429
120	2 X 4	8	2486	56 0	28 0	2 @ 2 1/8	2 @ 2 1/8	1465
132	2 X 4	8	2401	56 0	28 0	2 @ 2 1/8	2 @ 2 1/8	1497
140	2 X 4	8	2350	56 0	28 0	2 @ 2 1/8	2 @ 2 1/8	1592
152	2 X 5	10	3106	70 0	35 0	2 @ 2 1/8	2 @ 2 1/8	1832
162	2 X 5	10	3106	70 0	35 0	2 @ 2 5/8	2 @ 2 5/8	1810
168	2 X 5	10	3002	70 0	35 0	2 @ 2 5/8	2 @ 2 5/8	1873
178	2 X 5	10	2936	70 0	35 0	2 @ 2 5/8	2 @ 2 5/8	1991
194	2 X 6	12	3726	84 0	42 0	2 @ 2 5/8	2 @ 2 5/8	2173
202	2 X 6	12	3602	84 0	42 0	2 @ 2 5/8	2 @ 2 5/8	2250
212	2 X 6	12	3528	84 0	42 0	2 @ 2 5/8	2 @ 2 5/8	2390

NOTAS 1 Todas las aspas del ventilador son de 30" de diametro

2 Todos los motores son de 1 1/2 Hp 208-230/460/3/60, 1140 RPM

**Tabla 7. Capacidad del Condensador BRH (1,140 RPM).**

Modelo BRH	Config de los Vents.	Calor Total de Rechazo, kcal/Hr R-404A, R-502 Y R-507					Calor Total de Rechazo, kcal/Hr R-22					No Maximo de Circuitos Disponibles
		0 55° DT	5 55° DT	8,33° DT	11 11°DT	16,66°DT	0 55° DT	5 55° DT	8,33° DT	11 11°DT	16 66°DT	
<b>Una Hilera de Ventiladores</b>												
023	1 x 2	2788	27960	41814	55667	83627	2846	28463	42821	56927	85390	14
027	1 x 2	3275	32746	49118	65491	98237	3343	33501	50126	66751	100252	14
031	1 x 2	3678	36776	55164	73552	110327	3753	37531	56423	75063	112594	14
035	1 x 2	4317	43325	64735	88398	129723	4408	44081	66247	88161	132242	14
041	1 x 3	4919	49118	73803	98489	147607	5020	50126	75315	100504	150630	21
045	1 x 3	5514	55164	82620	110327	165491	5625	56171	84383	112594	168766	21
049	1 x 3	6106	60957	91688	122166	183123	6229	62217	93451	124685	186902	28
053	1 x 4	6559	65491	98489	131234	196725	6693	67002	100504	133753	200756	21
061	1 x 4	7355	73552	110327	147103	220655	7506	75063	112594	150126	225189	21
065	1 x 4	8146	81360	122166	162972	244332	8312	83123	124685	166247	249370	28
071	1 x 4	8640	86398	129723	172796	259194	8816	88161	132242	176322	264484	28
075	1 x 5	9307	92947	139547	186146	279093	9496	94962	142569	189924	284887	21
079	1 x 5	9914	99244	148615	198237	297481	10118	101259	151889	202267	303526	28
089	1 x 5	10952	109572	164232	219144	328463	11176	111839	167758	223426	335264	28
097	1 x 6	11899	118892	178589	238035	356927	12141	121411	182116	242821	364232	28
107	1 x 6	13134	131234	196977	262720	393953	13400	134005	201008	268010	402015	28
<b>Doble Hilera de Ventiladores</b>												
046	2 X 2	5579	55668	83627	111587	167254	5693	56927	85390	113854	170781	2 @ 14
054	2 X 2	6559	65491	98489	131234	196725	6893	67002	100504	133753	200756	2 @ 14
060	2 X 2	7355	73552	110327	147103	220655	7506	75063	112594	150126	225189	2 @ 14
066	2 X 2	8146	81360	122166	162972	244332	8312	83123	124685	166247	249370	2 @ 14
070	2 X 2	8640	86398	129723	172796	259194	8816	88161	132242	176322	264484	2 @ 14
080	2 X 3	9834	98237	147607	196725	294962	10033	100252	150630	200756	301008	2 @ 21
086	2 X 3	10531	105290	157934	210579	315869	10748	107557	161209	214861	322418	2 @ 21
090	2 X 3	11025	110327	165491	220403	330730	11252	112594	168766	224937	337531	2 @ 21
098	2 X 3	12212	122166	183123	244332	366247	12461	124685	186902	249118	373803	2 @ 28
106	2 X 4	13116	131234	196725	262217	393451	13383	133753	200756	267758	401511	2 @ 21
120	2 X 4	14705	147103	220655	294207	441058	15005	150126	225189	300000	450126	2 @ 21
132	2 X 4	16285	162720	244332	325693	488413	16817	166247	249370	332242	498489	2 @ 28
140	2 X 4	17280	172796	259194	345592	518388	17632	176322	264484	352645	528967	2 @ 28
152	2 X 5	18604	186146	279093	372040	558186	18985	189924	284887	379597	569521	2 @ 21
162	2 X 5	19831	198237	297481	396725	594962	20234	202267	303526	404786	607053	2 @ 28
168	2 X 5	20753	207557	311335	415113	622670	21176	211839	317832	423426	635264	2 @ 28
178	2 X 5	21897	218892	328463	438035	656927	22343	223426	335264	446851	670277	2 @ 28
194	2 X 6	23796	238035	356927	475819	713854	24282	242821	364232	485642	728463	2 @ 28
202	2 X 6	24899	248866	373552	497985	746851	25408	254156	381108	508060	762217	2 @ 28
212	2 X 6	26272	262720	394207	525441	788161	26809	268010	402267	536272	804282	2 @ 28

\*Para la capacidad con R-134a, multiplique la capacidad con R-22 por 0.95

## Capacidad del Condensador BRH, 12 Aletas por Pulgada

**Tabla 8. Capacidad del Condensador BRH, motores de 1140 RPM, 12 Aletas por Pulgada.**

Modelo BRH	Config de los Vents	Calor Total de Rechazo, kcal/Hr R-404A, R-502 Y R-507					Calor Total de Rechazo, kcal/Hr R-22				
		0 55° DT	5 55° DT	8 33° DT	11 11° DT	16 66° DT	0 55° DT	5 55° DT	8 33° DT	11 11° DT	16 66° DT
<b>Una Hilera de Ventiladores</b>											
023	1 x 2	2635	26448	39547	52645	79093	2688	26952	40302	53652	80604
027											
031	1 x 2	3514	35013	52645	70277	105290	3584	35768	53652	71788	107557
035	1 x 2	4073	40806	61209	81360	122166	4156	41562	62468	83123	124685
041											
045	1 x 3	6267	52645	79083	105290	157934	5375	53652	80604	107557	161209
* 049	1 x 3	6108	60957	91688	122166	183123	6232	62217	93451	124685	186902
053											
061	1 x 4	7028	70277	105290	140654	210579	7166	71788	107557	143325	215113
* 065											
071	1 x 4	8144	81360	122166	162972	244332	8310	83123	124685	166247	249370
075	1 x 5	8846	88413	132746	176826	265491	9028	90176	135516	180604	270781
079											
089	1 x 5	10378	103778	155667	207557	311335	10589	105793	158942	211839	317632
097											
107	1 x 6	12451	124433	186660	249118	373552	12705	126952	190880	254156	381108
<b>Doble Hilera de Ventiladores</b>											
046	2 X 2	5264	52645	79093	105290	157934	5373	53652	80604	107557	161209
054											
060	2 X 2	7028	70277	105541	140654	210831	7171	71788	107557	143325	215113
* 066											
070	2 X 2	8146	81360	122166	162972	244332	8312	83123	124685	166247	249370
080											
* 086	2 X 3	10534	105290	157934	210579	315889	10748	107557	161209	214861	322418
090											
* 098	2 X 3	12212	122166	183123	244332	366247	12461	124685	186902	249118	373803
106											
120	2 X 4	14045	140554	210579	280856	421411	14332	143325	215113	286850	429975
* 132											
140	2 X 4	16285	162972	244332	325693	488665	16617	166247	249370	332242	498489
152	2 X 5	17683	176826	265491	353904	530730	18053	180604	270781	360957	541582
162											
* 168	2 X 5	20753	207557	311335	415113	622670	21176	211839	317632	423426	635264
178											
194											
* 202	2 X 6	24899	249118	373552	497985	747103	25408	254156	381108	508060	762217
212											

NOTAS Para la capacidad con R-134a, multiplique la capacidad con R-22 por 0.95

\* Corresponde a modelos con 12 aletas por pulgada como estándar



## BRH Dimensiones del Condensador

Vistas Frontales

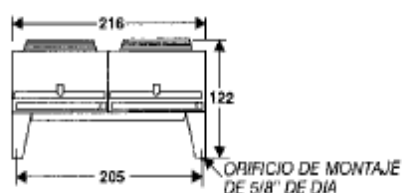
Vistas Laterales



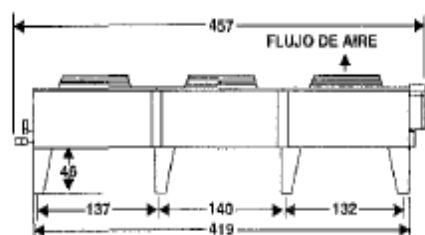
Una Hilera de Ventiladores



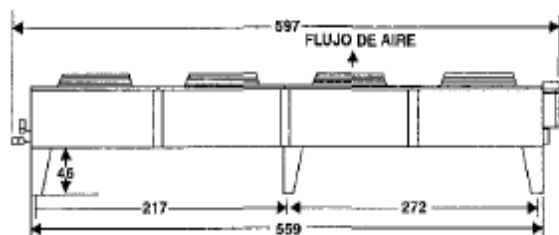
1 x 2  
2 x 2



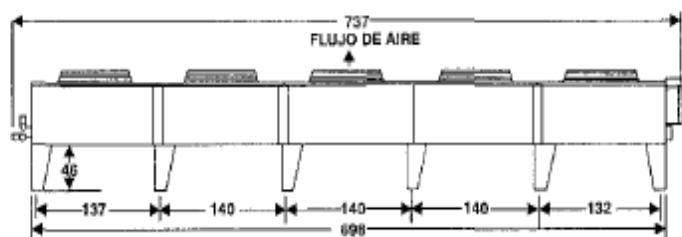
Doble Hilera de Ventiladores



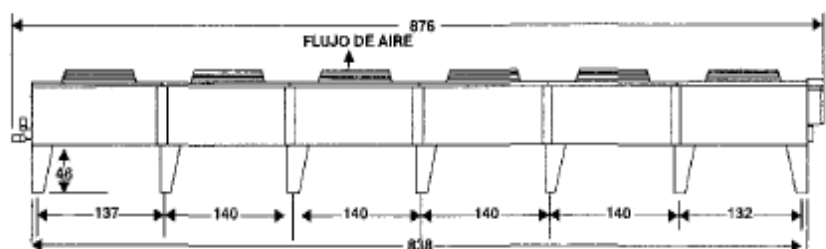
1 x 3  
2 x 3



1 x 4  
2 x 4



1 x 5  
2 x 5



1 x 6  
2 x 6

ACOT cm

**APÉNDICE E****EVAPORADORES GRANDES MODELOS BH****ESPECIFICACIONES.**

Evaporadores  
grandes



Modelos **BH**



GRUPO FRIGUS SAEIME  
REGISTRO DE EMPRESAS  
No. DE ARCHIVO: AS905

CAPACIDADES Y DATOS ELECTRICOS 60Hz DESESCARCHADO

DESESCARCHADO	Capacidad BTUH /kcal/Hr °F(5.55°C)DT °F(-28.9°C) TSS	Datos del Ventilador						Datos del Motor Estándar								Resistencia desescarchado				
		Eléctrico Modelo	PCM/ m <sup>3</sup> /Hr Estándar	No.	Dia. Pulg/mm	Tiro de Aire (pies/m)		HP clv	Amps. Totales								Watts	Amps. Totales		
						Std.	C/Collar		208- 230/1/60		460 /1/60		460 3/60	575 3/60	208-230 3/60	460 3/60		575 3/60		
									1 Fase	3 Fases	1 Fase	3 Fases								
<b>MODELOS DE 6 APP</b>																				
BHE 450	45000	9400	2	24	70	85	1/2+	6.4	—	5.2	3.4	—	2.6	1.8	9900	27.5	13.9	11.1		
	11335	16000			610	21	26													
BHE 550	55000	9000	2	24	70	85	1/2+	6.4	—	5.2	3.4	—	2.6	1.8	9900	27.5	13.9	11.1		
	13854	15300			610	21	26													
BHE 640	64000	13200	3	24	70	85	1/2+	—	5.5	7.8	—	3.0	3.9	2.7	12900	35.8	18.1	14.5		
	16121	22400			610	21	26													
BHE 740	74000	12600	3	24	70	85	1/2+	—	5.5	7.8	—	3.0	3.9	2.7	12900	35.8	18.1	14.5		
	18640	21400			610	27	26													
BHE 810	81000	17609	4	24	70	85	1/2+	—	8.7	10.4	—	4.7	5.2	3.6	17050	47.8	24.3	19.1		
	20403	29900			610	21	26													
BHE 950	95000	16800	4	24	70	85	1/2+	—	8.7	10.4	—	4.7	5.2	3.6	17050	47.8	24.3	19.1		
	23929	26600			610	21	26													
BHE 1020	102000	21900	3	30	100	15	1	—	—	13.8	—	—	6.9	7.8	21400	64.2	32.1	22.8		
	25693	37200			762	30	35													
BHE 1200	120000	20700	3	30	100	115	1	—	—	13.8	—	—	6.9	7.8	21400	64.2	32.1	22.8		
	30227	35200			762	30	35													
BHE 1390	139000	24300	3	30	100	115	1 1/2	—	—	19.8	—	—	9.9	7.8	21400	64.2	32.1	22.8		
	35013	41300			762	30	35													
BHE 1650	165000	26550	3	30	120	140	1 1/2	—	—	21.0	—	—	10.5	8.4	37100	95.6	47.8	38.2		
	41562	45100			762	37	43													
BHE 2120	212000	35400	4	30	120	140	1 1/2	—	—	28.0	—	—	14.0	11.2	49600	128.4	70.00	56.0		
	53401	60200			762	37	43													
<b>MODELOS DE 4 APP</b>																				
BHL 400	40000	9800	2	24	70	85	1/2+	6.4	—	5.2	3.4	—	2.6	1.8	9900	27.5	13.9	11.1		
	10076	16700			610	21	26													
BHL 480	48000	9400	2	24	70	85	1/2+	6.4	—	5.2	3.4	—	2.6	1.8	9900	27.5	13.9	11.1		
	12091	16000			610	21	26													
BHL 560	56000	13800	3	24	70	85	1/2+	—	5.5	7.8	—	3.0	3.9	2.7	12900	35.8	18.1	14.5		
	14106	23500			610	21	26													
BHL 650	65000	13200	3	24	70	85	1/2+	—	5.5	7.8	—	3.0	3.9	2.7	12900	35.8	18.1	14.5		
	16373	22400			610	21	26													
BHL 710	71000	18400	4	24	70	85	1/2+	—	8.7	10.4	—	4.7	5.2	3.6	17050	47.8	24.3	19.1		
	17884	31300			610	21	26													
BHL 840	84000	17600	4	24	70	85	1/2+	—	8.7	10.4	—	4.7	5.2	3.6	17050	47.8	24.3	19.1		
	21159	29900			610	21	26													
BHL 890	89000	22800	3	30	100	115	1	—	—	13.8	—	—	6.9	7.8	21400	64.2	32.1	22.8		
	22418	38800			762	30	35													
BHL 1050	105000	21600	3	30	100	115	1	—	—	13.8	—	—	6.9	7.8	21400	64.2	32.1	22.8		
	26448	36700			762	30	35													
BHL 1220	122000	25200	3	30	100	115	1 1/2	—	—	19.8	—	—	9.9	7.8	21400	64.2	32.1	22.8		
	30730	42800			762	30	35													
BHL 1440	144000	27600	3	30	120	140	1 1/2	—	—	21.0	—	—	10.5	8.4	37100	95.6	47.8	38.2		
	36272	46900			762	37	43													
BHL 1860	186000	36800	4	30	120	140	1 1/2	—	—	28.0	—	—	14.0	11.2	49600	128.4	70.00	56.0		
	46851	62600			762	37	43													

