

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

“Cálculo de la Instalación Frigorífica para una Cámara de  
Refrigeración para Brócoli”

**TESIS DE GRADO**

Previo a la obtención del Título de:

**INGENIEROS MECÁNICOS**

Presentada por:

Álex Iván Pilatasíg Yanchaguano

Darío Javier Manrique Caicedo

**GUAYAQUIL – ECUADOR**

**AÑO: 2013**

## **AGRADECIMIENTO**

A Dios, a mi madre, tío, a mi novia Vanessa y familia.

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.

Darío Javier Manrique Caicedo

## **DEDICATORIA**

A la memoria de mi tía Nydya.

A mi madre Ma. Ninfa, a mi tío Héctor quienes siempre velaron por mi bienestar.

A mi novia Vanessa quien siempre me dio fuerzas y compartimos libros para llegar a esta meta.

A toda mi familia, amigos, al equipo racing que con ellos aprendí a jugar hasta ganar.

Darío Javier Manrique Caicedo

## **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 misma vida 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.

Álex Iván Pilatasí Yanchaguano

## **DEDICATORIA**

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

A mis hermanos (Rolando, Darwin, Stalin).

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

A mi novia Wendy.

A mis grandes amigos de toda la vida.

Álex Iván Pilatasíg Yanchaguano

## **TRIBUNAL DE GRADUACIÓN**

---

Dr. Kléber Barcia V., Ph.D.  
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”

---

Álex Iván Pilatasíg Yanchaguano

---

Darío Javier Manrique Caicedo

## RESUMEN

Ecuador es el noveno productor de brócoli fresco y se ubica entre los tres primeros proveedores europeos de brócoli congelado. Factores externos e internos explican el boom del brócoli ecuatoriano. El principal factor externo, es debido a que, investigaciones han afirmado su efectividad en la prevención del cáncer. Por lo que el brócoli a sido el producto con mayor tasa de crecimiento en el mercado mundial.

La especial demanda del brócoli ecuatoriano es debida a sus propiedades organolépticas comparada a sus competidores y especialmente a que reportes han revelado el uso excesivo de agroquímicos utilizados en otros países para la producción de este cultivo.

El brócoli ecuatoriano al ser un cultivo en altura (2700-3200 msnm) limita la presencia de plagas y hace que no necesite de químicos en exceso; por último, gracias a una temperatura y un rendimiento estable a lo largo del año, se puede producir continuamente, a razón de tres cosechas anuales (un ciclo productivo dura entre 12 y 15 semanas).

Esta creciente demanda con lleva a contar con nuevas instalaciones frigoríficas, por lo que, la presente Tesis de Grado tiene como objeto seleccionar los equipos y accesorios necesarios para un sistema de

refrigeración para la conservación de aproximadamente 92500Kg de brócoli para su exportación mensual.

En el capítulo 1 se presenta el mercado del brócoli y el correspondiente manejo que debe hacerse previo a su almacenamiento en la cámara de conservación, para su posterior exportación.

Las propiedades principales tales como variedades, composición química y sus propiedades termodinámicas se especifican en el capítulo 2.

En el capítulo 3 se determinan los materiales de construcción a utilizar y sus dimensiones. Se realizó los cálculos de carga frigorífica, que cumplieran con las expectativas, para evitar que el producto no se deteriore y no pierda su poder nutritivo y calidad.

La selección del sistema de refrigeración y del refrigerante a utilizar, se presenta en el capítulo 4, a la vez, se procede a determinar las temperaturas de condensación y evaporación para realizar el trazo del ciclo termodinámico en el diagrama Presión vs. Entalpía.

La selección de los elementos de la instalación frigorífica se presenta en el capítulo 5. Para la selección del compresor se procedió a usar los catálogos

GRASO, basándonos en el caudal másico necesario para la instalación frigorífica.

La selección de los equipos evaporadores y unidad condensadora se optó por usar los catálogos BOHN que presentan una amplia gama de equipos para las capacidades que se necesite. Un aspecto importante que se destaca en esta sección es la capacidad de la resistencia eléctrica necesaria para desescarchar las unidades evaporadoras, ya que es un dato que nunca se menciona.

Los dispositivos de control y anexos han sido seleccionados del catálogo ALCO igualmente en base a los cálculos de la carga frigorífica y otros factores.

Esta Tesis ha sido realizada con el fin de proporcionar la información necesaria para la construcción de una cámara frigorífica para brócoli.

## INDICE GENERAL

	Pág.
RESUMEN.....	VII
ÍNDICE GENERAL.....	IX
ABREVIATURAS.....	XII
SIMBOLOGÍA.....	XIII
ÍNDICE DE FIGURAS.....	XV
ÍNDICE DE TABLAS.....	XVI
ÍNDICE DE PLANOS.....	CXCI
INTRODUCCIÓN.....	1
<b>CAPITULO 1</b>	
1. EL MERCADO DEL BRÓCOLI Y SU PROCESAMIENTO.....	4
1.1. Áreas de cultivo .....	4
1.2. Estadísticas de las exportaciones.....	7
1.3 Preparación post cosecha del brócoli para su exportación.....	9
<b>CAPÍTULO 2</b>	
2. CÁRACTERISTICAS PRINCIPALES DEL BRÓCOLI.....	17
2.1. Introducción.....	17
2.2. Variedades.....	19
2.3. Composición química del brócoli.....	20
2.4. Propiedades Termodinámicas.....	23

CAPÍTULO 3

3. ANÁLISIS DE LAS DIMENSIONES Y CÁLCULO DE CARGA DE LA CÁMARA DE REFRIGERACION .....	24
3.1. Cálculo de las dimensiones requeridas para la cámara de almacenamiento.....	24
3.2. Selección y cálculo del aislamiento de paredes, techo, puerta y piso.....	34
3.3. Aporte calorífico debido a las paredes, piso y tumbado.....	46
3.4. Cálculo del aporte calorífico debido al producto, tarima y embalaje.....	52
3.5. Aporte calorífico debido al cambio de aire e infiltraciones.....	58
3.6. Aporte calorífico de los equipos eléctricos y personal.....	61
3.7. Carga frigorífica total.....	63

CAPÍTULO 4

4. SELECCIÓN DEL SISTEMA DE REFRIGERACION, DEL REFRIGERANTE Y CÁLCULO DEL CICLO TERMODINÁMICO ....	64
4.1. Selección del sistema de refrigeración.....	64
4.2. Clasificación de los refrigerantes.....	72
4.3. Selección del refrigerante.....	78
4.4. Propiedades del refrigerante seleccionado .....	78
4.5. Determinación de las temperaturas de condensación y evaporación	83

4.6. Trazado del ciclo termodinámico y cálculo de las potencias y capacidades de los componentes principales.....	86
CAPÍTULO 5	
5. SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS DE LA INSTALACIÓN FRIGORÍFICA.....	
FRIGORÍFICA.....	98
5.1. Tipos de compresores.....	99
5.2. Selección del compresor.....	100
5.3. Tipos de condensadores.....	102
5.4. Selección de la unidad condensadora.....	103
5.5. Tipos de evaporadores.....	105
5.6. Selección del evaporador.....	105
5.7. Selección y dimensionamiento de tuberías.....	107
5.8. Selección de los dispositivos de control y anexos.....	123
CAPÍTULO 6	
6. CONCLUSIONES RECOMENDACIONES.....	139
GLOSARIO.....	138
APÉNDICES.....	144
ANEXOS.....	177
BIBLIOGRAFÍA.....	197

## 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
Nu	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
$U$	Coficiente global de transferencia de calor
$V$	Velocidad
$v$	Velocidad lineal del aire (frontal), m/s.
$\alpha$	Difusividad térmica
$\alpha_a$	Coficiente de convección del aire
$\alpha_r$	Coficiente 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 1.1 Evolución de las exportaciones mundiales.....	7
Figura 1.2 Diagrama del proceso de la planta.....	12
Figura 3.1 Materiales de aislamiento e intervalos aplicables de temperatura.....	35
Figura 3.2 Esquema de la configuración del aislante de la pared.....	47
Figura 3.3 Dimensiones de la tarima.....	55
Figura 3.4 Diagrama psicométrico.....	60
Figura 4.1 Ciclo básico de refrigeración.....	65
Figura 4.2 Diagrama P-h.....	66
Figura 4.3 Diagrama P-h, Trazado del ciclo.....	92
Figura 5.1 Tipos de compresores.....	99
Figura 5.2 Esquema de aislamiento de tubería.....	117
Figura 5.3 Componentes principales de la instalación.....	124

## INDICE DE TABLAS

		Pág.
Tabla 1	Estadísticas de exportaciones de brócoli periodo 2000 - 2011.....	7
Tabla 2	Demanda (Ton/año) de exportación de brócoli periodo 1997 - 2000.....	8
Tabla 3	Propiedades termodinámicas del brócoli.....	23
Tabla 4	Propiedades de los aislamientos.....	37
Tabla 5	Materiales a ser usados en la cámara.....	38
Tabla 6	Coeficientes globales de transmisión de calor.....	39
Tabla 7	Temperatura ciudad de Latacunga.....	40
Tabla 8	Temperatura de las paredes.....	40
Tabla 9	Coeficientes de convección superficial.....	42
Tabla 10	Temperaturas de las paredes de la cámara según su orientación.....	49
Tabla 11	Calor de respiración para el brócoli.....	57
Tabla 12	Propiedades medioambientales de los refrigerantes.....	76
Tabla 13	Propiedades medioambientales de las mezclas refrigerantes.....	77
Tabla 14	Propiedades del refrigerante seleccionado.....	80
Tabla 15	Compatibilidad entre gases y lubricantes.....	82
Tabla 16	Diferencia de temperatura vs. Humedad relativa.....	85
Tabla 17	Presión vs. Temperatura del refrigerante R404A.....	87
Tabla 18	Condensador seleccionado.....	104
Tabla 19	Selección del evaporador.....	106
Tabla 20	Velocidades recomendadas (m/seg) en tuberías para el refrigerante R404A.....	107
Tabla 21	Tabla de saturación del refrigerante R404A.....	108

Tabla 22	Tubería de cobre de diámetro externo para servicios de refrigeración, automotrices y de uso general (ASTM B280).....	109
Tabla 23	Propiedades del aire a la temperatura de película del aire a 269 K.....	119
Tabla 24	Las propiedades del refrigerante a temperatura media....	120

## INTRODUCCIÓN

El brócoli en los últimos años ha sido el producto con mayor tasa de crecimiento en el mercado mundial, pues todo esto se atribuye a las características que este vegetal posee, investigaciones afirman su efectividad en la prevención y control del cáncer. Pero reportes han señalado problemas relacionados con el uso excesivo de los agroquímicos que se utilizan en otros países para la producción de este cultivo, lo que ha aumentado la demanda del brócoli ecuatoriano,

La exportación del brócoli en el Ecuador tiene alrededor de dos décadas aproximadamente. La cadena productiva de brócoli en Ecuador (cultivo y comercialización) comenzó en 1990 y mostró un crecimiento fuerte y constante durante todo el decenio; la expansión del cultivo y la consolidación de este mercado fueron decisivas desde 2007 desde cuando se ha convertido en uno de los productos no tradicionales de exportación, después de las rosas. ya que al tener nuestra sierra ecuatoriana un clima favorable para la producción anual este no necesita de químicos en exceso. Esta creciente demanda implica contar con nuevas instalaciones frigoríficas.

En nuestro país existen actualmente alrededor de 3.359 hectáreas, alcanzando una producción total de 50 mil toneladas, aproximadamente con un rendimiento promedio de 14,6 TM por hectáreas. El valor referencial que

se ha tomado para este proyecto de tesis, corresponde a 92.500 Kg de brócoli que en promedio exporta semanalmente una mediana empresa según Banco Central del Ecuador.

El brócoli después de cosechado tiene una vida de almacenamiento muy corta (10 a 14 días a temperatura ambiente), por tal motivo, es de suma importancia establecer directrices, tanto métodos como condiciones óptimas para su conservación ya que la exportación de un producto de alta calidad depende en gran manera de su procesamiento y tecnología aplicada. Por lo cual, se presenta el siguiente tema de tesis y en el cual se trata diversos aspectos como: La producción, el mercado de exportación del brócoli que para nuestro país cada vez es mayor, también se da a conocer las diversas labores que se realizan en una Planta Empacadora; para luego centrarse en el Diseño de la Cámara Frigorífica para brócoli, incluyéndose en este punto todos los factores que son importantes para esta, en donde además se realizará un análisis referente a los refrigerantes alternativos para seleccionar el más idóneo en base a sus ventajas y desventajas respecto a los CFC. Así mismo como el sistema de refrigeración a utilizar.

Finalmente, Se espera que el presente trabajo sirva como respaldo y asesoramiento técnico al momento de calcular e instalar una nueva instalación frigorífica. Cabe destacar como base fundamental del presente trabajo, la formación académica proporcionada por la ESPOL.

# CAPÍTULO 1

## 1. EL MERCADO DEL BROCOLI Y SU PROCESAMIENTO

### 1.1. Áreas de cultivo

El Ecuador es un país netamente agrícola en el que disfrutamos de una biodiversidad de cultivos. Los productos alimenticios que se pueden cultivar desde el nivel del mar, con temperaturas altas de 32 °C, hasta los 3.000 m de altura, han sido clasificados en tres pisos climáticos considerando los factores climatológicos de temperatura y altura:

- Los del piso cálido, comprenden 0 a 1.000 m de altura con una temperatura promedio de 25.5 °C o más en la temporada invernal,
- Los del piso intermedio, comprende 1.000 a 2.000 m de altura con clima templado y temperatura media de 21.5 °C
- Los de zona fría, que va desde los 2.000 a 3.000 m de altura sobre el nivel del mar, la temperatura promedio es 12 °C, la distribución

vegetativa que corresponde a esta zona altitudinal son: cebada, maíz, patatas, cereales, pastizales, hortalizas y verduras

La Sierra ecuatoriana reúne incomparables ventajas geográficas para la producción de un buen brócoli dada su posición con respecto a los rayos del sol, posee una luz única en el mundo que pinta los floretes de un color verde intenso; además, el cultivo en altura (2700-3200 metros) limita la presencia de plagas y hace que los floretes tengan una compacidad óptima; por último, gracias a una temperatura y un rendimiento estable a lo largo del año, se puede producir continuamente, a razón de dos o tres cosechas anuales. Tomando en cuenta que un ciclo productivo dura entre 12 y 15 semanas.

La región andina es ideal para este cultivo. Cotopaxi es la principal provincia productora del país con el 68% de la producción total, seguida por Pichincha e Imbabura que producen el 16% y el 10% del total nacional respectivamente.

La exportación del brócoli en el Ecuador tiene alrededor de dos décadas aproximadamente, la cadena productiva de brócoli en Ecuador (cultivo y comercialización) comenzó en 1990 y mostró un crecimiento

fuerte y constante durante todo el decenio; la expansión del cultivo y la consolidación de este mercado fueron decisivos desde 2007 desde entonces esta hortaliza de clima templado mediterráneo se ha convertido en uno de los productos no tradicionales más importantes del Ecuador, según CORPEI (*Corporación de Promoción de Exportaciones e Inversiones*), el brócoli, se convirtió en el segundo producto no tradicional de exportación, después de las rosas.

La producción anual de brócoli según el INEC (Instituto nacional de estadísticas y censos) es de 75.000 TM. El destino de las exportaciones de este vegetal se diversificó en comparación al 2009, y es que en dicho año se registraron 18 naciones de destino, mientras que en 2010 el envío se repartió entre 20 naciones de América, Asia y Europa.

En el 2010 se exportó un volumen total de 34.041,11 TM (35.527,61 miles de USD) de brócoli, de lo cual el 68% fue enviado a Estados Unidos, Japón y Alemania. En el primer trimestre de este año se ha registrado un total exportado de 5.839,71 TM (6.849,84 miles de USD) del vegetal, y Japón consta como su principal receptor, ya que representa el 30% del total.

## 1.2. Estadísticas de Exportación.

Tabla 1

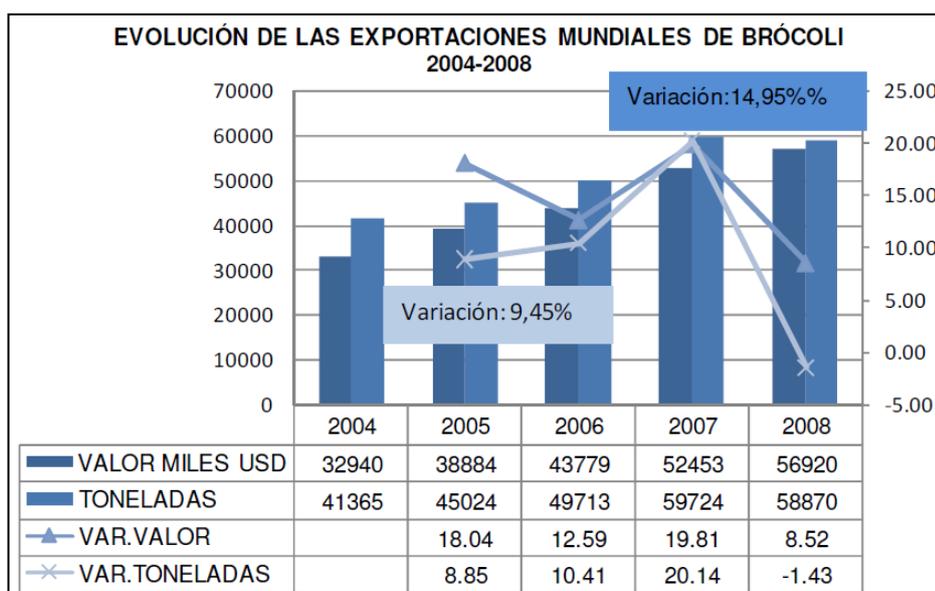
Estadísticas de Exportación de Brócoli Periodo 2000-2011

SUBPARTIDA NANDINA	DESCRIPCION	AÑO	TONELADAS	FOB - DOLAR
704100000	COLIFLORES Y BRÉCOLES («BROCCOLI»)	2011	25,285.20	30,798.66
		2010	34,041.11	38,078.34
		2009	59,482.30	61,198.97
		2008	63,784.61	61,965.94
		2007	65,349.18	57,767.57
		2006	55,223.95	48,714.73
		2005	48,400.49	41,730.69
		2004	44,954.96	36,112.15
		2003	36,545.76	31,095.17
		2002	26,279.92	21,664.93
		2001	29,458.77	23,677.93
		2000	18,861.92	15,085.36