60 Hz

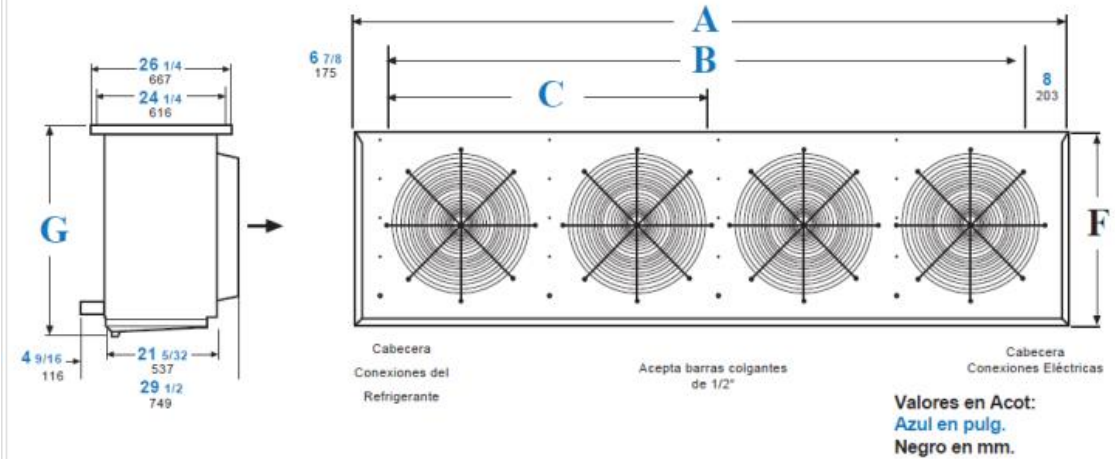
\* Los motores a 208-230/3/60 y 460/3/60 son de 3/4 HP

DEDESCARCA HADO	No. de Vent.	Entrada Serpentin	Conexiones (pulgadas)			Peso Neto Aprox. Lbs./kg.
			Succión	Igualador Externo	Dren *	
<b>MODELOS DE 6 APP</b>						
450	2	1-1/8 DE	1-5/8 DE	1/4 DE	1-1/4 RTH	280 <i>130</i>
550	2	1-1/8 DE	1-5/8 DE	1/4 DE	1-1/4 RTH	310 <i>140</i>
640	3	1-3/8 DE	2-1/8 DE	1/4 DE	1-1/4 RTH	405 <i>180</i>
740	3	1-3/8 DE	2-1/8 DE	1/4 DE	1-1/4 RTH	445 <i>200</i>
810	4	1-3/8 DE	2-1/8 DE	1/4 DE	1-1/4 RTH	535 <i>240</i>
950	4	1-3/8 DE	2-1/8 DE	1/4 DE	1-1/4 RTH	585 <i>270</i>
1020	3	1-3/8 DE	2-1/8 DE	1/4 DE	1-1/4 RTH	753 <i>340</i>
1200	3	1-3/8 DE	2-1/8 DE	1/4 DE	1-1/4 RTH	815 <i>370</i>
1390	3	1-3/8 DE (2 conex.)	2-1/8 DE (2 conex.)	1/4 DE (2 conex.)	1-1/4 RTH	865 <i>390</i>
1650	3	1-3/8 DE	2-5/8 DE	1/4 DE	1-1/4 RTH	1175 <i>530</i>
2120	4	1-5/8 DE	2-5/8 DE	1/4 DE	1-1/4 RTH	1620 <i>730</i>
<b>MODELOS DE 4 APP</b>						
400	2	1-1/8 DE	1-5/8 DE	1/4 DE	1-1/4 RTH	227 <i>130</i>
480	2	1-1/8 DE	1-5/8 DE	1/4 DE	1-1/4 RTH	306 <i>140</i>
560	3	1-3/8 DE	2-1/8 DE	1/4 DE	1-1/4 RTH	400 <i>180</i>
650	3	1-3/8 DE	2-1/8 DE	1/4 DE	1-1/4 RTH	440 <i>200</i>
710	4	1-3/8 DE	2-1/8 DE	1/4 DE	1-1/4 RTH	528 <i>240</i>
840	4	1-3/8 DE	2-1/8 DE	1/4 DE	1-1/4 RTH	578 <i>260</i>
890	3	1-3/8 DE	2-1/8 DE	1/4 DE	1-1/4 RTH	744 <i>340</i>
1050	3	1-5/8 DE	2-1/8 DE	1/4 DE	1-1/4 RTH	805 <i>370</i>
1220	3	1-3/8 DE (2 conex.)	2-1/8 DE (2 conex.)	1/4 DE (2 conex.)	1-1/4 RTH	854 <i>390</i>
1440	3	1-3/8 DE	2-5/8 DE	1/4 DE	1-1/4 RTH	1160 <i>530</i>
1860	4	1-5/8 DE	2-5/8 DE	1/4 DE	1-1/4 RTH	1600 <i>730</i>

\*RTH = Conexion roscadas hembra

**Dimensiones**

Figura 1.



Valores en Acot:  
Azul en pulg.  
Negro en mm.

Desdeshescarchado por aire Modelo	Desdeshescarchado Eléctrico y por gas caliente Modelos		Dimensiones (pulg. / mm.)						
	6 APP	4 APP	Fig.	A	B	C	F	G	
520	450	400	1	83 3/32 2111	68 1/8 1730	-	37 3/16 945	40 11/32 1025	
630	550	480	1	83 3/32 2111	68 1/8 1730	-	37 3/16 945	40 11/32 1025	
750	640	560	1	105 5/32 2671	90 3/16 2291	45 3/32 1145	37 3/16 945	40 11/32 1025	
850	740	650	1	105 5/32 2671	90 3/16 2291	45 3/32 1145	37 3/16 945	40 11/32 1025	
930	810	710	1	135 7/32 3435	120 1/4 3054	60 1/8 1527	37 3/16 945	40 11/32 1025	
1100	950	840	1	135 7/32 3435	120 1/4 3054	60 1/8 1527	37 3/16 945	40 11/32 1025	

**Tiro de Aire**

Desdeshescarchado Eléctrico y por gas caliente Modelos	RPM Motor Estándar	HP c/u Estándar	Tiro de Aire pies / m	Tiro de Aire c/Collar pies/m	RPM Motor para Alto Manejo de Aire Opc.	HP c/u Opc.	Tiro de Aire pies / m	Tiro de Aire c/Collar pies/m
6 APP 450-950	850	1/2+	70/21	85/26	1750	2	85/26	100/30
4 APP 400-840	850	1 y 1 1/2	100/30	115/35	1750	3	110/34	130/40
1020-1390	1140	1-1/2	120/37	140/43	1750	3	130/40	150/46

+ Los motores trifásicos son a 1140 RPM

El tiro de aire esta basado en en una altura al plafón de 30 pies (9.15 m) sin obstrucciones y en donde la caída de velocidad es de 50 ppm (15.25 mpm)

El tiro de aire es medido en pies/m

## APÉNDICE F

### GUIA DE SELECCIÓN DE VALVULAS DE EXPANSION

#### CRITERIOS DE SELECCIÓN.

#### Guía de selección de válvulas de expansión

Serie	Criterios de selección				Pág. del catálogo
	Gama de capacidad kW / R 404A	Gama de temp. de evaporación °C	Aplicación principal	Características	
<b>TI</b>	0,5 a 14,2	+20 a -45	Refrig. / Aire-Acond. Bombas de calor	Orificios intercambiables	66
<b>TX3</b>	0,8 a 15,0	+20 a -45	Refrig. / Aire-Acond. Bombas de calor	Compacta, recalentamiento ajustable	72
<b>TX6</b>	13,3 a 57,0	+20 a -45	Aire-Acond. Bombas de calor	Compacta, recalentamiento ajustable	74
<b>T</b>	2,0 a 209	+30 a -45	Refrig. / Aire-Acond. Bombas de calor	Orificios, elementos térmstaticos y cuerpos intercambiables	76
<b>ZZ</b>	1,9 a 81,2	-45 a -120	Aplicación en temperaturas bajas	Orificios, elementos térmstaticos y cuerpos intercambiables	81
<b>L</b>	2,0 a 154	+30 a -50	Inyección de líquido Control recalent.	Orificios, elementos térmstaticos y cuerpos intercambiables	84
<b>935</b>	5,2 a 43,5	+30 a -45	Inyección de líquido Control de Temp.	Orificios, elementos térmstaticos y cuerpos intercambiables	86

\*) Si desea más información por favor contacte con nuestro departamento de aplicación.

## Factores de corrección para válvulas de las series TI, TX3, TX6, T y L

Para seleccionar válvulas en condiciones de trabajo diferentes a las nominales: Utilice también nuestro programa de selección (disponible en [www.emersonclimate.eu](http://www.emersonclimate.eu)).

$$Q_e = Q_n \times K_t \times K_{\Delta p}$$

$Q_n$ : Capacidad nominal de la válvula       $K_t$ : Factor de corrección de temperatura de evaporación y de líquido

$Q_e$ : Capacidad de enfriamiento requerida       $K_{\Delta p}$ : Factor de corrección de caída de presión en la válvula

Temperatura del líquido a la entrada de la válvula °C	Factor de Corrección $K_t$															
	R 404A Temperatura de evaporación															
	+30	+25	+20	+15	+10	+5	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40	-45
+60	1,56	1,59	1,64	1,69	1,74	1,81	1,88	1,96	2,06	2,43	2,95	3,56	4,37	5,38	6,71	8,47
+55	1,32	1,35	1,38	1,42	1,46	1,50	1,55	1,61	1,68	1,96	2,36	2,83	3,43	4,16	5,12	6,34
+50	1,16	1,18	1,20	1,23	1,26	1,30	1,34	1,38	1,43	1,67	1,99	2,37	2,85	3,43	4,18	5,14
+45	1,04	1,05	1,07	1,10	1,12	1,15	1,18	1,22	1,26	1,46	1,74	2,05	2,46	2,95	3,57	4,35
+40	0,94	0,96	0,97	0,99	1,02	1,04	1,07	1,09	1,13	1,30	1,55	1,82	2,17	2,59	3,13	3,80
+35	0,87	0,88	0,90	0,91	0,93	0,95	0,97	1,00	1,02	1,18	1,40	1,64	1,96	2,33	2,80	3,38
+30	0,81	0,82	0,83	0,84	0,86	0,88	0,90	0,92	0,94	1,08	1,28	1,50	1,78	2,11	2,53	3,05
+25		0,76	0,77	0,79	0,80	0,82	0,83	0,85	0,87	1,00	1,18	1,39	1,64	1,94	2,32	2,79
+20			0,73	0,74	0,75	0,77	0,78	0,80	0,81	0,94	1,10	1,29	1,52	1,80	2,15	2,58
+15				0,70	0,71	0,72	0,73	0,75	0,76	0,88	1,03	1,21	1,42	1,68	2,00	2,40
+10					0,67	0,68	0,69	0,71	0,72	0,83	0,97	1,13	1,34	1,58	1,88	2,25
+5						0,65	0,66	0,67	0,68	0,78	0,92	1,07	1,26	1,49	1,77	2,11
0							0,63	0,64	0,65	0,75	0,88	1,02	1,20	1,41	1,67	2,00
-5								0,61	0,62	0,71	0,83	0,97	1,14	1,34	1,59	1,90
-10									0,60	0,68	0,80	0,93	1,09	1,28	1,52	1,81
Factor de Corrección $K_{\Delta p}$																
$\Delta p$ (bar)	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5	7,0	8,0	9,0
$K_{\Delta p}$	4,55	3,21	2,62	2,27	2,03	1,86	1,72	1,61	1,52	1,44	1,37	1,31	1,26	1,21	1,14	1,07
$\Delta p$ (bar)	10,0	11,0	12,0	13,0	14,0	15,0	16,0	17,0	18,0	19,0	20,0	21,0	22,0	23,0	24,0	25,0
$K_{\Delta p}$	1,02	0,97	0,93	0,89	0,86	0,83	0,80	0,78	0,76	0,74	0,72	0,70	0,69	0,67	0,66	0,64

Para el dimensionado correcto de las válvulas de expansión termostáticas en el caso de un subenfriamiento superior a 15 K, utilizar los factores de corrección de la página 64.

## APÉNDICE G

### VALVULAS DE EXPANSION THERMO SERIE T

#### CRITERIOS DE SELECCIÓN.

## Alco Controls

### Válvulas de Expansión Thermo® Serie T elementos termostáticos y orificios intercambiables

#### Características

- Diseño modular que favorece su logística y facilita su montaje y mantenimiento
- Perfecta estabilidad debido a las elevadas fuerzas generadas a ambos lados de su amplio diafragma
- Se fabrican empleando materiales y procesos de alta calidad que garantizan una mayor fiabilidad y durabilidad
- Rendimiento superior a carga parcial debido a su diseño de orificio de doble paso (TJRE, TERE, TIRE y THRE)
- Capacidad de doble flujo para aplicaciones en bombas de calor
- Longitud del tubo capilar 1.5 m (TCLE, TJRE) y 3m (TERE, TIRE y THRE)
- PS: 31 bar, TS: -45 ... +65°C
- Sin Marca CE acorde al artículo 3.3 de la dir. 97/23EC

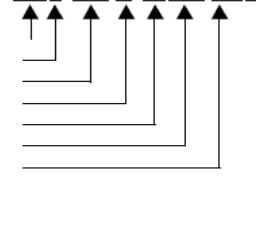


TCLE

#### Código

Tipo válvula  
Igualación externa  
Capacidad  
Refrigerante  
Código de carga  
Código de MOP  
Cuerpos de válvula  
WL – paso ángulo  
DL – paso recto  
Conexiones

TCLE 100 H W 100 WL 10x16



#### Tabla de selección de orificios

Serie	R 134a		R 22		R 404A / R 507		R 407C		Orificio
	Tipo	Capacidad nominal kW	Tipo	Capacidad nominal kW	Tipo	Capacidad nominal kW	Tipo	Capacidad nominal kW	
TCLE	25 MW	1,5	50 HW	1,9	25 SW	1,3	50 NW	2,1	X 22440-B1B
	75 MW	2,9	100 HW	3,7	75 SW	2,6	100 NW	4,0	X 22440-B2B
	150 MW	6,1	200 HW	7,9	150 SW	5,6	200 NW	8,5	X 22440-B3B
	200 MW	9,3	250 HW	11,9	200 SW	8,4	300 NW	12,9	X 22440-B3,5B
	250 MW	13,5	300 HW	17,3	250 SW	12,2	400 NW	18,7	X 22440-B4B
	350 MW	17,3	500 HW	22,2	400 SW	15,7	550 NW	24,0	X 22440-B5B
	550 MW	23,6	750 HW	30,4	600 SW	21,5	750 NW	32,9	X 22440-B6B
	750 MW	32,0	1000 HW	41,1	850 SW	29,0	1000 NW	44,4	X 22440-B7B
900 MW	37,2	1200 HW	47,8	1000 SW	33,8	1150 NW	51,7	X 22440-B8B	
TJRE	11 MW	45	14 HW	58	12 SW	40	14 NW	62	X 11873-B4B
	13 MW	57	18 HW	74	14 SW	51	17 NW	80	X 11873-B5B
TERE	16 MW	71	22 HW	91	18 SW	63	21 NW	99	X 9117-B6B
	19 MW	81	26 HW	104	20 SW	72	25 NW	112	X 9117-B7B
	25 MW	112	35 HW	143	27 SW	99	33 NW	155	X 9117-B8B
	31 MW	135	45 HW	174	34 SW	120	42 NW	188	X 9117-B9B
TIRE	45 MW	174	55 HW	223	47 SW	154	52 NW	241	X 9166-B10B
THRE	55 MW	197	75 HW	253	61 SW	174	71 NW	273	X 9144-B11B
	68 MW	236	100 HW	302	77 SW	209	94 NW	327	X 9144-B13B

La cap. nominal  $Q_0$  está basada en las siguientes condiciones:

MOP Código	bar	Temperatura de evaporación en °C				
		R 134a MW	R 22 HW	R 404A SW	R 407C NW	R 507 SW
35	2,4	-45 .. 0	-45 .. -15			
40	2,8			-45 .. -18		-45 .. -18
55	3,8	-45 .. 11		-45 .. -10		-45 .. -10
65	4,5		-45 .. 0			
75	5,2			-45 .. -2		-45 .. -2
80	5,5			-45 .. 0		-45 .. 0
100	6,9		-45 .. 13		-45 .. 14	

Refrigerante	Temperatura de evaporación	Temperatura de condensación	Subenfriamiento
R 407C	+4°C Pto. de rocío	+38°C Pto. burbuja +43°C Pto. de rocío	1K
R 22, R 134a, R 404A/R 507	+4°C	+38°C	1K

Para seleccionar la válvula en otras condiciones de trabajo diríjase a la página 78. También puede utilizar nuestro programa de selección disponible en la página web [www.emersonclimate.eu](http://www.emersonclimate.eu).