Fuente: Banco central del Ecuador

Figura 1. 1

Evolución de las exportaciones mundiales



Fuente: Banco Central del Ecuador/Sistema de inteligencia de mercados

Tabla 2

Demanda (TON/AÑO) de Exportación de Brócoli Periodo 1997-2011

<b>DESTINO DE EXPORTACION</b>					
<b>AÑO</b>	<b>Unión Europea(Alemania, Reino unido)</b>	<b>Estados Unidos</b>	<b>Japón</b>	<b>Otros países</b>	<b>TOTAL</b>
1997	10.148	168	74	10.927	21.317
1998	12.591	67	802	13.945	27.405
1999	17.257	147	1.852	19.562	38.818
2000	13.552	1.012	1.986	16.922	33.472
2001	18.033	4.431	3.738	26.642	52.844
2002	13.565	7.016	2.430	24.014	47.025
2003	7.393	6.707	2.217	17.236	33.553
2004	14.698	10.641	3.616	31.635	60.590
2005	22.026	11.359	3.717	42.090	79.192
2006	13.074	20.414	6.275	15.461	55.224
2007	13.698	27.200	7.220	17.231	65.349
2008	13.115	23.336	7.698	19.635	63.785
2009	13.152	22.238	8.548	15.544	59.482
2010	9.639	11.348	6.006	9.270	36.262
2011	5.990	6.613	6.613	6.199	25.414

Fuente: Banco Central del Ecuador 2011

La Asociación de Productores Ecuatorianos de Frutas y Legumbres - APROFEL- fue creada con el objetivo de agrupar a productores, industriales y exportadores de hortalizas y frutas ecuatorianas.

Cinco compañías dominan el mercado de brócoli congelado de exportación en el país:

- Provefrut
- Ecofroz
- Padecosa IQF
- Valley Foods
- Pilvicsa

### **1.3. Preparación post cosecha del brócoli para exportación.**

#### **Procesamiento del brócoli**

- **Cosecha:** esta se realiza cuando la cabeza es mayor a los 10 cm de diámetro, compacta sin que comience a abrirse sus flores. El corte de la pella (cabeza) se lo realiza a mano con 4 a 5 cm de tallo principal, la misma que evita su deshidratación, actuando como reserva de agua, depositando en gavetas plásticas de 10 a 12 Kg de capacidad.
- **Transporte y almacenamiento:** antes de subir al camión las gavetas se sumerge varias veces en agua helada clorinada, a modo de pre-enfriado para reducir los riesgos de contaminación y desarrollo microbiano. Durante el transporte el producto debe mantenerse refrigerado a temperaturas entre 2 y 4 grados centígrados.

- **Recepción de materia prima:** se reciben las pellas completas y se pesan.
- **Control de calidad:** se realizan controles de color, consistencia, tamaños, presencia de insectos o manchas.
- **Preparación de floretes:** el corte es manual y se hacen diferentes cortes según el tipo de producto que se va a procesar. En esta etapa se genera un 45 - 50% de pérdida en peso por la eliminación de ciertos tallos y hojas.

#### **Clasificación y peso por calibres**

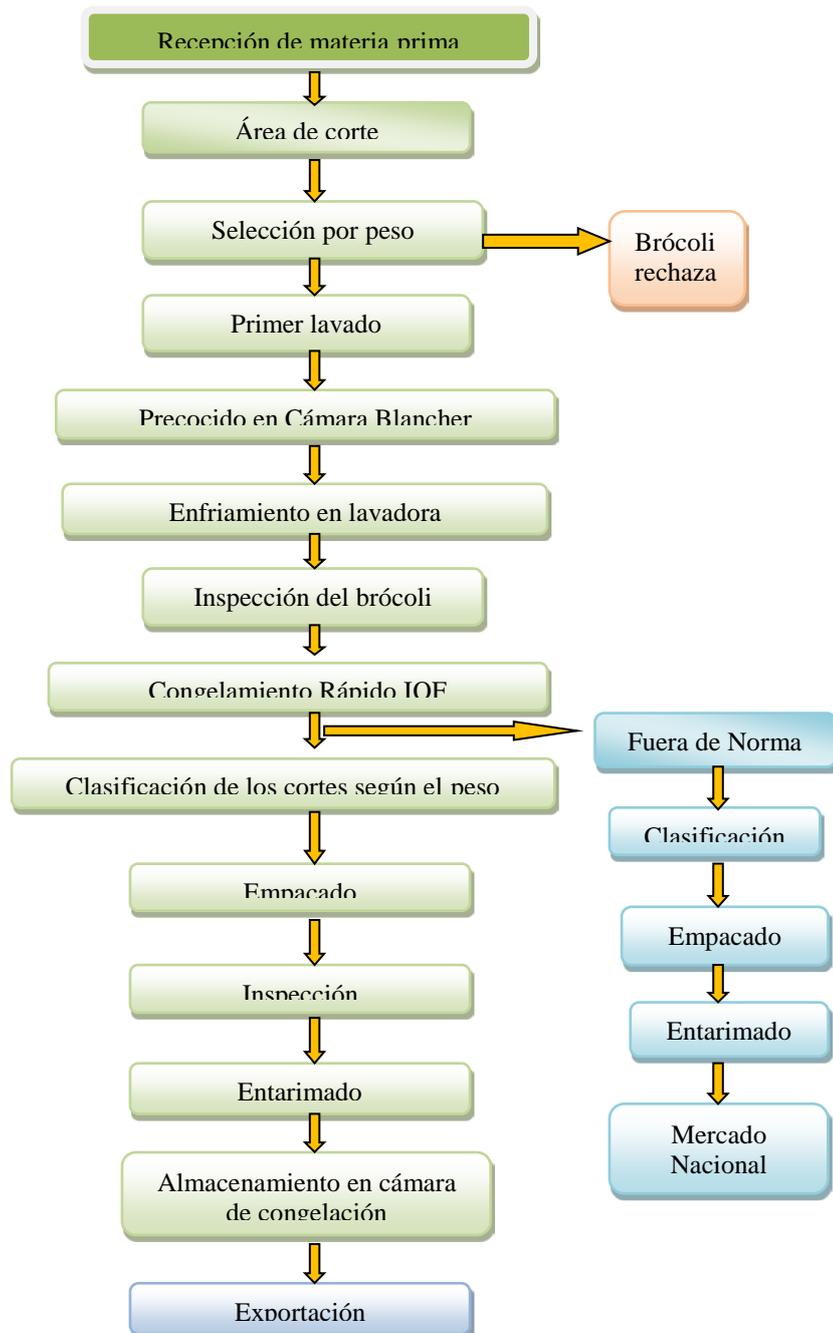
- **Lavado:** se aplica un limpiador químico.
- **Precocido en cámara de blanqueamiento blancher (de bacterias y micro-organismo):** paso por el túnel de vapor a 140°C, donde se eliminan bacterias o micro-organismos presentes.
- **Enfriado:** en agua ozonificada fría a 2 ó 3°C para que el brócoli no entre caliente y que el proceso IQF sea más eficiente.

- **Congelado rápido IQF:** se congela el brócoli en el túnel IQF con ventiladores que emiten aire forzado a  $-30^{\circ}\text{C}$ , lo que evita que las piezas individuales se peguen. Los ventiladores hacen que pase el aire entre cada pieza. Además, la banda del túnel tiene vibración y rompe cualquier unión entre piezas. En esta etapa ocurre una disminución del 3% de peso.
- **Inspección:** las piezas congeladas caen a una banda con detector de metales, que permite un último control visual.
- **Dosificación y empaque:** según la programación de producción, las piezas caen en medidas apropiadas a las fundas seleccionadas. Ciertos tamaños de 23 fundas se cierran manualmente y otros mecánicamente. Las fundas son luego empacadas en cajas de cartón.
- **Almacenamiento:** las cajas entran en una cámara fría a  $-20^{\circ}\text{C}$ .
- **Empaque y Logística.** El resultado de un proceso IQF es un producto que implica un sistema relativamente simple de empaque y una logística comercial establecida y utilizable para otros productos congelados.

A continuación se presenta el Diagrama del proceso en la planta.

Figura 1. 2

Diagrama del proceso en la planta



### **Recepción materia prima**

El brócoli llega a la planta en canastas (gavetas) que son transportadas desde el campo en camiones.

El brócoli es descargado del transporte, colocándole una identificación la cual describe el origen, la fecha y hora en que ingresó el producto. Posteriormente se pesa el producto y se adjunta el contenido neto a la boleta de identificación.

Cuando finaliza el proceso de recepción de la materia prima el producto es transportado a una bodega de almacenamiento exclusiva para materia prima.

### **Almacenaje**

El almacenaje es de vital importancia en el proceso del brócoli, ya que este es un producto perecedero. El almacenaje se da en 3 etapas del proceso las cuales son:

- En el ingreso del brócoli.
- Cuando el producto es preparado y cortado para el área de proceso.
- Cuando el producto ya está congelado.

Cuando ingresa el producto es almacenado en bodegas refrigeradas a una temperatura de 5 °C. El producto puede estar almacenado bajo estas condiciones hasta un máximo de 2 días, de sobrepasar este

tiempo el producto deberá de ser reevaluado y tomar una decisión en ese momento de procesarlo o destruirlo.

La otra etapa del proceso en la cual se requiere de un almacenamiento es después de su preparación y corte, el brócoli es almacenado en bodegas refrigeradas a una temperatura de 5°C, el tiempo de almacenamiento no debe ser mayor a 12 horas para la flor y no mayor de 6 horas para el tallo.

La maquinaria utilizada en el proceso inicia con las lavadoras del brócoli.

Estas lavadoras tienen un sistema de recirculación de agua con filtros lo cual permite un lavado eficiente.

Posteriormente pasa al área de blanqueado o cocido. El equipo utilizado para realizar este proceso se llama Blancher.

El Blancher es una cámara de vapor que por medio de radiación blanquea el producto. Este equipo necesita de una caldera para su adecuado funcionamiento.

Después de cocido el producto pasa a una etapa de enfriamiento previo a su congelado. El producto es sometido a un choque térmico

en una lavadora, después pasa por una zaranda en donde se inyecta aire.

Continuamente se tiene una banda de transición hacia el túnel de enfriamiento en donde es seleccionado y revisado el producto.

Después de este proceso el producto está listo para ser congelado.

Para el congelamiento se usa el proceso de IQF que funciona a través de un túnel, en el cual se inyecta aire aproximadamente a  $-20^{\circ}\text{C}$ . El producto va sobre una banda, la primera fase de la banda es escalonada con el objetivo de evitar que las piezas de brócoli se junten una con otra. Posteriormente la banda es continua, es aquí en donde el proceso de congelado concluye.

El producto luego pasa por un vibrador, el cual tiene como función eliminar todas las piezas que no están dentro de los rangos que el cliente requirió.

Por último el producto es empacado acorde a las requisiciones hechas por el cliente y pasado por un detector de metales para garantizar la ausencia del mismo.

El producto se almacena en cámaras frías de  $-20^{\circ}\text{C}$  en el caso del producto terminado.

Por último el brócoli ya congelado, embalado y sellado en sus empaques primarios y secundarios es almacenado en bodegas refrigeradas a una temperatura de  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ . A partir de que el producto es congelado pasa a tener una vida útil de 12 a 18 meses. Siempre y cuando el producto permanezca en condiciones de refrigeración de  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Además para la exportación del producto terminado se utilizan contenedores refrigerados.

El brócoli congelado se exporta en contenedores reefer a una temperatura mínima de  $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$  y se mantiene una cadena de frío con un rango de temperatura de  $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$  a  $-24\text{ }^{\circ}\text{C}$  a lo largo de todo su proceso de distribución.

# CAPÍTULO 2

## 2. CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES DEL BRÓCOLI

### 2.1. Introducción

El brócoli es una hortaliza originaria del Mediterráneo y Asia Menor. Existen referencias históricas de que el cultivo data desde antes de la era Cristiana. Ha sido popular en Italia desde el Imperio Romano y en Francia se cultiva desde el siglo XVI.

Su nombre botánico es *Brássica Oleracea* y pertenece a la familia de las Crucíferas. Se considera que el brócoli pertenece a la misma especie y variedad que las coliflores.

Los principales mercados de destino del brócoli son: Estados Unidos, La Unión Europea y Japón.

El Brócoli es un cultivo anual, la planta es recta, tiene de 60 a 90 cm de altura y termina en una masa de flores de color verde que puede alcanzar un diámetro hasta de 35 cm. Las flores son de color amarillo y tienen cuatro pétalos en forma de cruz. El fruto es de color verde cenizo que mide en promedio de 3 a 4 cm., contiene las semillas,

mismas que tienen forma de munición y miden de 2 a 3 mm de diámetro.

## **SIEMBRA**

En lo referente a la siembra, el Brócoli puede sembrarse en forma directa o indirecta (trasplante).

El primer sistema se refiere a la utilización de sembradora de precisión. En la siembra indirecta es común la utilización de almácigos\*, ya sea a campo abierto o bajo condiciones de invernadero. Cuando la actividad se realiza en campo abierto se ocupan pequeñas superficies de 60 m<sup>2</sup>, usando de 200 a 300 g de semilla y obteniendo suficientes plantas para una hectárea comercial (65,000 plantas). El trasplante puede efectuarse cuando las plántulas tienen cuatro hojas verdaderas, lo que generalmente ocurre en un lapso de 28 a 35 días, la distancia entre surcos es de 66 a 77 cm a hilera sencilla, 92 a 100 cm a doble hilera, la distribución entre plantas es de 33 cm (3 plantas/m<sup>2</sup>).

## **CLIMA**

El Brócoli es una hortaliza propia de climas fríos y frescos, puede tolerar heladas (-2°C), siempre y cuando no se haya formado la

---

\* Almacigo: Es una bandeja plástica o metálica de entre 12 y 208 pequeños cubículos, las tienen quienes germinan semillas.

inflorescencia, ya que es fácilmente dañada por las bajas temperaturas.

El rango de temperaturas para germinación es de 5 a 28°C, llegando a emerger a los 8 días. La temperatura óptima ambiental para su desarrollo es de 17°C, se desarrolla bien en cualquier tipo de suelo, prefiriendo los franco-arenoso, con buen contenido de materia orgánica; se clasifica como ligeramente tolerante a la acidez, siendo su rango de PH de 6 a 6.8 y medianamente tolerante a la salinidad.

## **2.2. Variedades**

### **Variedades sembradas en el país.**

Las variedades de brócoli se clasifican según el ciclo de formación de la pella, quedando divididas en precoces o tempranas cuando se recolectan menos de 90 días tras la siembra, intermedias al ser cosechadas entre 90 y 110 días después de plantarlas, y tardías cuando necesitan más de 110 días para alcanzar un adecuado desarrollo. Las principales variedades sembradas en el país: Legacy 83%, Marathon 9%, Shogum, Coronado y Domador 8%.

### **2.3. Composición química del brócoli**

#### **Valor nutritivo**

La principal virtud de este producto es su valor nutritivo, ya que este contiene sales minerales y vitamina C abundantes e importantes para el organismo humano.

El brócoli es una verdura muy apetecida por su alto valor vitamínico.

La tercera parte del tallo del brócoli tiene más vitamina C que 2 ½ libras de naranjas o 204 manzanas.

El brócoli es conocido como “La Joya de la Nutrición” porque es rico en vitaminas. Es una fuente de vitaminas, Potasio, Hierro y Fibra. Porque tiene tanto calcio como la leche. El brócoli fresco tiene un valor nutricional superior. Contiene 1.670 mg de fibra por 100 gr de porción comestible, el doble que el apio. Es una buena fuente de vitamina A y excelente en vitamina C. Una porción de brócoli, provee el 68 % de las necesidades diarias de vitamina A y 140 mg de vitamina C , es decir más de dos veces las necesidades diarias. También brinda una cantidad considerable de hierro y otros minerales y es bajo en calorías, 100 gramos de porción comestible aportan tan solo 26 calorías. Como todas las hortalizas de hoja son importantes por su volumen.

El análisis nutritivo y calórico está realizado en base a una porción de 100g de brócoli:

Calorías	4.4
Agua	89%
Energía	34 calorías
Proteína	3.6 g
Grasas	0.4 g
Carbohidratos	4.9 g

#### Sales Minerales

Calcio	103 mg
Fósforo	78 mg
Hierro	1.1 mg
Sodio	15 mg
Potasio	382 mg

#### Vitaminas

Tiamina	0.10 mg
Riboflavina	0.23 mg
Niacina	0.9 mg
Ácido ascórbico	113 mg
Vitamina A1 (IU)	2.500 mg

Como se aprecia, su valor nutritivo radica principalmente en su alto contenido de vitaminas y minerales. Es una muy buena fuente de vitamina A, potasio, hierro y fibra, además de ser rico en hidratos de carbono, proteínas y grasa.

#### **Propiedades medicinales del brócoli**

En las últimas décadas, diversos estudios han relacionado el consumo habitual de brócoli con la disminución del riesgo de padecer algunos

tipos de cáncer (pulmón, próstata, mama y útero) así como aquellos que tienen relación con el tracto gastrointestinal (estómago, hígado y colon). Esta propiedad anticancerígena parece ser debida a su alto contenido en sustancias fitoquímicas entre las que destaca el sulforafano, como modulador de reacciones que pueden bloquear sustancias anticancerígenas<sup>†</sup>.

### **Plagas y enfermedades**

Entre las principales plagas cabe mencionar las siguientes:

Pulgón: (Aphis sp. – Myzus sp.), succiona la sabia e inhibe el crecimiento de la zona afectada, causa manchas en la pella, lo que significa rechazo del producto.

Plutela: (Plutella xilostella), afecta directamente a la pella ya que su capullo (florets) quedan impregnados.

Entre las principales enfermedades incluyen:

Botrytis: (botrytis cinerea), su efecto es la pudrición de la pella.

Alternariosis: (alternari brassicae), produce daño en el follaje y luego su efecto en la pella es pudrición.

---

<sup>†</sup> Fuente: *Universidad Alabama Birmingham Revista "Clinical Epigenetics Science Translational Medicine; 2009"*  
*Revista "Cancer Prevention Research"*

## 2.4. Propiedades termodinámicas.

Las propiedades físicas del brócoli se presentan en la siguiente tabla:

**Tabla 3**

**Propiedades termodinámicas del brócoli**

<b>Humedad relativa</b>	95 %
<b>Punto de congelamiento</b>	-0.5°C
<b>Calor latente de fusión</b>	72.17 Kcal/kg
<b>Calor específico arriba del punto de congelación</b>	0.96 Kcal/ Kg °C
<b>Calor específico bajo el punto de congelación</b>	0.43 Kcal / Kg °C
<b>Vida aproximada de almacenamiento</b>	10 – 14 días
Fuente: ASHRAE 2006“	

## CAPÍTULO 3

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

En este capítulo se determinara la dimensión de la cámara, para ello se ha promediado el valor de las exportaciones de empresas empacadoras de brócoli, en el anexo 3 se detalla una lista. El valor referencial que se ha tomado corresponde a 92500 Kg. de brócoli que en el caso de la empresa *I.Q.F AGROINDUSTRIAL DEL ECUADOR S.A.* es la cantidad que exporta mensualmente.