## APÉNDICE H

### VALVULAS SOLENOIDE DE DOS VIAS

#### CRITERIOS DE SELECCIÓN.

#### Alco Controls

#### Válvulas Solenoide de 2 vías Serie 110, 200, 240

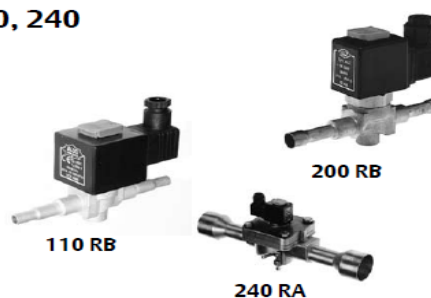
Normalmente cerradas

##### Características

- Tamaño compacto
- Fijación de las bobinas mediante un accesorio insertado a presión
- No es necesaria que la válvula se desmonte por soldar

##### Estándar

- 240 RA 16T11 y RA 20 están provistas de marca CE acorde a PED



#### Datos de capacidad

Tipo	Capacidad nominal Q <sub>v</sub> (kW)												Valor kv m <sup>2</sup> /h	Δp min bar
	Líquido				Gas caliente				Gas de aspiración					
	R 134a	R 22	R 404A R 507	R 407C	R 134a	R 22	R 404A R 507	R 407C	R 134a	R 22	R 404A R 507	R 407C		
110 RB 2	3,5	3,8	2,5	3,6	1,6	2,0	1,7	2,1					0,2	0
200 RB 3	6,6	7,1	4,6	6,8	3,0	3,7	3,2	3,9					0,4	0,05
200 RB 4	15,5	16,8	10,9	16,1	7,1	8,8	7,5	9,2					0,9	0,05
200 RB 6	27,3	29,3	18,9	28,0	12,5	15,4	13,1	16,1					1,6	0,05
240 RA 8	36,3	39,3	25,2	37,3	16,7	20,5	17,4	21,4	4,2	5,6	4,6	5,2	2,3	0,05
240 RA 9	76,2	82,5	52,9	78,4	35,1	43,1	36,5	44,9	8,8	11,7	9,7	10,9	4,8	0,05
240 RA 12	85,7	92,8	59,5	88,1	39,4	48,4	41,1	50,5	9,9	13,1	10,9	12,3	5,4	0,05
240 RA 16	139,1	150,5	96,5	142,9	64,0	78,5	66,6	81,9	16,0	21,3	17,7	19,9	8,8	0,05
240 RA 20	202,6	219,3	140,7	208,3	93,2	114,4	97,1	119,3	33,0	31,0	25,7	29,0	12,8	0,05

#### Guía de selección

Tipo	Nº pedido	Conexión Soldar/ODF	
		mm	pulgadas
110 RB 2	T2	801 217	6
	T2	801 210	1/4
	T3	801 209	3/8
200 RB 3	T3	801 239	10
	T3	801 176	3/8
200 RB 4	T3	801 190	12
	T4	801 178	3/8
	T4	801 179	1/2
200 RB 6	T4	801 182	12
	T4	801 183	1/2
	T5	801 186	5/8
240 RA 8	T5	801 160	5/8
	T7	801 143	7/8
240 RA 9	T5	801 161	16
	T7	801 162	22
	T9	801 142	1-1/8
240 RA 12	T7	801 163	22
	T9	801 144	7/8
240 RA 16	T9	801 164	1-1/8
	T11	801 166	35
240 RA 20	T11-M	801 172	1-3/8
	T13-M	801 224	35
	T13-M	801 173	42
	T17-M	801 174	54

Capacidad nominal a +38°C de temperatura de condensación, +4°C de temperatura de evaporación y una caída de presión de 0,15 bar entre la entrada y salida de la válvula en aplicaciones de líquido (para aplicaciones de gas caliente los valores son de 1 bar de caída de presión y una temperatura del gas de aspiración de +18°C); En todos los casos el subenfriamiento del líquido considerado se corresponde con 1K.

Factores de corrección para otras condiciones de trabajo en la página 96.

##### Tipo especial:

- Vástagos manuales disponibles de la serie 240 RA 8 a 240 RA 16 (tipo M) bajo pedido
- Vástagos manuales estándar en la serie 240 RA 20

##### Opciones:

- Bobinas de accionamiento en diversos voltajes, ver página 93

## APÉNDICE I

### FACTORES DE CORRECCION PARA SELECCIÓN VALVULAS SOLENODE.

**Alco Controls**

#### Factores de corrección para la selección de válvulas solenoide

Series 110 RB, 200 RB, 240 RA y 540 RA

Selección de válvulas en otras condiciones de trabajo diferentes a las nominales: La pérdida de carga puede ser calculada con la siguiente formula:

$$Q_n = Q_o \times K_t \times K_{\Delta p}$$

$$\Delta P_o = \Delta P_n \times \frac{Q_o^2}{Q_n^2}$$

- $Q_n$ : Capacidad nominal de la válvula  
 $K_t$ : Factor de corrección de temperatura de evaporación y de líquido  
 $K_{\Delta p}$ : Factor de corrección de caída de presión en la válvula  
 $Q_o$ : Capacidad de enfriamiento requerida

$$\Delta P_n = 0,15 \text{ bar}$$

$\Delta P_n$ : Pérdida de carga en condiciones nominales

#### 1. Instalación en líneas de aspiración (gas)

Temperatura de evaporación °C	Factor de Corrección $K_t$										
	Temperatura de condensación °C										
	+60	+55	+50	+45	+40	+35	+30	+25	+20		
+10	1,03	0,97	0,92	0,88	0,84	0,80	0,76	0,74	0,71		
0	1,40	1,32	1,25	1,20	1,14	1,10	1,04	1,01	0,96		
-10	1,71	1,62	1,53	1,47	1,40	1,34	1,27	1,23	1,18		
-20	2,20	2,08	1,97	1,88	1,80	1,72	1,64	1,58	1,51		
-30	2,79	2,63	2,50	2,39	2,27	2,19	2,07	2,01	1,92		
-40	3,68	3,47	3,29	3,15	3,00	2,89	2,73	2,65	2,53		
Factor de Corrección $K_{\Delta p}$											
$\Delta p$ (bar)	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55
$K_{\Delta p}$	1,73	1,22	1,00	0,87	0,77	0,71	0,65	0,61	0,48	0,55	0,52

## 2. Instalación en líneas de líquido

Temp. del líquido a la entr. de la válvula °C	R 404A						Factor de Corrección $K_f$ Temperatura de evaporación °C						R 507					
	+10	0	-10	-20	-30	-40	+10	0	-10	-20	-30	-40	+10	0	-10	-20	-30	-40
+60	1,74	1,88	2,06	2,28	2,57	2,95	1,71	1,83	1,98	2,18	2,43	2,75						
+55	1,46	1,55	1,68	1,83	2,01	2,25	1,43	1,52	1,62	1,76	1,92	2,12						
+50	1,26	1,34	1,43	1,54	1,68	1,84	1,24	1,31	1,40	1,49	1,61	1,76						
+45	1,12	1,18	1,26	1,34	1,45	1,57	1,11	1,17	1,23	1,31	1,40	1,52						
+40	1,02	1,07	1,13	1,20	1,28	1,38	1,01	1,06	1,11	1,17	1,25	1,34						
+35	0,93	0,97	1,02	1,08	1,15	1,23	0,93	0,97	1,01	1,07	1,13	1,20						
+30	0,86	0,90	0,94	0,99	1,05	1,11	0,86	0,89	0,93	0,98	1,03	1,09						
+25	0,80	0,83	0,87	0,92	0,97	1,02	0,80	0,83	0,87	0,91	0,95	1,01						
+20	0,75	0,78	0,81	0,85	0,90	0,95	0,75	0,78	0,81	0,85	0,89	0,93						
+15	0,71	0,73	0,76	0,80	0,84	0,88	0,71	0,73	0,76	0,79	0,83	0,87						
+10	0,67	0,69	0,72	0,75	0,79	0,83	0,67	0,69	0,72	0,74	0,78	0,81						
+5		0,66	0,68	0,71	0,74	0,78		0,65	0,68	0,70	0,73	0,76						
0		0,63	0,65	0,68	0,71	0,74		0,62	0,64	0,66	0,69	0,72						
-5			0,62	0,65	0,67	0,70			0,61	0,63	0,65	0,68						
-10			0,60	0,62	0,64	0,67			0,58	0,60	0,62	0,64						

Temp. del líquido a la entr. de la válvula °C	R 407C				Factor de Corrección $K_f$ Temperatura de evaporación °C														
	+10	0	-10	-20															
+60																			
+55	1,28	1,34	1,40	1,48															
+50	1,17	1,22	1,27	1,33															
+45	1,08	1,12	1,17	1,22															
+40	1,01	1,04	1,08	1,13															
+35	0,94	0,98	1,01	1,05															
+30	0,89	0,92	0,95	0,99															
+25	0,84	0,87	0,90	0,93															
+20	0,80	0,82	0,85	0,88															
+15	0,76	0,78	0,81	0,84															
+10	0,73	0,75	0,77	0,80															
+5		0,72	0,74	0,76															
0		0,69	0,71	0,73															
-5			0,68	0,70															
-10			0,65	0,67															

Factor de Corrección $K_{ap}$															
$\Delta p$ (bar)	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75
$K_{ap}$	1,73	1,22	1,00	0,87	0,77	0,71	0,65	0,61	0,58	0,55	0,52	0,50	0,48	0,46	0,45

## APÉNDICE J

### TERMOSTATOS SERIE TS1

### CRITERIOS DE SELECCIÓN.

#### Alco Controls

#### Termostatos Serie TS1

##### Características

- Temperatura y diferencial ajustable
- Contactos resistentes al raneo
- Adaptados para altas intensidades de trabajo. Máxima Intensidad de rotor bloqueado 144 amps (LRA)
- Contactos SPDT estándar, con el mismo régimen de intensidad de trabajo para ambos contactos
- Precintable

##### Datos técnicos

Tipo de contactos	1 SPDT
Carga resistiva (AC1)	24 A / 230V AC
Inductiva Amp. (AC15)	10 A / 230V AC
Inductiva Amp. (DC13)	0,1 A / 230V DC
Régimen del motor a carga completa	24 A / 120/240V AC
Régimen del motor rotor bloqueado	144 A / 120/240V AC
Rango de temperatura ambiente	-50°C a +70°C
Resistencia a la vibración (10 a 1000 Hz)	4 g
Entrada de cable	Pasacable PG 16
Protección según	IP 44 (IP 30 con Interruptor selector)
DIN 40050 / IEC 529	
Calentador de fuelle con carga de vapor	82 K Ohm, 230V AC / DC (12- y 24V DC bajo pedido)



##### Normas

- acorde a la directiva de bajo voltaje
- Fabricado y testado acorde a los estándares bajo nuestra propia responsabilidad
- Laboratories Underwriter

Tipo	Nº pedido	Escala de Ajuste		Pto. Ajuste mínimo	Ajuste Fábrica	Max. Temp. Bulbo	Sensor Temperatura	
		Punto de Ajuste Superior	Diferencial ΔT				Carga	Tipo

#### Termostatos con ajuste por la parte superior

##### Termostatos sin conmutador selector

TS1-A2P	4 530 400	-30 ... +15	1.5 ... 16	-36	-1 / -6	+150	Vapor	2m capilar
TS1-R2P	4 715 170	-30 ... +15	rearme man. aprox. 2.5 jijo	-32	+2			
TS1-A3P	4 356 700	-10 ... +35	1.5 ... 16	-23	+3 / -2			
TS1-A1A	4 351 500	-45 ... -10		-55	-18 / -20	+150	Vapor	2m capilar y bulbo
TS1-A2A	4 351 600	-30 ... +15	1.5 ... 16	-36	-1 / -6			
TS1-A3A	4 352 500	-10 ... +35		-23	+3 / -2			
TS1-A4F	4 351 800	-30 ... +35	2.8 ... 20	-35	+5 / 0	+100	Absorción	
TS1-A5F	4 458 400	+20 ... +60	3 ... 10	+10	+35 / +30			

##### Termostatos con conmutador selector

TS1-B1A	4 366 700	-45 ... -10		-55	-18 / -20	+150	Vapor	2m capilar y bulbo
TS1-B2A	4 366 800	-30 ... +15	1.5 ... 16	-36	-1 / -6			
TS1-B3A	4 366 900	-10 ... +35		-23	+3 / -2			
TS1-B4F	4 367 000	-30 ... +35	2.8 ... 20	-35	+5 / 0	+100	Absorción	

#### Controles de formación de hielo con ajuste por la parte superior

##### Controles de formación de hielo sin conmutador selector

TS1-C0P	4 352 100	+4.5 ... +20	2.5 fijo	+2	4.5 / +2	+150	Vapor	6m capilar
TS1-D0P	4 352 200	+4.5 ... +20	rearme man. aprox. 2.5 jijo	+2	+2			
TS1-D0P	4 352 200	+4.5 ... +20	rearme man. aprox. 2.5 jijo	+2	+2			

**APÉNDICE K**  
**FILTRO SECADOR**  
**CRITERIOS DE SELECCIÓN.**

## Alco Controls

### Filtro Secador

Criterios de selección	Series										
	BFK	ADK Plus	FDB	ADKS / FDH con núcleo H/S/W48   F48		FDS-24 con núcleo S24   F24		ASF	ASD	BTAS con núcleo AF   AF-D	
Diseño hermético	+	+	+					+	+		
Con núcleos intercambiables				+	+	+	+			+	+
Tapa de apertura rápida						+	+				
Filtro					+	+	+			+	
Filtro secador	+	+	+	+		+			+		+
Para línea de líquido	+	+	+	+		+					
Para línea de aspiración					+	+	+	+	+	+	+
Para bombas de calor (Bi-Flujo)	+										
Material carcasa	Acero	Acero	Acero	Acero		Acero		Acero	Acero	Latón	
max. operating pressure PS	43 bar	43 bar	43 bar	34,5* / 46,0* bar		34,5* bar		27,5 bar		24 bar	
Página del catálogo	125	126	128	130 / 131		132		135	135	136	

\*) depende de la temperatura del medio a refrigerar

## APÉNDICE L

### FILTRO SECADOR BIFLUJO SERIE BFK


#### CRITERIOS DE SELECCIÓN.

Alco Controls

#### Filtros Secadores Biflujo de la Serie BFK

Diseño hermético, para refrigerantes en fase líquida

##### Características

- Bloque filtrante de tipo sólido
- Diseño hermético
- Con válvula de retención integrada que asegura la capacidad biflujo y elimina la necesidad de utilizar válvulas de retención externas
- Alta capacidad de adsorción de ácido y humedad
- Conexiones de cobre ODF para facilitar su soldadura
- Flujo de operación en régimen laminar
- Gama de temperatura TS:  $-40^{\circ}\text{C}$  a  $+65^{\circ}\text{C}$
- Presión de trabajo máxima PS: 43 bar
- Sin distintivo CE acorde al artículo 3.3 PED 97/23 EC
- Homologación HP según la directiva de recipientes a presión alemana
-  US LISTED Laboratorios Underwriter



BFK

Tipo	Nº pedido	Conexión Tamaño y Tipo	Capacidad de flujo refrigerante (kW)									
			a una caída de presión de 0.07 bar					a una caída de presión de 0.14 bar				
			R 134a	R 22	R 407C	R 404A R 507	R 410A	R 134a	R 22	R 407C	R 404A R 507	R 410A
BFK-052	007 343	1/4" (6mm) SAE	5.2	5.7	5.4	3.7	5.6	8.0	8.8	8.4	5.7	8.7
BFK-052S	007 344	1/4" ODF	6.7	7.3	7.0	4.8	7.2	10.1	11.1	10.6	7.2	10.9
BFK-083	007 345	3/8" (10mm) SAE	10.6	11.5	11.0	7.5	11.4	16.9	18.4	17.6	12.0	18.2
BFK-083S	007 346	3/8" ODF	12.0	13.1	12.5	8.5	12.9	20.6	22.5	21.5	14.7	22.2
BFK-084	007 347	1/2" (12mm) SAE	15.2	16.6	15.8	10.8	16.4	25.8	28.1	26.8	18.3	27.8
BFK-084S	007 348	1/2" ODF	15.6	17.0	16.2	11.1	16.8	28.7	31.3	29.9	20.4	30.9
BFK-163	007 349	3/8" (10mm) SAE	13.6	14.9	14.2	9.7	14.7	21.0	22.9	21.8	14.9	22.6
BFK-163S	007 350	3/8" ODF	15.5	16.9	16.1	11.0	16.7	23.8	26.0	24.8	17.0	25.7
BFK-164	007 351	1/2" (12mm) SAE	20.3	22.1	21.1	14.4	21.9	27.5	30.0	28.6	19.6	29.6
BFK-164S	007 352	1/2" ODF	24.3	26.5	25.3	17.3	26.1	34.4	37.6	35.9	24.5	37.1
BFK-165	007 353	5/8" (16mm) SAE	25.1	27.4	26.2	17.9	27.1	35.3	38.5	36.8	25.1	38.0
BFK-165S	007 354	5/8" ODF	25.6	28.0	26.7	18.3	27.6	37.0	40.4	38.5	26.3	39.9
BFK-305S	007 356	5/8" (16mm) ODF	34.1	37.3	35.6	24.3	36.8	52.8	57.7	55.0	37.6	56.9
BFK-307S	007 357	7/8" (22mm) ODF	40.6	44.3	42.3	28.9	43.7	65.7	71.7	68.4	46.8	70.8
BFK-309S	007 358	1 1/8" ODF	47.0	51.3	49.0	33.5	50.7	79.9	87.2	83.2	56.9	86.1

Las capacidades de flujo están referidas a las normas ARI 710-86 y DIN 8949 (temperatura de líquido de  $+30^{\circ}\text{C}$  y temperatura de evaporación de  $-15^{\circ}\text{C}$ ).

Selección de filtros en otras condiciones de trabajo:

1. Determine el factor de corrección correspondiente (pág. 133) en función del tipo de refrigerante y las temperaturas de evaporación y de líquido.
2. Multiplique el factor de corrección por el valor más alto de la correspondiente capacidad (modo refrigeración o calefacción).
3. Seleccione el filtro secador en función de la capacidad obtenida contrastandola con la capacidad de flujo a 0.07 bar de caída de presión.

## APÉNDICE M

### FACTORES DE CORRECCION DE CAPACIDADES PARA FILTROS

### SECADORES EN LINEAS DE LÍQUIDO

**Alco Controls**

#### Factores de corrección de capacidad para filtros secadores ADK, ADKS, BFK, FDB, FDH y FDS en líneas de líquido

Selección de filtros secadores para condiciones de trabajo diferentes a  $-15^{\circ}\text{C}/+30^{\circ}\text{C}$  (R 744:  $-40^{\circ}\text{C}/-10^{\circ}\text{C}$ ):

$$Q_a = Q_o \times K_t$$

$Q_a$ : Capacidad de flujo refrigerante  
 $Q_o$ : Capacidad de refrigeración requerida  
 $K_t$ : Factor de corrección para la temperatura de evaporación y de líquido

Refrigerante	Temperatura de líquido °C	Factor de corrección $K_t$													
		Temperatura de evaporación °C													
		20	15	10	5	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40	-45
R 134a	60	1,29	1,32	1,35	1,39	1,42	1,46	1,50	1,55	1,59	1,65	1,70			
	55	1,20	1,22	1,25	1,28	1,31	1,34	1,38	1,41	1,45	1,50	1,54			
	50	1,11	1,14	1,16	1,19	1,21	1,24	1,27	1,30	1,34	1,38	1,42			
	45	1,04	1,06	1,09	1,11	1,13	1,16	1,18	1,21	1,24	1,27	1,31			
	40	0,98	1,00	1,02	1,04	1,06	1,08	1,11	1,13	1,16	1,19	1,22			
	35	0,93	0,94	0,96	0,98	1,00	1,02	1,04	1,06	1,08	1,11	1,14			
	30	0,88	0,90	0,91	0,93	0,94	0,96	0,98	1,00	1,02	1,04	1,07			
	25	0,84	0,85	0,86	0,88	0,89	0,91	0,93	0,95	0,96	0,98	1,01			
	20		0,81	0,82	0,84	0,85	0,87	0,88	0,90	0,92	0,93	0,95			
	15			0,79	0,80	0,81	0,83	0,84	0,85	0,87	0,89	0,90			
	10				0,76	0,78	0,79	0,80	0,82	0,83	0,84	0,86			
	5					0,74	0,76	0,77	0,78	0,79	0,81	0,82			
	0						0,73	0,74	0,75	0,76	0,77	0,79			
-5							0,71	0,72	0,73	0,74	0,75				
-10								0,69	0,70	0,71	0,72				
R 404A	60	1,77	1,83	1,90	1,97	2,06	2,16	2,27	2,39	2,54	2,70	2,89	3,12	3,39	3,70
	55	1,48	1,52	1,56	1,62	1,67	1,74	1,81	1,90	1,99	2,09	2,21	2,34	2,50	2,67
	50	1,28	1,31	1,34	1,38	1,43	1,47	1,53	1,59	1,65	1,73	1,81	1,90	2,00	2,11
	45	1,13	1,16	1,18	1,21	1,25	1,29	1,33	1,38	1,43	1,48	1,54	1,61	1,68	1,76
	40	1,02	1,04	1,06	1,09	1,12	1,15	1,18	1,22	1,26	1,30	1,35	1,40	1,46	1,52
	35	0,93	0,95	0,97	0,99	1,01	1,04	1,07	1,10	1,13	1,17	1,20	1,25	1,29	1,34
	30	0,86	0,87	0,89	0,91	0,93	0,95	0,97	1,00	1,03	1,06	1,09	1,12	1,16	1,20
	25	0,80	0,81	0,83	0,84	0,86	0,88	0,90	0,92	0,94	0,97	1,00	1,03	1,06	1,09
	20		0,76	0,77	0,79	0,80	0,82	0,84	0,85	0,87	0,90	0,92	0,95	0,97	1,00
	15			0,72	0,74	0,75	0,77	0,78	0,80	0,82	0,84	0,86	0,88	0,90	0,93
	10				0,69	0,71	0,72	0,73	0,75	0,77	0,78	0,80	0,82	0,84	0,86
	5					0,67	0,68	0,69	0,71	0,72	0,74	0,75	0,77	0,79	0,81
	0						0,65	0,66	0,67	0,68	0,70	0,71	0,73	0,74	0,76
-5							0,63	0,64	0,65	0,66	0,67	0,69	0,70	0,72	
-10								0,61	0,62	0,63	0,64	0,65	0,67	0,68	
-15									0,59	0,60	0,61	0,62	0,64	0,65	
-20										0,56	0,57	0,58	0,59	0,61	
R 507	60	1,68	1,73	1,78	1,84	1,91	1,99	2,07	2,17	2,27	2,39	2,53	2,69	2,87	3,08
	55	1,43	1,46	1,50	1,54	1,59	1,65	1,71	1,77	1,85	1,93	2,02	2,12	2,24	2,36
	50	1,25	1,28	1,31	1,34	1,38	1,42	1,47	1,52	1,57	1,63	1,70	1,77	1,85	1,94
	45	1,12	1,14	1,17	1,20	1,23	1,26	1,30	1,34	1,38	1,42	1,48	1,53	1,59	1,66
	40	1,02	1,04	1,06	1,08	1,11	1,13	1,16	1,20	1,23	1,27	1,31	1,36	1,40	1,46
	35	0,94	0,95	0,97	0,99	1,01	1,04	1,06	1,09	1,12	1,15	1,18	1,22	1,26	1,30
	30	0,87	0,88	0,90	0,92	0,94	0,96	0,98	1,00	1,02	1,05	1,08	1,11	1,14	1,18
	25	0,81	0,83	0,84	0,85	0,87	0,89	0,91	0,93	0,95	0,97	1,00	1,02	1,05	1,08
	20		0,77	0,79	0,80	0,81	0,83	0,85	0,86	0,88	0,90	0,92	0,95	0,97	1,00
	15			0,74	0,75	0,77	0,78	0,79	0,81	0,83	0,84	0,86	0,88	0,91	0,93
	10				0,71	0,72	0,74	0,75	0,76	0,78	0,79	0,81	0,83	0,85	0,87
	5					0,68	0,70	0,71	0,72	0,73	0,75	0,76	0,78	0,80	0,81
	0						0,66	0,67	0,68	0,70	0,71	0,72	0,74	0,75	0,77
-5							0,64	0,65	0,66	0,67	0,68	0,70	0,71	0,73	
-10								0,62	0,63	0,64	0,65	0,66	0,68	0,69	
-15									0,60	0,61	0,62	0,63	0,64	0,65	
-20										0,58	0,59	0,60	0,61	0,62	

## APÉNDICE N

### VISORES SERIE MIA

### CRITERIOS DE SELECCIÓN.

#### Alco Controls

#### Visores de la Serie MIA

##### Características

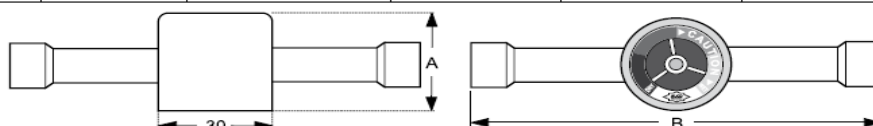
- Totalmente hermético
- Carcasa de acero inoxidable anticorrosión
- Elemento indicador de cristal de gran durabilidad y fiabilidad
- Fácil determinación del contenido de humedad por un indicador sensible con cuatro colores calibrados
- Indicación del contenido de humedad según la recomendación de ASERCOM
- Área de visualización grande y clara
- Ligero (sólo 60g MIA M06/014)
- Configuración de tubo ampliado ODF, adaptable para todas las aplicaciones comerciales
- Para R 134a, R 22, R 404A, R 407C, R410A, R507, en combinación con aceites minerales y POE
- Presión de trabajo máxima 43 bar



MIA

#### Tabla de selección

Tipo	Nº pedido	Para diámetro ext. tubo Ø	Altura A (mm)	Longitud B (mm)	Peso (g)
MIA 014	805 851	1/4"	25,5	98,0	60
MIA 038	805 852	3/8"	35,5	109,0	80
MIA 012	805 853	1/2"	35,5	113,0	90
MIA 058	805 854	5/8"	35,5	108,5	95
MIA 078	805 864	7/8"	35,5	122,5	170
MIA M06	805 846	6 mm	25,5	98,0	60
MIA M10	805 847	10 mm	35,5	109,0	80
MIA M12	805 848	12 mm	35,5	113,0	90
MIA M16	805 854	16 mm	35,5	108,5	95



#### Determinación del contenido de humedad\*

Refrigerante	Temperatura de líquido °C	Azul seco	Púrpura	Fucsia Atención	Rosa Atención- húmedo
R 22	25	25	40	80	145
	38	35	65	130	205
	52	50	90	185	290
R 404A / R 507	25	15	33	60	120
	38	25	50	110	150
	52	45	60	140	180
R 134a	25	20	35	90	130
	38	35	55	120	160
	52	50	85	150	190
R 407C	25	26	42	94	151
	38	40	68	144	232
	52	64	109	230	371
R 410A	25	30	50	110	165
	38	55	85	190	290
	52	75	120	270	420

\*Contenido en agua en mgr por Kg de refrigerante (ppm)



## APÉNDICE O

### SEPARADORES DE ACEITE SERIE OS

#### CRITERIOS DE SELECCIÓN.

**Alco Controls**

#### Separadores de Aceite Serie OS

##### Características

- Tres tipos diferentes de construcción:
  - Hermética
  - Brida superior
  - Brida inferior con soporte
- Válvula de aguja y flotador de acero inoxidable
- Dispone de un Imán permanente para filtrar partículas microscópicas del sistema
- Pintura epoxy resistente a la corrosión
- Conexiones de cobre ODF
- Rango de temperatura TS: -40°C ... +65°C
- Máxima presión de trabajo PS: 31 bar (UL)
- Marcado CE acorde a la directiva 97/23/EC



OSH



OST

##### Código

Línea de producto  
separadores de aceite

OS X - X XX

##### Construcción

H: Hermético  
T: Brida superior  
B: Brida inferior con soporte

##### Diámetro de la carcasa

4: aprox. 10 cm  
6: aprox. 15 cm

##### Conexión

04: 1/2"  
05: 5/8" (16mm)  
07: 7/8" (22mm)  
09: 1-1/8"  
11: 1-3/8" (35mm)  
13: 1-5/8"  
17: 2-1/8"



OSB

Tipo	Nº pedido	Conexión ODF	Categoría PED	Procedura de evaluación de conformidad	Capacidad nominal kW			Volumen (Litros)
					R 22 R 407C	R 134a	R 404A/ R 507	
OSH-404	881 598	1/2"			7.0	4.9	7.3	2.0
OSH-405	881 599	5/8"			18.7	13.1	19.4	3.4
OSH-407	881 600	7/8"			28.1	19.7	29.0	2.8
OSH-409	881 792	1-1/8"	Cat. I	Módulo D1*	37.4	26.2	38.7	3.0
OSH-411	881 794	1-3/8"			46.8	32.8	48.4	3.6
OSH-413	881 856	1-5/8"			65.5	45.9	67.8	3.6
OSH-611	881 940	1-7/8"			51.5	36.1	53.3	6.5
OSH-613	881 953	1-5/8"			65.5	45.9	67.8	7.9
OSH-642	889 022	42 mm	Cat. II	Módulo D1	65.5	45.9	67.8	7.9
OSH-617	881 970	2-1/8"			105.3	73.8	108.9	7.9
OST-404	881 860	1/2"			7.0	4.9	7.3	1.8
OST-405	881 861	5/8"			18.7	13.1	19.4	2.6
OST-407	881 862	7/8"	Cat. I	Módulo D1*	28.1	19.7	29.0	3.2
OST-409	881 863	1-1/8"			37.4	26.2	38.7	3.8
OST-411	881 938	1-3/8"			46.8	32.8	48.4	3.8
OST-413	881 939	1-5/8"			65.5	45.9	67.8	3.8
OSB-613	881 971	1-5/8"	Cat. II	Módulo D1	65.5	45.9	67.8	7.8
OSB-617	881 972	2-1/8"			105.3	73.8	108.9	7.8

\* Aplicado el módulo más alto que se requiere

## APÉNDICE P

### FACTORES DE CORRECCION

#### SEPARADOR DE ACEITE.

## Alco Controls

### Condiciones de operación diferentes a la nominal

Capacidad Nominal a +38°C de temperatura de condensación, +4°C de temperatura de evaporación (bubble point +38°C/punto de rocío+43°C), y 1K de subenfriamiento a la entrada de la válvula de expansión. Factor de corrección para otras temperaturas de evaporación:

$$Q_n = Q_o \times K_t$$

- $Q_n$ : Capacidad nominal  
 $K_t$ : Factor de corrección para una caída de presión correspondiente a 1 K de la temperatura de saturación  
 $Q_o$ : Capacidad de refrigeración requerida

### Factores de corrección

Refrigerante	Temperatura de condensación °C	Factor de corrección $K_t$						
		Temperatura de evaporación °C						
		10	0	-10	-20	-30	-40	-50
R 22 R 407C	25	1,29	1,31	1,33	1,36	1,40	1,44	1,49
	30	1,16	1,17	1,20	1,23	1,27	1,31	1,36
	35	1,05	1,07	1,09	1,11	1,13	1,17	1,23
	40	0,95	0,96	0,98	1,00	1,03	1,07	1,12
	45	0,87	0,88	0,90	0,92	0,95	0,99	1,04
	50	0,81	0,83	0,85	0,87	0,89	0,93	0,99

Refrigerante	Temperatura de condensación °C	Factor de corrección $K_t$					
		Temperatura de evaporación °C					
		10	0	-10	-20	-30	
R 134a	25	1,31	1,36	1,39	1,43	1,50	
	30	1,18	1,21	1,24	1,28	1,35	
	35	1,06	1,08	1,11	1,15	1,21	
	40	0,95	0,98	1,01	1,05	1,10	
	45	0,86	0,88	0,92	0,95	1,02	
	50	0,80	0,81	0,85	0,89	0,97	

Refrigerante	Temperatura de condensación °C	Factor de corrección $K_t$						
		Temperatura de evaporación °C						
		10	0	-10	-20	-30	-40	-50
R 404A R 507	25	1,22	1,25	1,30	1,33	1,43	1,53	1,63
	30	1,12	1,15	1,20	1,26	1,32	1,42	1,54
	35	1,03	1,06	1,11	1,16	1,24	1,34	1,46
	40	0,95	0,99	1,04	1,09	1,17	1,28	1,41
	45	0,90	0,92	0,97	1,03	1,14	1,26	1,39
	50	0,86	0,89	0,93	1,00	1,13	1,26	1,39

**APÉNDICE Q**

REGULADORES DE PRESION DE EVAPORACION SERIE PRE Y DE  
PRESION DE ASPIRACION SERIE PRC.