#### 3.1. Calculo de las dimensiones requeridas para la cámara de almacenamiento.

Los criterios para el diseño de una cámara frigorífica o de refrigeración, deben 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 más bien a la forma en que se manipula la carga: montacargas, manualmente, en carretillas hidráulicas.
- 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.

Esta es la parte 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, por ejemplo: para un almacén o cámara aislada (de refrigeración o frigorífica), es decir, destinada a la venta al por menor, se deben especificar:

- condiciones de servicio más severas.
- alturas interiores.
- características de revestimientos (donde se requiera higiene estricta).
- instalaciones de rieles.
- estanterías para hortalizas, etc.

Las especificaciones técnicas para una cámara industrial<sup>‡</sup> 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.

Para aclarar lo precedente se expondrá un ejemplo:

- En el caso de una plantación hortícola, es conveniente suministrar ya sea por el propietario o Director del Proyecto las fechas de cosecha por especies y, variedades, calendarios de comercialización de los productos, el plan de maduración

---

<sup>‡</sup> Entiéndase por cámara industrial aquella que consta de varias cámaras frigoríficas o de refrigeración y con equipo de refrigeración centralizado. Difiere de la cámara aislada como es obvio la capacidad de almacenamiento.

complementario si es que existe, y proyectar la recolección a mediano plazo.

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 maquinas.

**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 el caso de productos que se almacenen en rieles se utiliza el metro lineal para especificar la densidad de almacenamiento.

En instalaciones frigoríficas pequeñas la densidad de almacenamiento esta alrededor de los 3000 (para países en vías de desarrollo) y 5000 m<sup>3</sup> en cambio para las grandes instalaciones esta 30000 m<sup>3</sup>.

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 importancia de adoptar una norma radica en la facilidad, eficacia, seguridad y agilidad de acuerdo al equipo de manipulación. 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  $2.28 \text{ m}^3$ . Para determinar realmente el volumen utilizado se debe tener en cuenta los siguientes factores:

- Distancia entre pallets (tarimas) que permita una movilización y circulación de aire adecuada.

- 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  $Kg/m^3$ ."**

De acuerdo a lo establecido, podemos agregar lo siguiente en torno al embalaje que en si determinara la capacidad de la cámara de almacenamiento.

El empaque del producto se ofrece en caja de cartón corrugado con un peso neto garantizado de 10 kilos en dos presentaciones para la exportación.

El brócoli para ser empaquetado debe estar dentro de una funda de color azul, esto se hace porque la Comunidad Europea exige que el producto deba ser entregado de esa manera.

El 70% del brócoli congelado de exportación se empaca a granel en fundas de polietileno, las que a su vez se colocan en cajas de cartón corrugado de 10 kg.

El 30% restante se exporta en empaques listos para el consumo final en fundas de 2,5 Kg; según las exigencias del cliente. Este tipo de empaque se coloca en cajas de cartón de 10Kg.

**CAJA DE 1X10 KILOS:** Esta presentación consiste en un empaque de una funda en la presentación de floretes con un diámetro aproximado de 20-40, 15-30 mm.

**CAJA CON 4x2,5 KILOS:** En esta presentación se tienen 4 fundas de 2,5 kilos en la presentación de floretes con un diámetro aproximado de 20-40, 15- 30 mm. Esta presentación está hecha para vender al consumidor que no necesita gran cantidad del producto.

De lo expuesto anteriormente podemos darnos cuenta que siempre se usara cajas con una capacidad de 10 Kg, por lo que usaremos este dato para proyección de la cámara.

Las dimensiones de las cajas no están normalizadas en los principales mercados, pero en general se recomienda utilizar cajas de 40x30x24.5cm y 30.5x25.4x38cm para EEUU.

Generalmente se colocan 9 cajas por nivel y 11 niveles de altura en una tarima.

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 1000 Kg.; es tolerable que para este tipo de embalaje se tomen 7 niveles de altura en una tarima 700 Kg.

La altura interna de la cámara será de 3.5 m, que es suficiente para cubrir los 7 niveles de altura de las cajas de brócoli 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 92500 Kg. de Brócoli determinada como parte de un promedio de las exportaciones de la lista del ANEXO 3, estará restringida al alcance máximo del tiro forzado de los ventiladores del evaporador generalmente es de 15 m o mas, el evaporador de perfil alto BH de la Bohn tiene tiro de aire hasta 26 metros-. El ancho necesario para almacenar las 7350 cajas distribuidas en 70 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        3.5 m
- Largo         23 m
- Ancho         12 m

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

Existen materiales o combinaciones de materiales que tienen en su interior bolsas de aire o un fluido gaseoso diferente al aire, o bien espacios al vacío que retardan la transferencia de calor, estos materiales, que pueden estar constituidos por partículas y/o fibras, con aglutinadores o sin ellos se los conoce como aisladores térmicos. La selección del aislamiento térmico tiene mucha importancia en la operación de una planta frigorífica; y, el conocimiento de cada uno de ellos, nos ayudara a seleccionar el más idóneo para nuestra aplicación en particular. Un buen aislamiento con su espesor óptimo representara una economía en el costo operativo de la planta frigorífica.

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

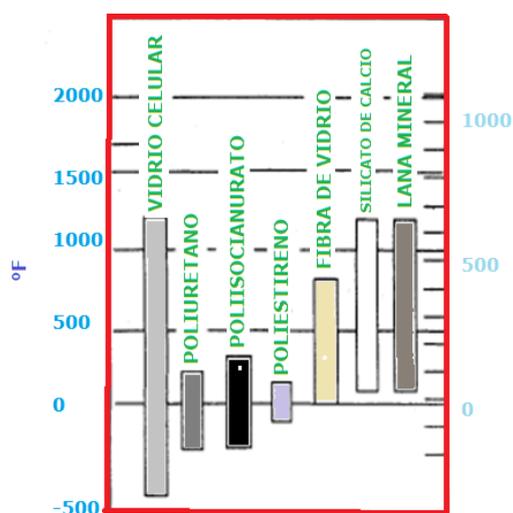
- La conductividad térmica
- La resistencia a la compresión
- La densidad
- La combustibilidad
- La permeabilidad al vapor de agua

A continuación se presenta una directriz a manera de guía general para la selección del aislamiento térmico.

En la fig. 3.1 se muestra los diferentes materiales para rangos de temperatura nominal. Otras consideraciones que debemos tomar en cuenta a la hora de seleccionar el aislamiento, es la **autoignición**, que puede tener lugar cuando fluye un combustible que tiene como material aislante un material fibroso. La **resistencia al fuego**, la encontramos en materiales a partir de silicato de calcio, como también en el vidrio celular, la fibra de vidrio y la lana mineral. Todos estos materiales no se comportan de igual manera en condiciones reales de fuego.

Figura 3. 1

Materiales de aislamiento e intervalos aplicables de temperatura



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: fieltro 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.

Tabla 4  
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 autoextinguible	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

Actualmente, los aislantes térmicos más utilizados son el poliestireno y el 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 5, tomando en cuenta la situación económica y como se comercializan en el mercado nacional.

Tabla 5  
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.

---

Para convertir de BTU ft/ h ft<sup>2</sup> °F a Kcal m/m<sup>2</sup> h °C multiplíquese por 1.49.

Los diferentes valores de conductividad térmica fueron obtenidos de Marks, Manual del Ingeniero Mecánico, 9<sup>a</sup> ed., McGraw Hill, USA 1987; Perry, Manual del Ingeniero Químico, 6<sup>a</sup> ed., McGraw Hill, USA 1984.

Una manera general de determinar el espesor del aislamiento es tomar en cuenta que este es tolerable cuando la cantidad de calor que atraviesa una pared es aproximadamente igual a 8 o 10 Kcal (o frigorías) por metro cuadrado de superficie y por hora según la diferencia de temperatura  $\Delta t$  entre los dos medios separados por la pared.

Existe una relación lineal entre  $k$  y  $\Delta t$  (aproximadamente), como podemos observar en la TABLA 6:

Tabla 6

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

En la tabla 7 se presenta, la temperatura ambiental de bulbo seco, bulbo húmedo y humedad relativa de la ciudad de Latacunga, lugar donde funcionaria la cámara frigorífica.

Tabla 7  
Temperatura ciudad de Latacunga

	MINIMA	MAXIMA	PROMEDIO
Temp. Bulbo seco (°C)	10	12	11
Temp. Bulbo húmedo (°C)	8	9.75	8.8
Humedad relativa (%)	95	95	95

Para efectos de cálculo y asegurar las condiciones de diseño seleccionamos como temperatura de diseño 11 °C. La temperatura de conservación prolongada del brócoli es -20 a -25 °C (-4 a -13 °F) que es el rango de temperatura recomendada para el almacenamiento en cámaras frigoríficas.