## Reguladores de Presión de Evaporación Serie PRE y de Presión de Aspiración Serie PRC

### Características

- Diseño compacto que disminuye los requerimientos de espacio
- Disponen de un obús en la entrada para facilitar su ajuste
- Regulador operado directamente
- Diseño de puerto equilibrado para proporcionar un preciso control de la presión



### Datos técnicos

Refrigerante:	HFC, HCFC	Variación de la presión por vuelta:	
Compatibilidad con los aceites:	Mineral, Alkilbencenico y Polyol Ester (POE)	Tamaño de la válvula 1	0,6 bar
Máx. presión de trabajo PS:	25 bar	Tamaño de la válvula 2	0,4 bar
Máxima presión de test PT:	30 bar	Rango de presión:	0,5 a 6,9 bar
Material, Carcasa:	CW509L (EN12420)	Ajuste fábrica:	2 bar
Temperatura:	Almacenaje -30°C a 80°C Medio TS -30°C a 80°C Ambiente -30°C a 80°C	Peso:	
		PRC/PRE-1..	0,6 kg
		PRC/PRE-2..	1,3 kg

## Reguladores de la Presión de Evaporación Serie PRE

### Capacidad nominal

Tipo	Nº pedido	Conexión ODF	Capacidad nominal* Qn (kW)			
			R 134a	R 404A / R 507	R 407C	R 22
PRE - 11A	800 380	16 mm - 1/2"				
PRE - 11B	800 381	22 mm - 3/4"	3,0	4,5	4,5	4,8
PRE - 21C	800 382	28 mm				
PRE - 21D	800 383	1 - 1/2"	7,4	11,1	11,1	11,9

\* Capacidad nominal a +38°C de temperatura de condensación, +4°C de temperatura de evaporación y un subenfriamiento de líquido de 1 K.


### Tabla de factores de corrección

Selección de válvulas en otras condiciones de trabajo diferentes a +38°C/ +4°C y un subenfriamiento de líquido de 1 K en la entrada de la válvula:  $Q_s = Q_n \times K_f$   $Q_s$ : Capacidad nominal de la válvula  $Q_n$ : Capacidad de enfriamiento requerida


Refrigerante	Temperatura de condensación °C	Factor de Corrección $K_f$				
		Temperatura de evaporación °C				
		10	0	-10	-20	-30
R 404A / R 507	60	1,35	1,91	2,77	4,18	6,53
	50	1,05	1,46	2,07	3,05	4,62
	40	0,88	1,22	1,71	2,48	3,69
	30	0,77	1,06	1,48	2,12	3,13
R 407C	55	1,02	1,42	2,04		
	50	0,94	1,31	1,87		
	40	0,84	1,17	1,66		
	30	0,77	1,06	1,50		
R 134a	60	1,04	1,51	2,17		
	50	0,92	1,34	1,91		
	40	0,83	1,20	1,71		
	30	0,76	1,1	1,55		
R 22	60	1,02	1,37	1,87	2,67	3,91
	50	0,93	1,25	1,70	2,42	3,53
	40	0,86	1,15	1,57	2,22	3,23
	30	0,80	1,07	1,45	2,05	2,98

## APÉNDICE R

### RECIBIDORES HORIZONTALES.

		<b>recibidores horizontales</b>				<b>HR</b>	
Capacidad de Bombeo (R-22 lib)	Peso de Embarque (lib)	Dimensiones (pulg)		Conexiones (pulg)			
		Diametro	Largo	Entrada (di)	Salida (di)		
16	19	5	28	5/8	5/8	285	
25	24	6	30	5/8	5/8	306	
31	31	6	36	5/8	5/8	366	
39	42	6 5/8	38	3/4	3/4	3865	
48	45	8 5/8	28	1 1/4	3/4	2885	
62	65	8 5/8	36	1 1/4	3/4	3685	
73	71	8 5/8	42	1 1/4	3/4	4285	
84	77	8 5/8	48	1 1/4	1 1/4	4885	
106	108	8 5/8	60	1 1/4	1 1/4	6085	
94	115	10 3/4	36	1 3/4	1 3/4	36105	
128	138	10 3/4	48	1 3/4	1 3/4	48105	
162	166	10 3/4	60	1 3/4	1 3/4	60105	
195	196	10 3/4	72	1 3/4	1 3/4	72105	
262	285	10 3/4	96	1 5/8	1 3/4	96105	
180	182	12 3/4	48	1 5/8	1 3/4	48122	
227	218	12 3/4	60	1 5/8	1 3/4	60122	
275	260	12 3/4	72	2 1/4	1 3/4	72122	
370	360	12 3/4	96	2 1/4	1 3/4	96122	
330	316	14	72	2 1/4	1 3/4	72145	
444	425	14	96	2 3/4	2 1/4	96145	
358	306	16	60	2 3/4	2 1/4	60166	
434	380	16	72	2 3/4	2 1/4	72166	
586	486	16	96	2 3/4	2 1/4	96166	
542	510	18	72	3 1/4	2 1/4	72188	
673	570	20	72	3 1/4	2 3/4	72201	
791	639	20	84	3 1/4	2 3/4	84201	
901	756	20	96	3 1/4	2 3/4	96201	
1,285	1,686	24	96	3 1/4	3 1/4	96241	
1,624	1,250	24	120	4 1/4	3 1/4	12241	
2,576	1,800	30	120	4 1/4	3 1/4	12301	

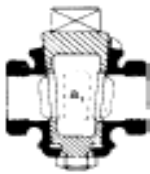




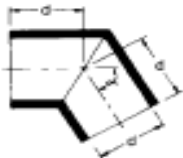



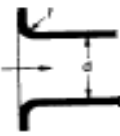
  

		<b>recibidores con menzulas y valvulas</b>				<b>RBV</b>	
Capacidad de Bombeo (R-22 lib)	Peso de Embarque (lib)	Dimensiones (pulg)		Conexiones (pulg)			
		Diametro	Largo	Entrada (di)	Salida (di)		
16	24	5	28	1/2	1/2	RBV-285	
31	35	6	36	1/2	1/2	RBV-366	
39	45	6 5/8	38	5/8	5/8	RBV-3865	
62	69	8 5/8	36	3/4	3/4	RBV-3685	
73	75	8 5/8	42	1 1/4	1 1/4	RBV-4285	
94	117	10 3/4	36	1 1/4	1 1/4	RBV-36105	
128	145	10 3/4	48	1 1/4	1 1/4	RBV-48105	
162	170	10 3/4	60	1 1/4	1 1/4	RBV-60105	
180	186	12 3/4	48	1 3/4	1 3/4	RBV-48122	
227	224	12 3/4	60	1 3/4	1 3/4	RBV-60122	
330	339	14	72	1 5/8	1 5/8	RBV-72145	
444	448	14	96	1 5/8	1 5/8	RBV-96145	
586	510	16	96	2 1/4	2 1/4	RBV-96166	

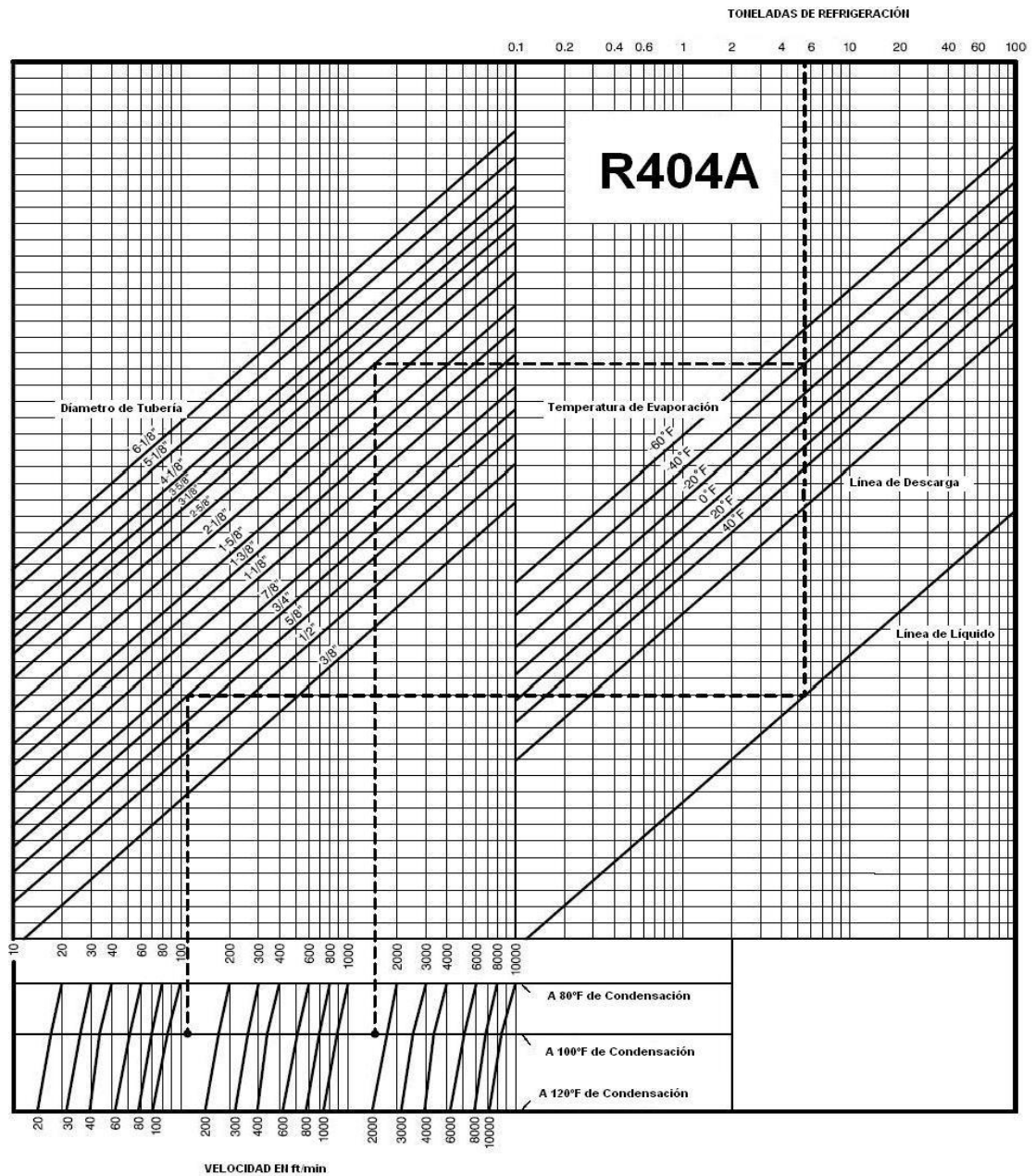
visítanos en [WWW.STANREE.COM](http://WWW.STANREE.COM) para ver nuestro catálogo y actualizado.

## CARACTERISTICAS DEL FLUJO EN VALVULAS, ACCESORIOS Y TUBERIAS.

**A-24. TABLA DEL FACTOR "K" (página 4 de 4)**  
**Coefficientes de resistencia (K) válidos para válvulas y accesorios**

<p style="text-align: center;"><b>VÁLVULAS DE MACHO Y LLAVES</b></p> <p style="text-align: center;">Paso directo                      tres entradas</p> <div style="display: flex; justify-content: space-around; align-items: center;">    </div> <p style="text-align: center;"> <math>\text{Si: } \beta = 1, K_s = 18 f_T</math>              <math>\text{Si: } \beta = 1, K_s = 30 f_T</math>              <math>\text{Si: } \beta = 1, K_s = 90 f_T</math> </p> <p style="text-align: center;"><math>\text{Si: } \beta &lt; 1 \quad K_s = \text{Formula 6}</math></p>	<p style="text-align: center;"><b>CODOS ESTÁNDAR</b></p> <div style="display: flex; justify-content: space-around; align-items: center;">   </div> <p style="text-align: center;"> <math>K = 30 f_T</math>                              <math>K = 16 f_T</math> </p>																																										
<p style="text-align: center;"><b>CURVAS EN ESCUADRA O FALSA ESCUADRA</b></p> <div style="display: flex; align-items: center;">  <table border="1" style="margin-left: 20px;"> <thead> <tr> <th><math>\alpha</math></th> <th>K</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>0°</td><td>2 f<sub>T</sub></td></tr> <tr><td>15°</td><td>4 f<sub>T</sub></td></tr> <tr><td>30°</td><td>8 f<sub>T</sub></td></tr> <tr><td>45°</td><td>15 f<sub>T</sub></td></tr> <tr><td>60°</td><td>25 f<sub>T</sub></td></tr> <tr><td>75°</td><td>40 f<sub>T</sub></td></tr> <tr><td>90°</td><td>60 f<sub>T</sub></td></tr> </tbody> </table> </div>	$\alpha$	K	0°	2 f <sub>T</sub>	15°	4 f <sub>T</sub>	30°	8 f <sub>T</sub>	45°	15 f <sub>T</sub>	60°	25 f <sub>T</sub>	75°	40 f <sub>T</sub>	90°	60 f <sub>T</sub>	<p style="text-align: center;"><b>CONEXIONES ESTÁNDAR EN "T"</b></p> <div style="text-align: center;">  </div> <p style="text-align: center;">                 Flujo directo ..... <math>K = 20 f_T</math>                  Flujo desviado a 90° .. <math>K = 60 f_T</math> </p>																										
$\alpha$	K																																										
0°	2 f <sub>T</sub>																																										
15°	4 f <sub>T</sub>																																										
30°	8 f <sub>T</sub>																																										
45°	15 f <sub>T</sub>																																										
60°	25 f <sub>T</sub>																																										
75°	40 f <sub>T</sub>																																										
90°	60 f <sub>T</sub>																																										
<p style="text-align: center;"><b>CURVAS Y CODOS DE 90° CON BRIDAS O CON EXTREMOS PARA SOLDAR A TOPE</b></p> <div style="display: flex; align-items: center;">  <table border="1" style="margin-left: 20px;"> <thead> <tr> <th>r/d</th> <th>K</th> <th>r/d</th> <th>K</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>1</td><td>20 f<sub>T</sub></td><td>8</td><td>24 f<sub>T</sub></td></tr> <tr><td>1.5</td><td>14 f<sub>T</sub></td><td>10</td><td>30 f<sub>T</sub></td></tr> <tr><td>2</td><td>12 f<sub>T</sub></td><td>12</td><td>34 f<sub>T</sub></td></tr> <tr><td>3</td><td>12 f<sub>T</sub></td><td>14</td><td>38 f<sub>T</sub></td></tr> <tr><td>4</td><td>14 f<sub>T</sub></td><td>16</td><td>42 f<sub>T</sub></td></tr> <tr><td>6</td><td>17 f<sub>T</sub></td><td>20</td><td>50 f<sub>T</sub></td></tr> </tbody> </table> </div> <p style="font-size: small;">El coeficiente de resistencia <math>K_B</math>, para curvas que no sean de 90° puede determinarse con la fórmula:</p> $K_B = (n - 1) \left( 0.25 + f_T \frac{r}{d} + 0.5 K \right) + K$ <p style="font-size: x-small;"> <math>n</math> = número de curvas de 90°  <math>K</math> = coeficiente de resistencia para una curva de 90° (según tabla)         </p>	r/d	K	r/d	K	1	20 f <sub>T</sub>	8	24 f <sub>T</sub>	1.5	14 f <sub>T</sub>	10	30 f <sub>T</sub>	2	12 f <sub>T</sub>	12	34 f <sub>T</sub>	3	12 f <sub>T</sub>	14	38 f <sub>T</sub>	4	14 f <sub>T</sub>	16	42 f <sub>T</sub>	6	17 f <sub>T</sub>	20	50 f <sub>T</sub>	<p style="text-align: center;"><b>ENTRADAS DE TUBERÍA</b></p> <div style="display: flex; justify-content: space-between;"> <div style="text-align: center;"> <p>Con resalte Hacia el interior</p>  <p><math>K = 0.78</math></p> </div> <table border="1" style="margin: 0 auto;"> <thead> <tr> <th>r/d</th> <th>K</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>0.00*</td><td>0.5</td></tr> <tr><td>0.02</td><td>0.28</td></tr> <tr><td>0.04</td><td>0.24</td></tr> <tr><td>0.06</td><td>0.15</td></tr> <tr><td>0.10</td><td>0.09</td></tr> <tr><td>0.15 y más</td><td>0.04</td></tr> </tbody> </table> <p style="font-size: x-small;">*de cantos vivos</p> </div> <div style="text-align: center;"> <p>A tope</p>  <p>Véanse los valores de K en la tabla</p> </div>	r/d	K	0.00*	0.5	0.02	0.28	0.04	0.24	0.06	0.15	0.10	0.09	0.15 y más	0.04
r/d	K	r/d	K																																								
1	20 f <sub>T</sub>	8	24 f <sub>T</sub>																																								
1.5	14 f <sub>T</sub>	10	30 f <sub>T</sub>																																								
2	12 f <sub>T</sub>	12	34 f <sub>T</sub>																																								
3	12 f <sub>T</sub>	14	38 f <sub>T</sub>																																								
4	14 f <sub>T</sub>	16	42 f <sub>T</sub>																																								
6	17 f <sub>T</sub>	20	50 f <sub>T</sub>																																								
r/d	K																																										
0.00*	0.5																																										
0.02	0.28																																										
0.04	0.24																																										
0.06	0.15																																										
0.10	0.09																																										
0.15 y más	0.04																																										

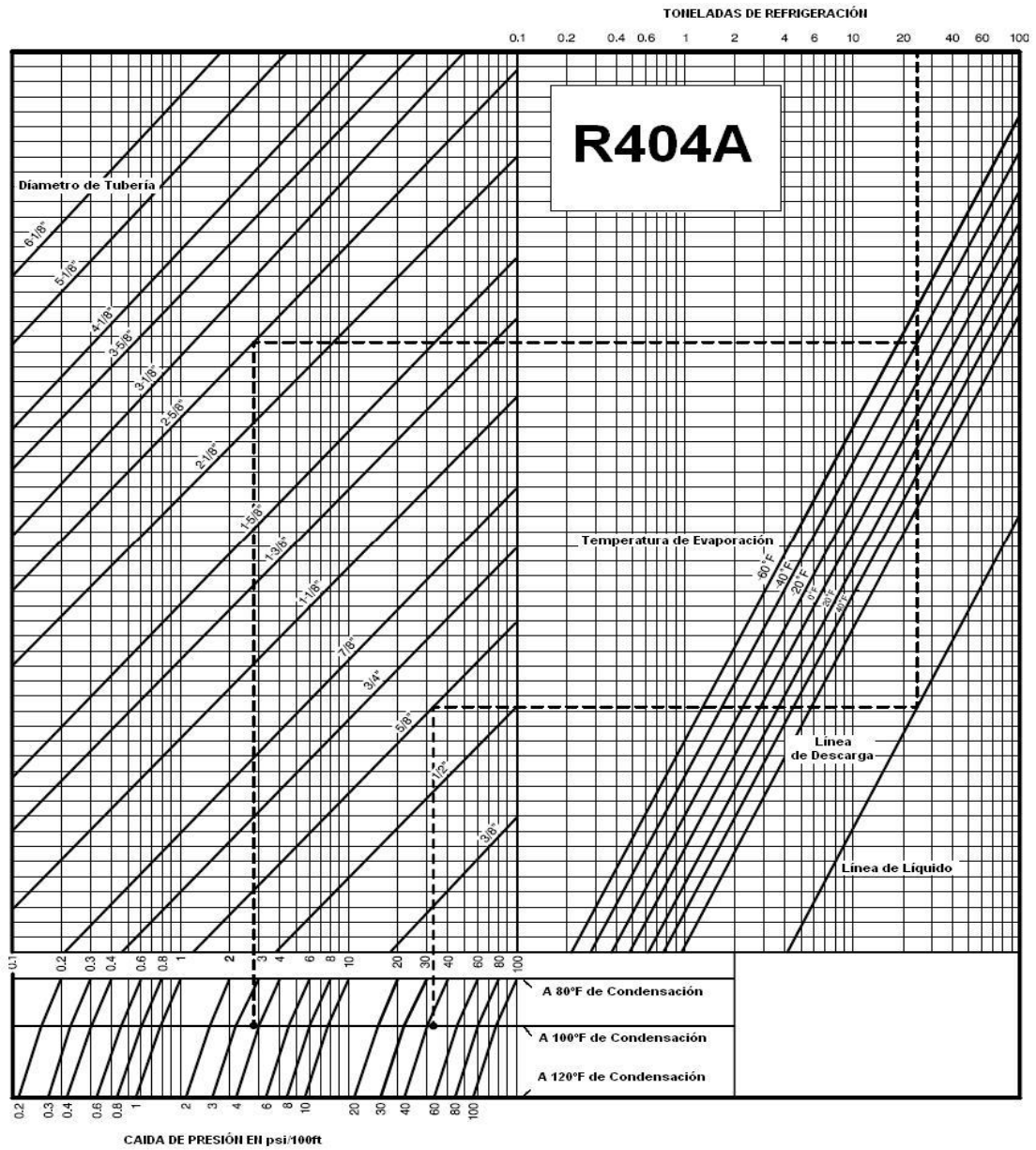
VELOCIDAD EN LAS TUBERIAS PARA EL REFRIGERANTE R404A.



Referencia.- Reporte Técnico T-HP62-ENG  
(Dupont Suva Refrigerants). Diciembre/1993

APÉNDICE U

## CAIDAS DE PRESION EN LAS TUBERIAS PARA EL REFRIGERANTE R404A.



Referencia.- Reporte Técnico T-HP62-ENG  
(Dupont Suva Refrigerants). Diciembre/1993



## **ANEXOS**

## ANEXO 1

## DATOS PARA DETERMINAR CAPACIDAD DE ALMACENAMIENTO

**PROYECTO DE EXPLOTACIÓN CÁMARA DE REFRIGERACIÓN****DATOS PARA DETERMINAR CAPACIDAD DE ALMACENAMIENTO:**

Producto: \_\_\_\_\_

**Producción en el campo:**

Condiciones de operación      1 turno      2 turnos      3 turnos

Número de hectáreas      \_\_\_\_\_

Capacidad de producción	diaria	_____
	semanal	_____
	quincenal	_____
	mensual	_____

Fechas de cosecha      \_\_\_\_\_

Fechas de cultivo      \_\_\_\_\_

Proyección de recolección a mediano plazo      \_\_\_\_\_

**Procesamiento y condiciones de almacenamiento:**

Fecha de comercialización de los productos

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

Plan de maduración complementario

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

Toneladas diarias de producto a refrigerar      \_\_\_\_\_

Temperatura de ingreso del producto      \_\_\_\_\_

Temperatura de almacenamiento del producto      \_\_\_\_\_

Tiempo de almacenamiento      \_\_\_\_\_

Entrada máxima de productos en el día más caluroso      \_\_\_\_\_

Entrada mínima de productos en el día más frío      \_\_\_\_\_



## ANEXO 2

## PROPIEDADES TERMODINÁMICAS DEL R-404A

t	p'	p''	v'	v''	rho'	rho''	h'	h''	r	s'	s''
°C	bar	bar	dm <sup>3</sup> /kg	dm <sup>3</sup> /kg	dm <sup>3</sup> /kg	kg/dm <sup>3</sup>	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kgK	kJ/kgK
-80	0.504	0.482	0.745	369.44	1.342	2.707	114.52	333.07	218.55	0.8458	1.6710
-59	0.532	0.509	0.748	350.75	1.340	2.851	115.87	333.72	217.85	0.8521	1.6694
-58	0.582	0.538	0.748	333.18	1.337	3.001	117.92	334.38	217.15	0.8585	1.6678
-57	0.593	0.568	0.750	318.67	1.334	3.158	118.58	335.03	216.45	0.8649	1.6663
-56	0.625	0.600	0.751	301.14	1.331	3.321	119.93	335.68	215.75	0.8713	1.6649
-55	0.659	0.633	0.753	286.51	1.329	3.490	121.29	336.34	215.05	0.8777	1.6634
-54	0.694	0.667	0.754	272.74	1.326	3.667	122.65	336.99	214.34	0.8840	1.6621
-53	0.731	0.703	0.756	259.75	1.323	3.850	124.01	337.65	213.64	0.8903	1.6607
-52	0.769	0.740	0.757	247.51	1.320	4.040	125.37	338.30	212.93	0.8966	1.6594
-51	0.809	0.779	0.759	235.98	1.317	4.238	126.74	338.96	212.22	0.9028	1.6581
-50	0.851	0.819	0.761	225.08	1.315	4.443	128.11	339.61	211.51	0.9090	1.6568
-49	0.894	0.861	0.762	214.78	1.312	4.656	129.48	340.26	210.79	0.9153	1.6556
-48	0.938	0.905	0.764	205.02	1.309	4.877	130.85	340.92	210.07	0.9214	1.6545
-47	0.985	0.950	0.766	195.82	1.306	5.107	132.22	341.57	209.35	0.9278	1.6533
-46	1.033	0.998	0.767	187.11	1.303	5.344	133.60	342.22	208.63	0.9338	1.6522
-45	1.084	1.047	0.769	178.87	1.300	5.589	134.97	342.87	207.90	0.9399	1.6511
-44	1.136	1.098	0.771	171.08	1.297	5.846	136.36	343.53	207.17	0.9460	1.6501
-43	1.190	1.151	0.773	163.67	1.294	6.110	137.74	344.18	206.44	0.9521	1.6490
-42	1.246	1.206	0.774	156.68	1.291	6.383	139.12	344.83	205.70	0.9581	1.6480
-41	1.304	1.263	0.776	150.01	1.288	6.666	140.51	345.47	204.96	0.9642	1.6471
-40	1.364	1.322	0.778	143.69	1.285	6.959	141.90	346.12	204.22	0.9702	1.6461
-39	1.427	1.383	0.780	137.70	1.282	7.262	143.30	346.77	203.47	0.9762	1.6452
-38	1.491	1.446	0.782	132.01	1.279	7.575	144.80	347.42	202.72	0.9822	1.6443
-37	1.558	1.512	0.784	126.61	1.276	7.898	146.09	348.08	201.97	0.9882	1.6435
-36	1.627	1.580	0.785	121.47	1.273	8.233	147.50	348.70	201.21	0.9942	1.6426
-35	1.699	1.650	0.787	116.58	1.270	8.578	148.90	349.35	200.45	0.9999	1.6418
-34	1.773	1.723	0.789	111.93	1.267	8.934	150.31	349.99	199.68	0.9961	1.6411
-33	1.849	1.798	0.791	107.50	1.264	9.303	151.72	350.63	198.91	0.9920	1.6403
-32	1.928	1.875	0.793	103.28	1.261	9.682	153.14	351.27	198.14	0.9879	1.6396
-31	2.009	1.955	0.795	99.26	1.258	10.074	154.55	351.91	197.36	0.9838	1.6388
-30	2.093	2.038	0.797	95.43	1.255	10.479	155.99	352.56	196.57	0.9797	1.6382
-29	2.180	2.124	0.799	91.78	1.251	10.896	157.41	353.20	195.79	0.9756	1.6375
-28	2.270	2.212	0.801	88.29	1.248	11.326	158.84	353.83	194.99	0.9715	1.6369
-27	2.362	2.303	0.803	84.97	1.245	11.769	160.26	354.46	194.20	0.9673	1.6362
-26	2.457	2.397	0.805	81.79	1.242	12.226	161.70	355.09	193.39	0.9631	1.6356
-25	2.555	2.493	0.807	78.78	1.239	12.698	163.13	355.72	192.59	0.9589	1.6350
-24	2.656	2.593	0.809	75.87	1.235	13.181	164.57	356.34	191.77	0.9547	1.6344
-23	2.760	2.696	0.812	73.10	1.232	13.681	166.01	356.97	190.96	0.9505	1.6339
-22	2.867	2.801	0.814	70.45	1.229	14.195	167.45	357.59	190.13	0.9463	1.6333
-21	2.978	2.910	0.816	67.92	1.225	14.724	168.90	358.21	189.31	0.9420	1.6328
-20	3.091	3.022	0.818	65.49	1.222	15.269	170.35	358.82	188.47	0.9377	1.6323
-19	3.208	3.138	0.820	63.17	1.219	15.830	171.80	359.44	187.64	0.9335	1.6318
-18	3.328	3.256	0.823	60.95	1.215	16.407	173.26	360.05	186.79	0.9292	1.6313