En la TABLA 8, se resumen los resultados referentes a las paredes de la cámara:

Tabla 8  
Temperatura de las paredes

Temperatura	°C	°F
Temperatura del medio exterior	11	51.8
Temp. Superficie exterior de las paredes	11	51.8
Temp. Superficie interior de las paredes	-20	-4
Temperatura de conservación	-20	-4

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

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

$$\Delta t = 11^{\circ}C - (-20)^{\circ}C = 31^{\circ}C$$

Interpolando, de la **tabla 6** se tiene el coeficiente global de transferencia de calor, el cual es **0.30 Kcal /m<sup>2</sup> h °C (0.344 W/m<sup>2</sup> °K)**. Con este valor de U se puede calcular el espesor **e<sub>x</sub>** del aislante:

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

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

Donde:

$h_i$ : 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 9  
Coeficientes 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
<b>Fuente:</b> "CURSO DE REFRIGERACION" por el Ing. Vargas Z.	

Reemplazando los valores en la Ec. 3.1

$$0.30 = \frac{1}{\frac{1}{10} + \frac{1}{20} + \frac{ex}{0.02305} + \frac{0.0005}{0.03725} + \frac{0.0005}{0.03725}}$$

Despejando la incognita:

$$e_x = 0.072 \text{ m} = 72 \text{ mm}$$

Entonces se selecciona un aislamiento que tenga como mínimo 72 mm de espesor. El espesor total de la pared es  $72 + 0.5 + 0.5 = 73$  mm, lo más aconsejable es evitar cualquier riesgo y seleccionar un espesor de 76.2mm (3 pulg.). Es decir, la cámara va a trabajar con aislamiento de 76.2 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:

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

$$\Delta t = 11 - (-20) = 31^{\circ}\text{C}$$

Interpolando en la **tabla 6** determinamos el coeficiente global de transferencia de calor, siendo  $0.30 \text{ Kcal /m}^2 \text{ h } ^{\circ}\text{C}$ , 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:

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

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

Reemplazando los valores en la Ec. 3.1.

$$0.30 = \frac{1}{\frac{1}{7} + \frac{1}{20} + \frac{ex}{0.02305} + \frac{0.0005}{0.03725} + \frac{0.0005}{0.03725}}$$

Despejando la incógnita es:

$$e_x = 0.072 \text{ m} = 72 \text{ mm}$$

El espesor del techo es igual que en el caso anterior 76.2 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 76.2 mm (3 pulg.).

### **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:

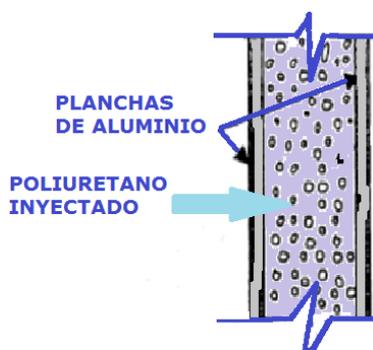
### **3.3. Aporte calorífico debido a las paredes, piso y tumbado.**

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 debemos determinar el coeficiente global de transferencia de calor  $U$ , mediante la ecuación 3.1., en la Fig. 3.2 observamos la configuración de la pared:

Figura 3. 2

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:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{7} + \frac{1}{20} + \frac{0.0762}{0.02305} + \frac{0.0005}{0.03725} + \frac{0.0005}{0.03725}} = 0.2836 \text{ Kcal/m}^2\text{°C}$$

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 esta 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, °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 elabora una tabla en la cual se indica las temperaturas del anteproyecto según su orientación:

Tabla 10

Temperaturas de las paredes de la cámara según su orientación

ORIENTACION	TEMP. ANTEPROYECTO °C	TEMP. CAMARA °C	DIFERENCIA TEMP. °C
Tumbado	26	-20	46
Pared norte	11	-20	31
Pared oeste	21	-20	41
Pared este	16	-20	36
Pared sur	16	-20	36
Piso	14*	-20	34

\*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	$23 \times 12 \text{ m} = 276 \text{ m}^2$
Piso	$23 \times 12 \text{ m} = 276 \text{ m}^2$
Pared Norte	$3.5 \times 12 \text{ m} = 42 \text{ m}^2$
Pared Sur	$3.5 \times 12 \text{ m} = 42 \text{ m}^2$
Pared Oeste	$3.5 \times 23 \text{ m} = 80.5 \text{ m}^2$
Pared Este	$3.5 \times 23 \text{ m} = 80.5 \text{ m}^2$

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

$$\text{Pared Norte: } 0.2836 \times 42 \times 31 = 381 \text{ Kcal/h}$$

$$\text{Pared Sur: } 0.2836 \times 42 \times 36 = 443 \text{ Kcal/h}$$

$$\text{Pared Oeste: } 0.2836 \times 80.5 \times 41 = 936 \text{ Kcal/h}$$

$$\text{Pared Este: } 0.2836 \times 80.5 \times 36 = 821 \text{ Kcal/h}$$

$$\text{Tumbado: } 0.2836 \times 276 \times 46 = 3720 \text{ Kcal/h}$$

---


$$\text{Total} = 6300 \text{ Kcal/h}$$

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:

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

$$Q = \frac{1.3 \times 276 \times 34}{0.3} = 42000 \text{ Kcal/h}$$

- (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(10):

$$U = \frac{1}{\frac{0.10}{0.4} + \frac{0.01}{0.7} + \frac{0.01}{0.8} + \frac{0.01}{0.8} + \frac{1}{7}} = 2.3 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

Donde:

$$Q = US\Delta t$$

$$Q = 2.3 \times 276 \times 34 = 22400 \text{ Kcal/h}$$

- (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 se puede dar cuenta solamente el aislamiento ya es un monto considerable, aislamiento con baja resistencia cuesta 20 dólares/ $m^2$  en  $276 m^2$  se tendrá más de 5700 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

$$Q = 6\,300 \text{ Kcal/h} + 22\,400 \text{ Kcal/h}$$

$$Q = 28\,700 \text{ Kcal/h}$$

### 3.4. Cálculo 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, debemos 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:

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

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

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

3. Calor latente del producto:

$$Q = m h_{if} \text{ Ec. 3.6}$$

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

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

Donde:

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°C.

El cálculo estará basado en un promedio de 92500 Kg. en las condiciones de almacenamiento establecidas. Las propiedades

termodinámicas del brócoli fueron indicadas en el CAPITULO II y utilizaremos la ecuación 3.7.

Para el brócoli 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).

#### **Embalaje:**

$$Q = 7350 \text{ cajas} \times 1.355 \text{ Kg} \times 0.32012 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg } ^\circ\text{C}} \times [(11) - (-20)] ^\circ\text{C}$$

$$Q = 98\ 832 \text{ Kcal (24h) (T. ambientales)}$$

La temperatura a la cual ingresan las cajas con el producto es de -15 °C (como se menciona en el capítulo 2) hasta llegar a los -20 °C, la carga del producto por lo tanto será:

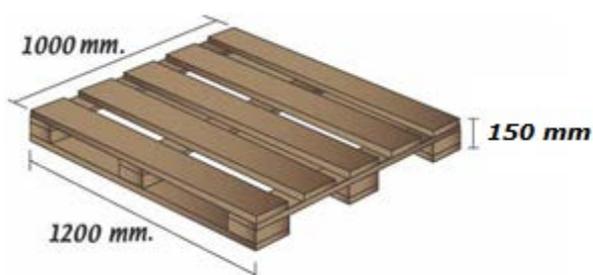
#### **Producto:**

$$Q = 92\ 500 \text{ Kg} \times 0.43 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg } ^\circ\text{C}} \times [(-15) - (-20)] ^\circ\text{C}$$

$$Q = 198\ 875 \text{ Kcal (24h)}$$

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 3. 3  
Dimensiones de la tarima



Cada una de estas tarimas tiene una masa aproximada de 30kg. Y un  $C_p = 0.57 \text{ Kcal / Kg } ^\circ\text{C}$ , por lo tanto para las 105 tarimas tenemos:

**Tarima:**

$$Q = 105 \times 30 \text{ Kg} \times 0.57 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg } ^\circ\text{C}} \times 31 ^\circ\text{C}$$

$$Q = 55660 \text{ Kcal (24h)}$$

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>Para temperaturas (camara) sobre la de congelacion</i>	18 – 20 horas
	<i>Para temperaturas (camara) bajo cero</i>	16 horas
	<i>Para temperaturas (camara) intermedias</i>	14 – 16 horas

(Fuente: 'CURSO DE REFRIGERACIÓN' por Ing. Ángel Vargas Z.)

De lo anterior podemos resumir lo siguiente.

Cámaras comerciales 14 a 16 h

Cámaras industriales 18 a 20h

La carga debido al producto, embalaje y tarima es:

$$Q = \left[ \frac{198\,875 + 98\,832 + 55\,660}{16\,h} \right] Kcal = 22\,085\,Kcal/h$$

Durante la maduración de algunos productos cuando están almacenados en cámaras de refrigeración continúan respirando, por lo cual desprenden calor por respiración\* o reacción química en el

producto. El calor desprendido por los productos animales o vegetales es calculado a partir de la siguiente relación:

$$Q = l_r \times m \quad \text{Ec. 3.8}$$

Donde:

$l_r$  : calor de respiración, Kcal/ton.

La tabla 11 presenta el calor de respiración para el brócoli:

Tabla 11:

Calor de respiración para el brócoli

Temp. °F	Temp. °C	$l_r$ , BTU/ton.24h	$l_r$ , Kcal/ton.24h
32	0	4400	1108.8

\*Respiración = Desprendimiento de CO<sub>2</sub> y H<sub>2</sub>O. De Refrigeration Data Book, 5<sup>a</sup>. Ed., 1943 New York ASHRAE

El brócoli no presenta calor de respiración debido a que el producto ya sale del IQF a -15 °C, para ser llevado directo a la cámara de almacenamiento a -20°C.