t	p'	p''	v'	v''	rho'	rho''	h'	h''	r	s'	s''
°C	bar	bar	dm <sup>3</sup> /kg	dm <sup>3</sup> /kg	dm <sup>3</sup> /kg	kg/dm <sup>3</sup>	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kgK	kJ/kgK
0	6.127	6.029	0.889	33.28	1.151	30.052	200.00	370.59	170.58	1.0000	1.6245
1	6.322	6.223	0.872	32.24	1.147	31.022	201.52	371.13	169.81	1.0055	1.6242
2	6.522	6.421	0.875	31.23	1.144	32.017	203.03	371.67	169.04	1.0110	1.6239
3	6.726	6.623	0.877	30.27	1.140	33.040	204.56	372.21	168.26	1.0165	1.6236
4	6.935	6.831	0.880	29.33	1.136	34.089	206.08	372.75	167.48	1.0219	1.6233
5	7.149	7.043	0.884	28.44	1.132	35.167	207.61	373.28	166.67	1.0274	1.6230
6	7.367	7.260	0.887	27.57	1.128	36.274	209.14	373.81	165.87	1.0328	1.6227
7	7.591	7.483	0.890	26.73	1.124	37.411	210.68	374.33	165.05	1.0382	1.6224
8	7.820	7.710	0.893	25.92	1.120	38.577	212.22	374.85	164.23	1.0437	1.6221
9	8.053	7.942	0.896	25.14	1.116	39.776	213.78	375.38	163.40	1.0491	1.6218
10	8.292	8.179	0.900	24.39	1.112	41.008	215.31	375.91	162.56	1.0545	1.6216
11	8.536	8.422	0.903	23.68	1.108	42.280	216.86	376.43	161.71	1.0599	1.6213
12	8.785	8.670	0.908	22.95	1.103	43.588	218.41	376.95	160.85	1.0653	1.6210
13	9.040	8.923	0.910	22.27	1.099	44.938	219.97	377.48	160.00	1.0707	1.6207
14	9.300	9.182	0.913	21.61	1.095	46.327	221.53	377.99	159.13	1.0761	1.6204
15	9.566	9.447	0.917	20.98	1.091	47.752	223.10	378.52	158.22	1.0814	1.6201
16	9.838	9.717	0.921	20.36	1.088	49.211	224.67	379.05	157.30	1.0868	1.6198
17	10.115	9.992	0.924	19.76	1.082	50.703	226.24	379.57	156.37	1.0921	1.6195
18	10.397	10.274	0.928	19.19	1.078	52.227	227.82	380.09	155.43	1.0975	1.6192
19	10.686	10.561	0.932	18.63	1.073	53.789	229.41	380.61	154.48	1.1028	1.6189
20	10.981	10.855	0.936	18.09	1.069	55.386	231.00	381.13	153.51	1.1082	1.6185
21	11.281	11.154	0.940	17.56	1.064	56.999	232.59	381.65	152.53	1.1135	1.6182
22	11.588	11.460	0.944	17.05	1.059	58.645	234.18	382.18	151.54	1.1188	1.6178
23	11.901	11.771	0.948	16.56	1.055	60.321	235.79	382.70	150.54	1.1242	1.6175
24	12.220	12.089	0.952	16.08	1.050	62.033	237.39	383.22	149.53	1.1295	1.6171
25	12.546	12.414	0.957	15.62	1.045	63.778	239.00	383.74	148.51	1.1348	1.6167
26	12.877	12.745	0.961	15.17	1.040	65.554	240.61	384.26	147.48	1.1401	1.6163
27	13.216	13.082	0.966	14.73	1.036	67.360	242.22	384.78	146.44	1.1455	1.6159
28	13.561	13.426	0.970	14.31	1.031	69.195	243.83	385.29	145.39	1.1508	1.6155
29	13.913	13.777	0.975	13.90	1.026	71.066	245.45	385.80	144.33	1.1561	1.6151
30	14.272	14.135	0.980	13.50	1.020	72.971	247.07	386.31	143.26	1.1614	1.6146
31	14.637	14.500	0.985	13.11	1.015	74.909	248.69	386.82	142.18	1.1666	1.6142
32	15.010	14.871	0.990	12.73	1.010	76.879	250.31	387.33	141.09	1.1719	1.6137
33	15.389	15.250	0.995	12.36	1.005	78.879	251.93	387.84	140.00	1.1772	1.6132
34	15.776	15.636	1.001	12.01	1.000	80.908	253.55	388.35	138.91	1.1825	1.6128
35	16.170	16.030	1.006	11.66	0.994	82.965	255.17	388.86	137.81	1.1878	1.6124
36	16.572	16.431	1.012	11.32	0.988	85.049	256.79	389.37	136.70	1.1931	1.6119
37	16.981	16.839	1.018	11.00	0.982	87.159	258.41	389.88	135.59	1.1984	1.6115
38	17.398	17.256	1.024	10.68	0.977	89.294	260.03	390.39	134.47	1.2037	1.6110
39	17.822	17.680	1.030	10.37	0.971	91.454	261.65	390.90	133.35	1.2090	1.6106
40	18.255	18.112	1.037	10.06	0.965	93.638	263.27	391.41	132.23	1.2142	1.6101
41	18.695	18.552	1.043	9.77	0.959	95.846	264.89	391.92	131.11	1.2195	1.6097
42	19.143	19.000	1.050	9.48	0.952	98.078	266.51	392.43	130.00	1.2248	1.6093

## ANEXO 5



Tabla de saturación R 404A

T (° C)	P.burbuja (bar)	Densidad (kg/m <sup>3</sup> )	Entalpía (kJ/kg)	Entropía (kJ/(kg.K))	P.rocío (bar)	Densidad (kg/m <sup>3</sup> )	Entalpía (kJ/kg)	Entropía (kJ/(kg.K))	Calor de vaporización (kJ/kg)
-70	0,286	1367,76	115,8	0,648	0,268	1,567	326,2	1,688	210,3
-65	0,384	1354,84	121,2	0,675	0,362	2,072	329,4	1,679	208,2
-60	0,508	1341,60	126,7	0,700	0,481	2,700	332,6	1,670	206,0
-55	0,662	1328,03	132,2	0,726	0,630	3,471	335,9	1,663	203,7
-50	0,851	1314,12	137,8	0,751	0,814	4,407	339,2	1,657	201,3
-45	1,081	1299,83	143,5	0,777	1,038	5,532	342,4	1,651	198,9
-40	1,358	1285,17	149,3	0,802	1,309	6,873	345,7	1,646	196,3
-35	1,688	1270,10	155,3	0,827	1,632	8,457	348,9	1,642	193,6
-30	2,077	1254,59	161,3	0,851	2,015	10,316	352,1	1,638	190,8
-25	2,532	1238,63	167,4	0,876	2,463	12,484	355,3	1,635	187,9
-20	3,061	1222,18	173,6	0,901	2,986	14,999	358,4	1,632	184,7
-15	3,671	1205,21	180,0	0,926	3,590	17,902	361,4	1,630	181,4
-10	4,371	1187,68	186,5	0,950	4,283	21,242	364,4	1,628	177,9
-5	5,167	1169,53	193,2	0,975	5,074	25,070	367,4	1,626	174,2
0	6,070	1150,72	200,0	1,000	5,970	29,447	370,2	1,624	170,2
5	7,088	1131,18	207,0	1,025	6,982	34,443	372,9	1,622	165,9
10	8,229	1110,83	214,2	1,050	8,118	40,141	375,5	1,621	161,4
15	9,504	1089,59	221,6	1,076	9,387	46,637	378,0	1,619	156,4

## ANEXO 6

## PROPIEDADES DEL AIRE A LA PRESION DE 1 ATM.

887  
APÉNDICE 2

TABLA A-15I

Propiedades del aire a la presión de 1 atm

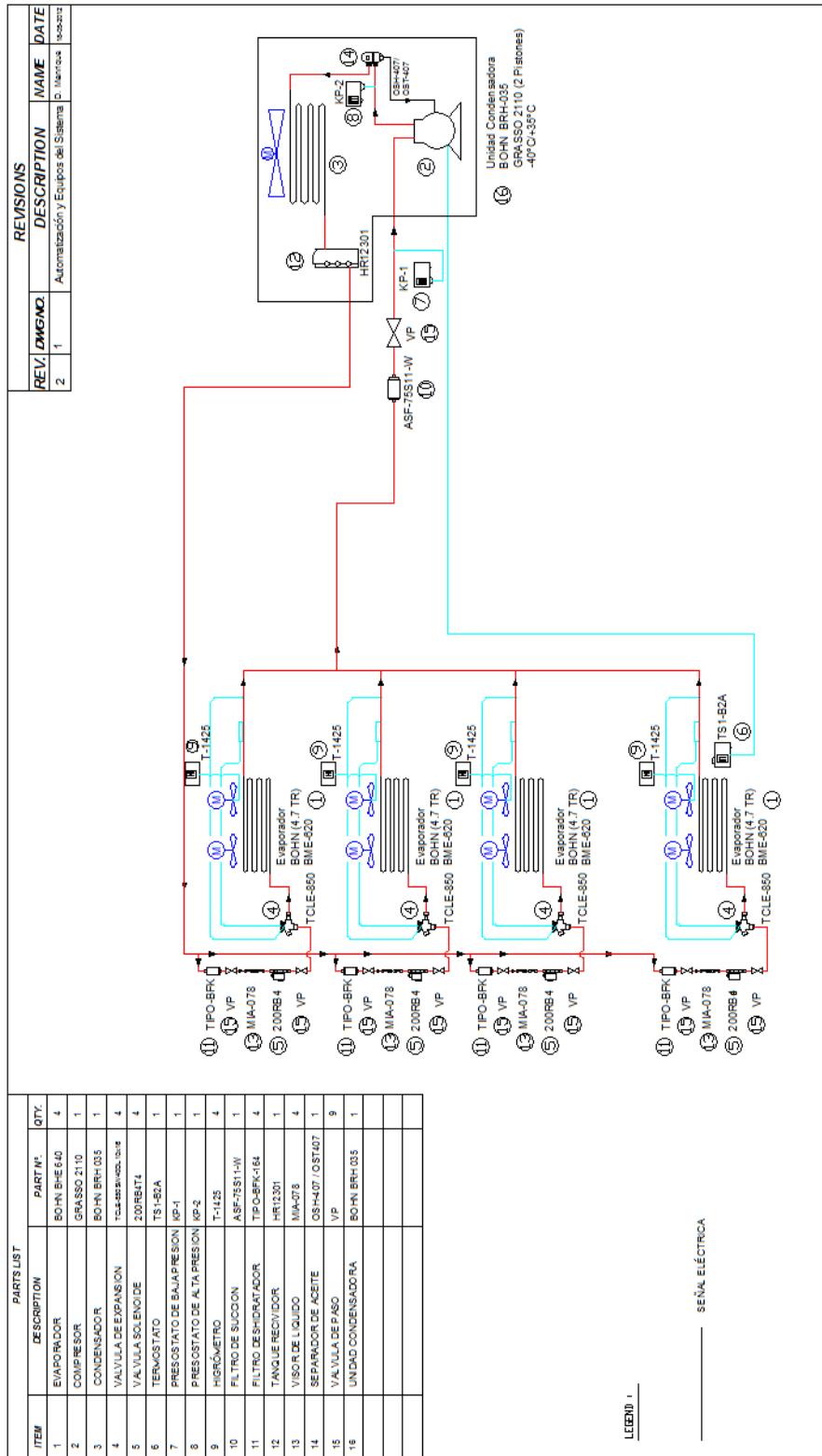
Temp., $T, ^\circ\text{F}$	Densidad, $\rho, \text{lbm/ft}^3$	Calor específico, $c_p, \text{Btu/lbm} \cdot \text{R}$	Conductividad térmica, $k, \text{Btu/h} \cdot \text{ft} \cdot \text{R}$	Difusividad térmica, $\alpha, \text{ft}^2/\text{h}$	Viscosidad dinámica, $\mu, \text{lbm/ft} \cdot \text{h}$	Viscosidad cinemática, $\nu, \text{ft}^2/\text{h}$	Número de Prandtl, Pr
-300	0.24844	0.5072	0.00508	0.0403	0.01454	0.0585	1.4501
-200	0.15276	0.2247	0.00778	0.2266	0.02438	0.1596	0.7042
-100	0.11029	0.2360	0.01037	0.3985	0.03255	0.2951	0.7404
-50	0.09683	0.2389	0.01164	0.5029	0.03623	0.3741	0.7439
0	0.08630	0.2401	0.01288	0.6215	0.03970	0.4601	0.7403
10	0.08446	0.2402	0.01312	0.6468	0.04038	0.4781	0.7391
20	0.08270	0.2403	0.01336	0.6726	0.04104	0.4963	0.7378
30	0.08101	0.2403	0.01361	0.6990	0.04170	0.5148	0.7365
40	0.07939	0.2404	0.01385	0.7259	0.04236	0.5335	0.7350
50	0.07783	0.2404	0.01409	0.7532	0.04300	0.5525	0.7336
60	0.07633	0.2404	0.01433	0.7810	0.04365	0.5718	0.7321
70	0.07489	0.2404	0.01457	0.8093	0.04428	0.5913	0.7306
80	0.07350	0.2404	0.01481	0.8381	0.04491	0.6110	0.7290
90	0.07217	0.2404	0.01505	0.8673	0.04554	0.6310	0.7275
100	0.07088	0.2405	0.01529	0.8969	0.04615	0.6512	0.7260
110	0.06963	0.2405	0.01552	0.9270	0.04677	0.6716	0.7245
120	0.06843	0.2405	0.01576	0.9575	0.04738	0.6923	0.7230
130	0.06727	0.2405	0.01599	0.9884	0.04798	0.7132	0.7216
140	0.06615	0.2406	0.01623	1.0198	0.04858	0.7344	0.7202
150	0.06507	0.2406	0.01646	1.0515	0.04917	0.7558	0.7188
160	0.06402	0.2406	0.01669	1.0836	0.04976	0.7774	0.7174
170	0.06300	0.2407	0.01692	1.1160	0.05035	0.7992	0.7161
180	0.06201	0.2408	0.01715	1.1489	0.05093	0.8213	0.7148
190	0.06106	0.2408	0.01738	1.1821	0.05151	0.8435	0.7136
200	0.06013	0.2409	0.01761	1.2156	0.05208	0.8660	0.7124
250	0.05590	0.2415	0.01874	1.3884	0.05488	0.9818	0.7071
300	0.05222	0.2423	0.01985	1.5690	0.05758	1.1027	0.7028
350	0.04899	0.2433	0.02094	1.7566	0.06020	1.2288	0.6995
400	0.04614	0.2445	0.02200	1.9507	0.06274	1.3598	0.6971
450	0.04361	0.2458	0.02305	2.1508	0.06522	1.4955	0.6953
500	0.04134	0.2472	0.02408	2.3565	0.06762	1.6359	0.6942
600	0.03743	0.2503	0.02608	2.7834	0.07225	1.9300	0.6934
700	0.03421	0.2535	0.02800	3.2292	0.07666	2.2411	0.6940
800	0.03149	0.2568	0.02986	3.6925	0.08088	2.5684	0.6956
900	0.02917	0.2599	0.03164	4.1721	0.08494	2.9112	0.6978
1 000	0.02718	0.2630	0.03336	4.6671	0.08883	3.2688	0.7004
1 500	0.02024	0.2761	0.04106	7.3465	0.10644	5.2584	0.7158
2 000	0.01613	0.2855	0.04752	10.3200	0.12163	7.5418	0.7308
2 500	0.01340	0.2922	0.05309	13.5532	0.13501	10.0733	0.7432
3 000	0.01147	0.2972	0.05811	17.0526	0.14696	12.8170	0.7516
3 500	0.01002	0.3010	0.06293	20.8709	0.15771	15.7428	0.7543
4 000	0.00889	0.3040	0.06789	25.1094	0.16745	18.8252	0.7497

Nota: Para los gases ideales, las propiedades  $c_p$ ,  $k$ ,  $\mu$  y Pr son independientes de la presión. Las propiedades  $\rho$ ,  $\nu$  y  $\alpha$  a una presión  $P$  (en atm) diferente de 1 atm se determinan al multiplicar los valores de  $\rho$ , a la temperatura dada por  $P$  y al dividir  $\nu$  y  $\alpha$  entre  $P$ .

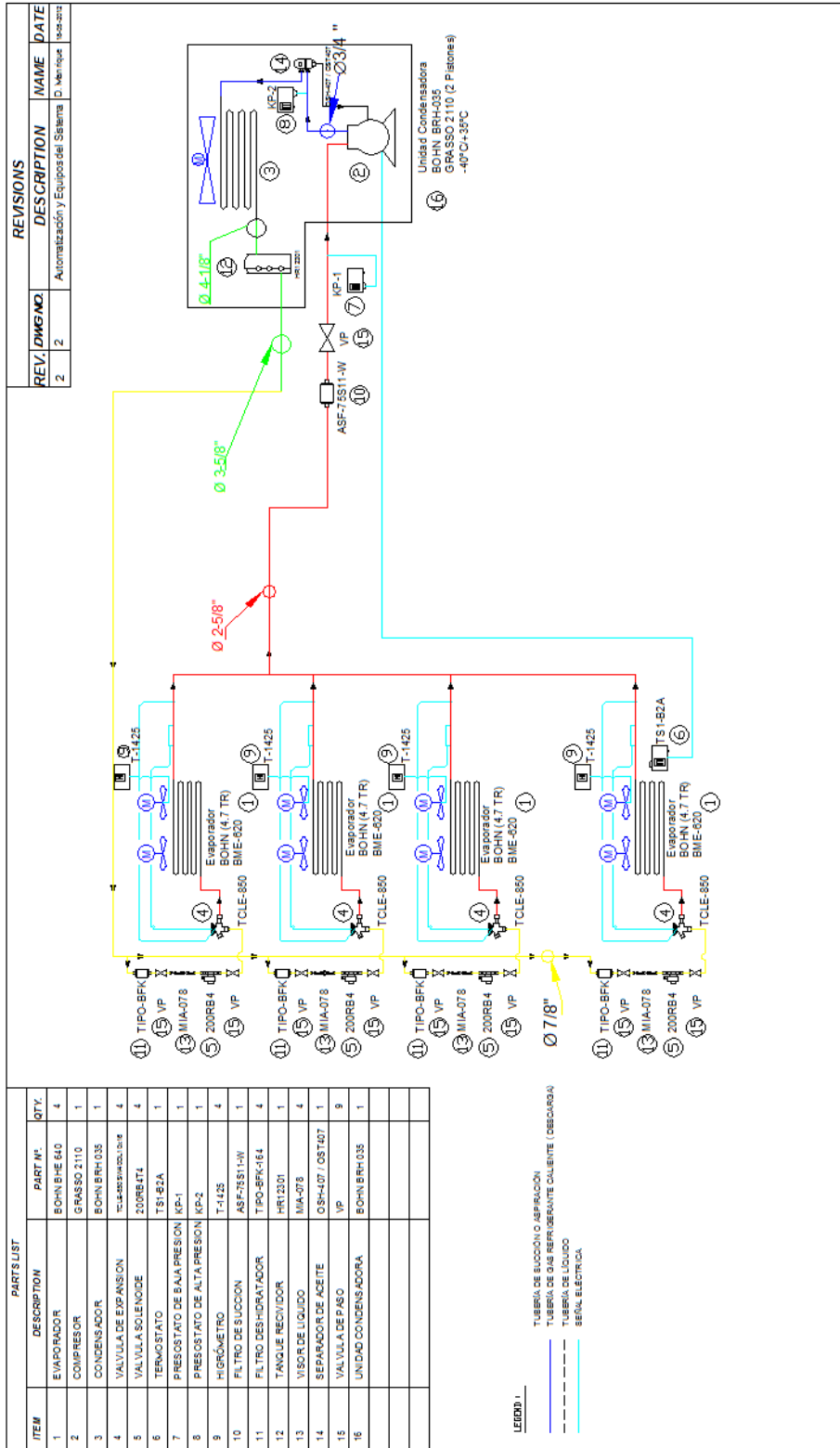
Fuente: Datos generados basándose en el software EES desarrollado por S. A. Klein y F. L. Alvarado. Fuentes originales: Keenan, Chao, Keyes, Gas Tables, Wiley, 198, y *Thermophysical Properties of Matter*, Vol. 3: *Thermal Conductivity*, Y. S. Touloukian, P. E. Liley, S. C. Saxena, Vol. 11: *Viscosity*, Y. S. Touloukian, S. C. Saxena y P. Hestermans, IFI/Plenum, NY, 1970, ISBN 0-306067020-8.