Entonces, el aporte debido a la respiración del brócoli es:

$$Q = 0 \text{ kcal / h}$$

### 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.

$$Q = N \times \frac{V}{v_a} \times (h_a - h_f) \quad \text{Ec.3.9}$$

Donde:

N = numero 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, hacemos uso del diagrama psicométrico de la **Fig. 3.4** evaluadas a las temperaturas promedio de la **tabla 8**. Los valores obtenidos fueron los siguientes:

$$v_a = 1.15 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

$$h_a = 9.27 \text{ Kcal/Kg}$$

$$h_f = - 4.28 \text{ Kcal/Kg}$$

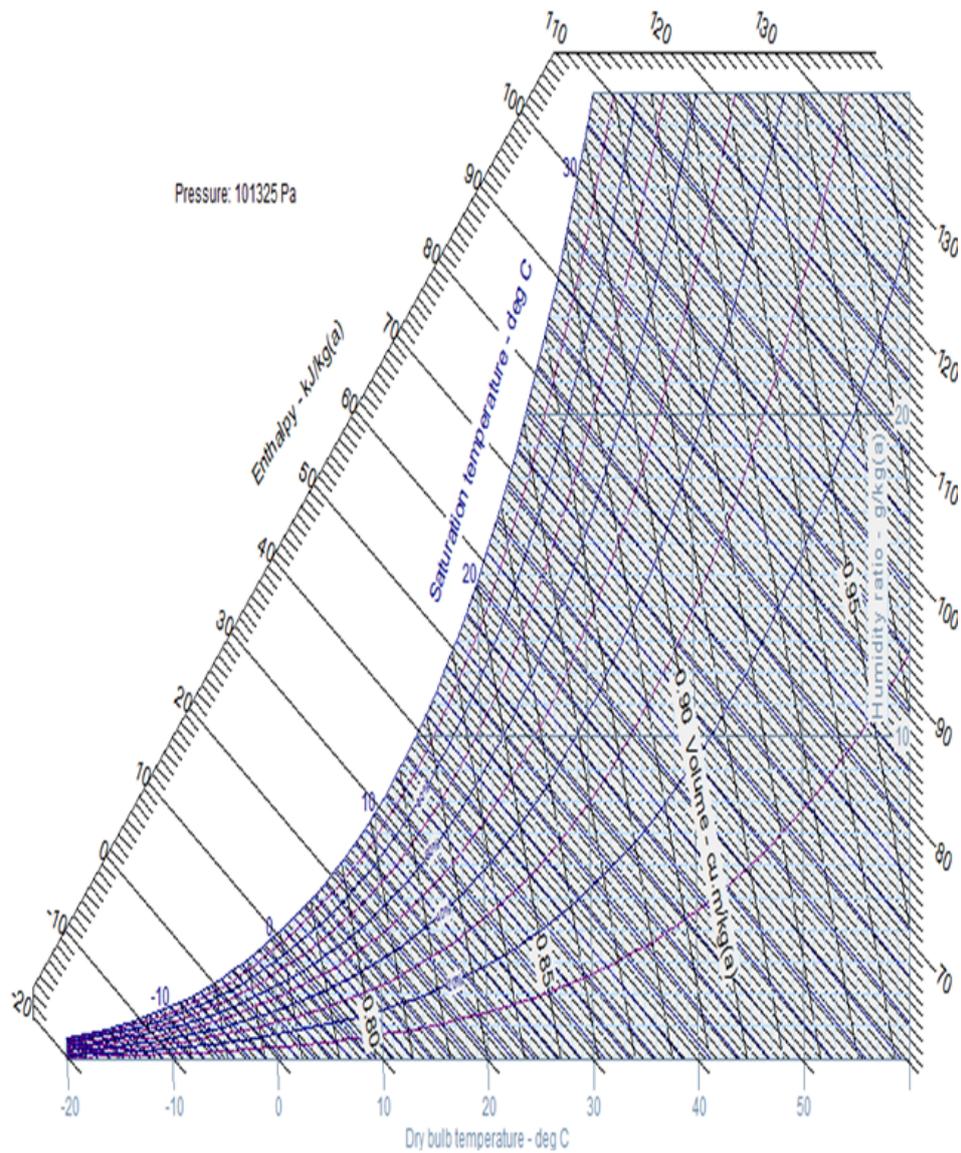
$$V = 998.2 \text{ m}^3$$

$$N = 1^{**}$$

---

\*\* 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.

Figura 3. 4  
Diagrama psicrométrico del aire.



Simulado por: Untitled-CYTSoft Psychrometric chart 2.2Demo

$$Q = 1 \times \frac{998.2 \text{ m}^3}{1.15 \text{ m}^3/\text{Kg}} [9.27 - (-4.28)] \text{ Kcal}/\text{Kg} = 11761.4 \text{ Kcal. (24h)}$$

$$Q = 735 \text{ Kcal. (16h)}$$

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

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

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

Sin embargo se 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 podemos hacer uso de las siguientes relaciones:

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

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

Donde:

$Q_m$  = 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:

$$Q_p = N \times C \times t' \quad Ec 3.12$$

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 se tomara el 10% de total de los aportes calculados:

$$Q = 0.10 \times [28700 + 22085 + 735 + 0] \text{ Kcal/h}$$

$$Q = 5152 \text{ Kcal/h}$$

### 3.7. Carga frigorífica total

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

$$Q_T = (5\,152 + 28\,700 + 22\,085 + 735) \text{ Kcal/h}$$

$$Q_T = 57\,000 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_T = 237\,000 \text{ KJ/h}$$

$$Q_T = 61,5 \text{ KW}$$

$$Q_T = 82 \text{ HP}$$

$$Q_T = 209\,000 \text{ BTU/hr}$$

$$Q_T = 17,5 \text{ TR}$$

# CAPÍTULO 4

## 4. SELECCIÓN DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN, DEL REFRIGERANTE Y CÁLCULO DEL CICLO TERMODINÁMICO

### 4.1. Selección del sistema de refrigeración

Existen dos clases principales de sistemas de refrigeración:

- Refrigeración directa
- Refrigeración indirecta

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

Estos sistemas operan estrictamente con refrigerantes primarios, es decir, refrigerantes CFC que ya están siendo reemplazados por los HFC, tales como el R 134a, R 404a, R 401a, etc. o, si no pueden operar con el amoníaco.

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

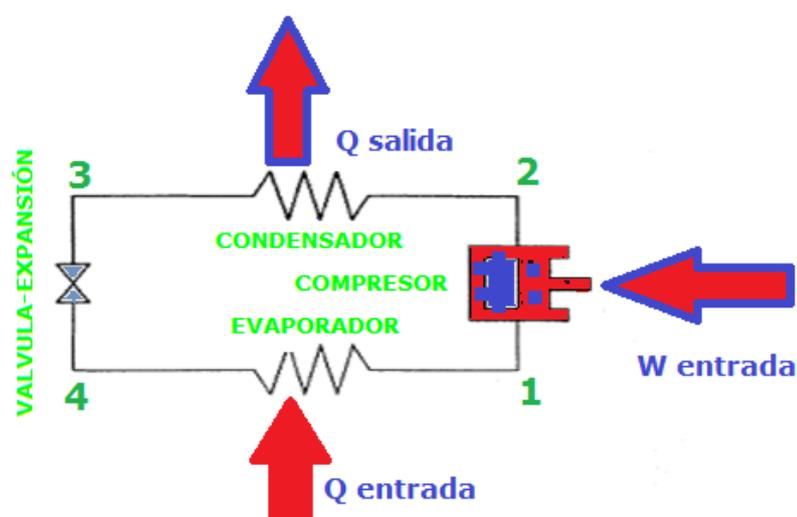
Ciclos de una etapa de compresión mecánica.

Ciclos de etapas múltiples de compresión mecánica.