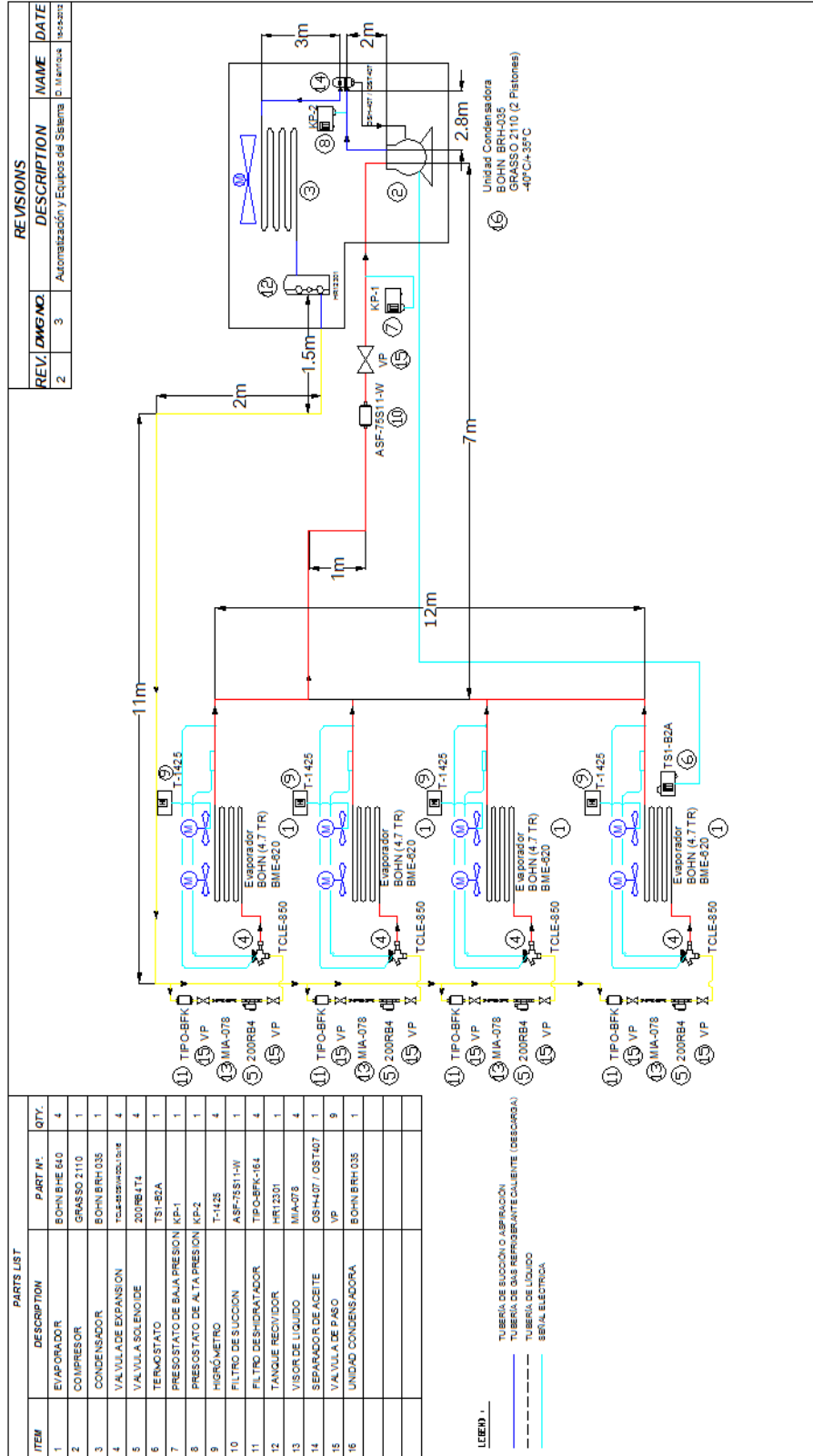
**FUENTE: TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA POR YUNUS A. CENGEL, TERCERA EDICION.**

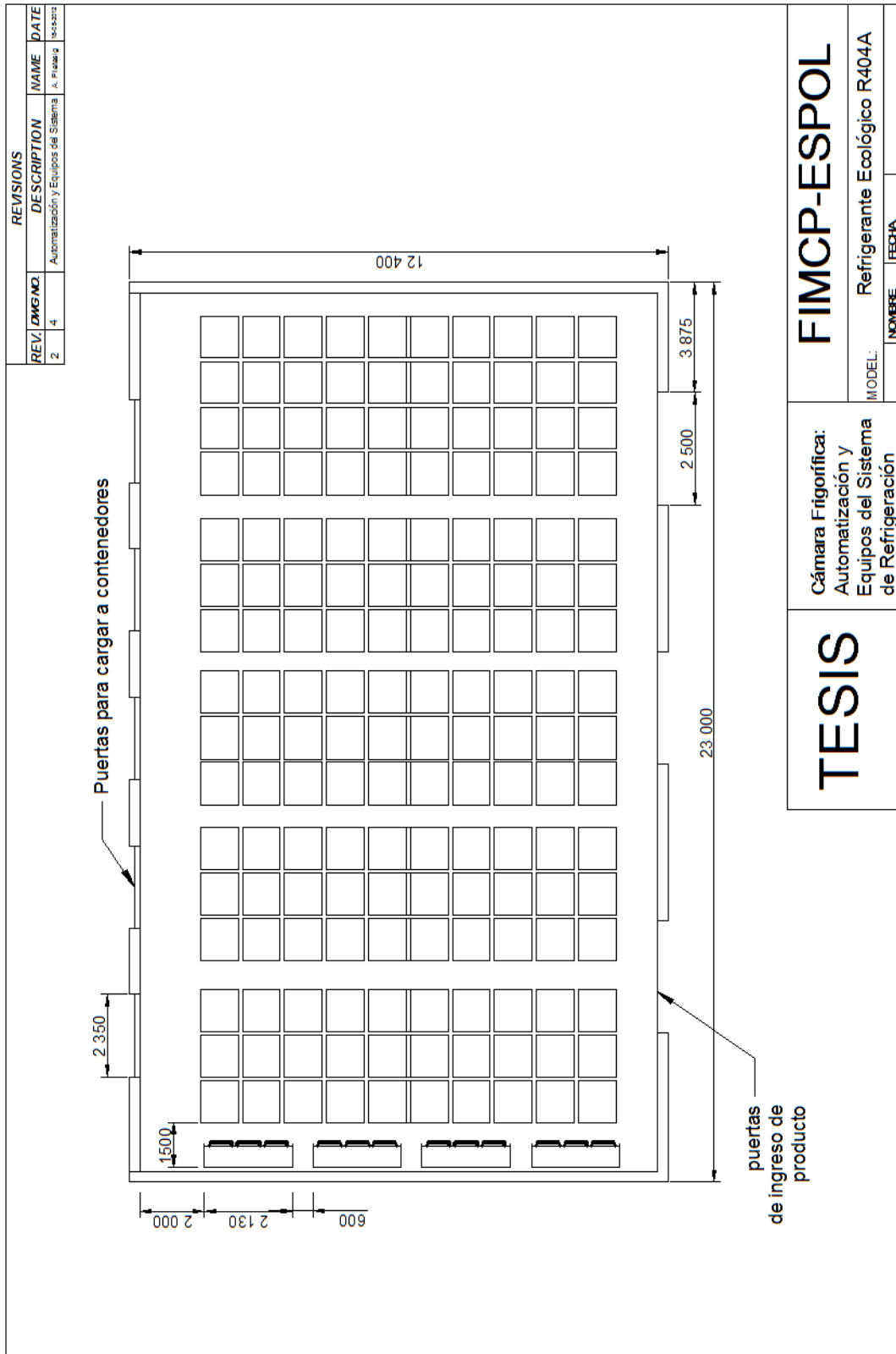
## PLANOS

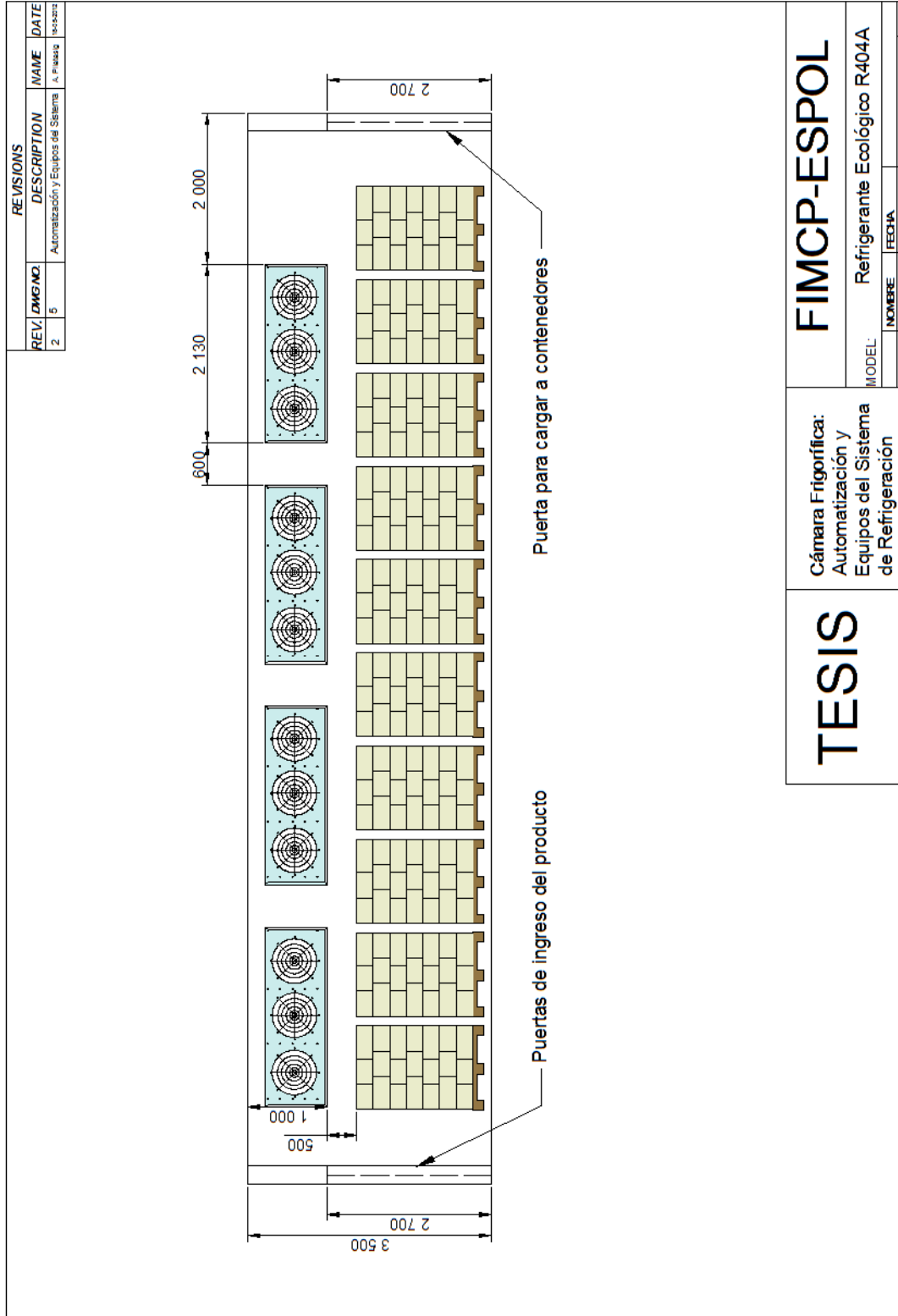












<h1>TESIS</h1>	<b>Cámara Frigorífica: Automatización y Equipos del Sistema de Refrigeración</b>	<h1>FIMCP-ESPOL</h1>
MODEL: <b>Refrigerante Ecológico R404A</b>		NOMBRE: _____ FECHA: _____

## BIBLIOGRAFÍA

1. ALCO CONTROLS, Catalogo componentes para la industria, 2003.
2. ASHRAE Handbook Refrigeration. The refrigerating data book. The American Society of Refrigerating Engineers, New York, 2009.
3. CCCR (Cámara de Comercio de Costa Rica) 1996.BioFair'96. Catálogo Oficial de la Feria Internacional de Productos Orgánicos. 6-8 de noviembre de 1996. San José, Costa Rica.
4. CORPEI. 1998. Ecuador Exports (CORPEI).
5. FAIRES VIRGIL M., "Termodinámica" (Limusa Noriega Editores, México 1993).
6. FOX Mc. DONALD, "Introducción a la Mecánica de Fluidos" (John Wiley and Sons, Inc., New York 1 976).
7. HERNANDEZ G., "Fundamentos de Aire Acondicionado y Refrigeración" (Limusa Noriega Editores, México, 1994).
8. INCROPERA FRANK P. De WITT DAVID P., Fundamentos de Transferencia de Calor, Prentice Hall, 4<sup>a</sup>. Edición, 999.

9. KREITH PLAN K., "Principios de Transferencia de Calor" (Intext Press, New York, 1973).
10. MARKS, Manual del Ingeniero Mecánico, cGraw - Hill, 3ra edición en español, 1995.
11. MECHANICAL ENGINEERING MAGAZINE, (Octubre: Vol. 120 / No.10, 1998), Pág. 88-99.
12. MUNSON BRUCER R., YOUNG DONALD, OKISHI THEODORE H., Fundamentos de Mecánica de fluidos, LIMUSA, la edición en español, 1999.
13. VARGAS A., "Curso de Refrigeración" (Serie VZ, Guayaquil, 1974).
14. VARGAS A., "Transporte de Carga en Buques Refrigerados" (Serie VZ, Guayaquil, 1991).
15. VARGAS A., "Instalaciones Frigoríficas para Buques Pesqueros" (Serie VZ, Guayaquil, 1979).
16. [www.ecopeland.com/literature/Alco/ES\\_ALCO\\_cat\\_02.pdf](http://www.ecopeland.com/literature/Alco/ES_ALCO_cat_02.pdf).

17. TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA POR YUNUS A. CENGEL, TERCERA EDICION.