## Ciclo de refrigeración de una etapa de compresión mecánica

Figura 4. 1

Ciclo básico de refrigeración

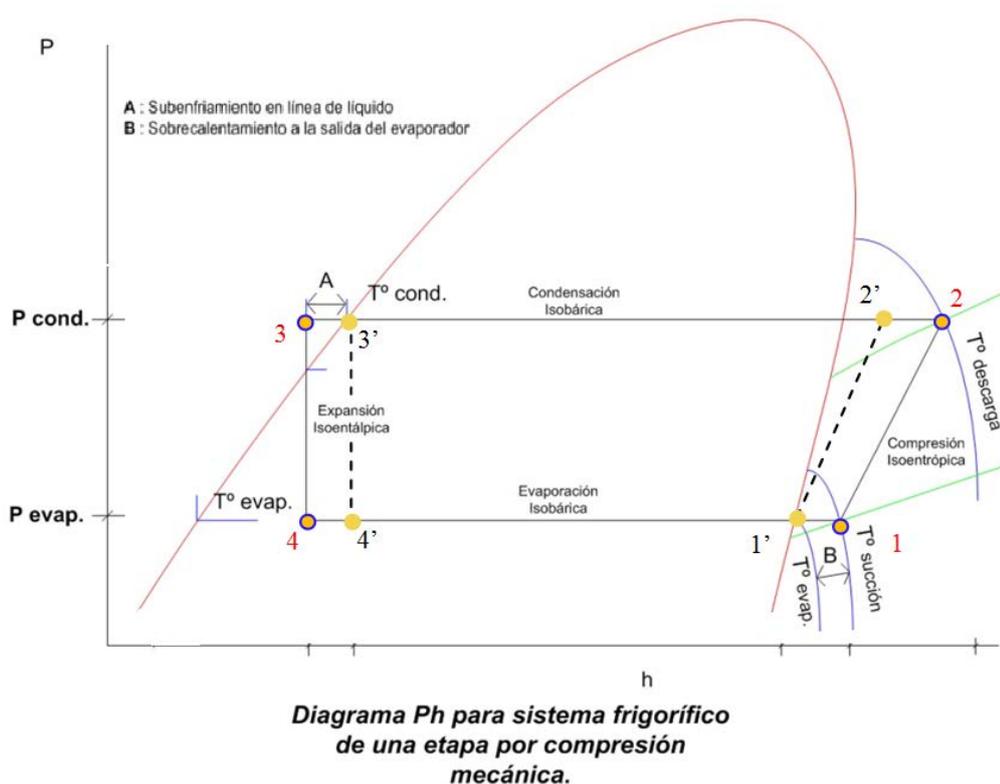


La Fig. 4.1 muestra un ciclo de refrigeración básico de una sola etapa. En un sistema de refrigeración se encuentran cuatro componentes básicos: compresor, condensador, válvula de expansión y evaporador. El ciclo tiene dos presiones: una baja y una alta, que permite completar un ciclo y efectuar el efecto refrigerante.

Los diagramas de refrigeración se analizan más fácilmente con el diagrama de Mollier. El diagrama de Mollier es una grafica de presión

vs. entalpia (diagrama p-h), 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 4. 2  
Diagrama P-h



En la Fig. 4.2 observamos el diagrama p-h del ciclo básico de refrigeración de la Fig. 4.1, 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 isentrópica 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 isentrópica,** la compresión real consume mayor potencia y la temperatura de descarga del fluido refrigerante es mayor que la teórica.

**Ciclo de refrigeración de etapas múltiples de compresión mecánica**

Cuando el diferencial de temperatura entre el condensador y el evaporador se incrementa, ya sea por cualquiera de estas dos razones:

- Ya sea porque la temperatura de condensación se incremente,  
y/o
- Ya sea porque la temperatura de evaporación disminuya;

Estas dos causas ocasionaran el incremento de la tasa de compresión del compresor. Una elevación de la tasa de compresión acarrea las siguientes consecuencias:

- Para un compresor de pistón alternativo, una tasa de compresión elevada a través de una sola etapa significa eficiencia volumétrica baja, debido a que el compresor deberá desplazar un volumen real más grande, y que la presión de evaporación disminuye, para una temperatura de condensación fija.
- Aumento de la temperatura de descarga que puede arrastrar mas aceite mezclado con el refrigerante.

Entonces para evitar relaciones elevadas de compresión es necesario aplicaciones que tengan varias etapas de compresión.

El sistema de refrigeración que consta de más de una etapa de compresión se define como sistema de varias etapas o de etapas múltiples y se clasifican en dos tipos básicos:

1. el compuesto
2. de cascada.

El sistema compuesto se clasifica a su vez en dos sistemas:

- a) Ciclo de Inyección Total o parcial
- b) Ciclo de compresión de 3 etapas

### **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 recircular 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 atmosfera 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  $-20^{\circ}\text{C}$  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**

**La clasificación general de los refrigerantes es la siguiente:**

- Por su composición química:
  - Los inorgánicos, como el agua o el  $\text{NH}_3$ : Amoníaco.
  - Los de origen orgánico (hidrocarburos y derivados):
    - Los CFC's, Clorofluorocarbonos, perjudiciales para la capa de ozono.
    - Los HCFC's. Hidroclorofluorocarbonados.
    - Los HFC's.

Los HC: Hidrocarburos (alcanos y alquenos).

Las mezclas, azeotrópicas o no azeotrópicas.

- 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.

- Por su función:

Primario: si es el agente trasmisor en el sistema frigorífico, y por lo tanto realiza un intercambio térmico principalmente en forma de calor latente.

Secundario: realiza un papel de intercambio térmico intermedio entre el refrigerante primario y el medio exterior. Realiza el intercambio principalmente en forma de calor sensible.

Existe otra clasificación, La Norma 34 de la ASHRAE, clasifica los refrigerantes en varios grupos:

- Compuestos Inorgánicos
- Sustancias orgánicas no saturadas
- Hidrocarburos

- Hidrocarburos halogenados
- Mezclas azeotrópicas

### **Compuestos inorgánicos**

A este grupo pertenecen los primitivos refrigerantes habiendo quedado la mayoría de ellos en desuso exceptuando el amoniaco (R717).

- R717
- R718
- R729
- R744
- R 764

### **Sustancias orgánicas no saturadas**

Estos refrigerantes son de muy poco uso en refrigeración y estos son:

- R1150 Etileno
- R1270 Propileno

### **Hidrocarburos**

Estos son:

- R50 Metano
- R170 Etano
- R290 Propano

### **Hidrocarburos Halogenados**

Son compuestos en los cuales el hidrogeno del hidrocarburo se encuentra reemplazado por átomos de los halógenos Cloro, Bromo y Fluor.

### **Mezclas Azeotropicas**

Está determinada por la serie 500, esta mezcla no se puede separar en sus componentes por destilación.

### **Mezclas Zeotropicas**

Estas mezclas si se pueden separar sus componentes por destilación y actualmente son algunos de los refrigerantes ecológicos reemplazantes de los refrigerantes CFC.

### **Propiedades medioambientales de los refrigerantes**

Tabla 12

## 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 13

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.**

Existen 2 factores a considerar para seleccionar un refrigerante:

1. la reducción del ozono; ODP
2. el calentamiento global; GWP

Por lo tanto el refrigerante a utilizar es el R404A, que es uno de los llamados refrigerantes ecológicos, para un sistema de refrigeración directo. Es del grupo de los zeotropicos, presenta las propiedades más idóneas para los parámetros de funcionamiento de la instalación frigorífica, va unido con el desarrollo de la tecnología y su punto de ebullición de  $-46.5^{\circ}\text{C}$ , nos permite trabajar a una sola etapa, volviendo el sistema más simple y económico.

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

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  $0,7^{\circ}\text{C}$ . 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 14  
Propiedades del refrigerante seleccionado

<b>Componentes R-404 A</b>		
Nombre químico		% en peso
1,1,1-Trifluoroetano (R-143a)		52
1,1,1,2- Tetrafluoroetano (R-134a)		4
Pentafluoroetano (R-125)		44
<b>Propiedades físicas R-404 A</b>		
Peso molecular	97.61	(g/mol)
Temperatura ebullición (1,013 bar)	-46.45	°C
Deslizamiento temperatura de ebullición	0.7	(k)
Temperatura crítica	72.07	°C
Presión crítica	37.31	(bar abs)
Densidad crítica	484	(Kg/m <sup>3</sup> )
Densidad del líquido (25°C)	1048	(Kg/m <sup>3</sup> )
Densidad del líquido (-25°C)	1236	(Kg/m <sup>3</sup> )
Densidad del vapor saturado (a 1,013 bar)	5.41	(Kg/m <sup>3</sup> )
Presión del vapor (25°C)	12.42	(bar abs)
Presión del vapor (-25°C)	2.49	(bar abs)
Calor latente de vaporización (a 1,013 bar)	200	(KJ/Kg.)
Calor específico del líquido (25°C) (1,013 bar)	1.64	(KJ/Kg.K)
Calor específico del vapor (25°C) (1,013 bar)	0.88	(KJ/Kg.K)
Conductibilidad térmica del líquido (25°C)	0.064	(W/mk)
Conductibilidad térmica del vapor (1,013 bar)	0.0143	(W/mk)
Solubilidad con el agua (25°C)	Despreciable	(ppm)
Límite de inflamabilidad (25°C)	Ninguno	(% vol)
Toxicidad (AEL)	1000	(ppm)
ODP	0	
GWP	3900	

Fuente: Gas-Servei.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 polioléster (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 amoniaco.

- Aceite Alquibenceno: Adecuado para refrigerantes CFC, HCFC (R12, R502, R22, R502, R123) mezclas y amoniaco. Compatible con aceite mineral usado en sistemas con refrigerantes CFC.
- Aceite Poliolerter: 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 15

## Compatibilidad entre gases y lubricantes

	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	✓	✓	✓	✓

Fuente: Gas Servei S.A.

#### **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 ocupará 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.

$$T_{condensación} = T_{aire, bulbo seco} + \Delta T \quad Ecu. 4.1$$

Donde:

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

$T_{aire, bulbo seco}$  = temperatura del medio (aire), 11 °C.

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

La temperatura de condensación del refrigerante será:

$$T_{condensación} = 11 \text{ °C} + 12 \text{ °C} = 23 \text{ °C}$$

Para determinar la temperatura de evaporación del fluido frigorígeno, 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 16

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. Ángel Vargas Z.					

Las condiciones establecidas en el almacenamiento del brócoli -20 °C y 95 % de humedad relativa, para un evaporador de tubos con aletas se tomara la diferencia de temperatura de 4 °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:

$$T_{\text{evaporación}} = T_{\text{almacenamiento}} - \Delta T \quad \text{Ecu. 4.2}$$

Donde,

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

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

$\Delta T$  = diferencia de temperatura recomendado, 4 °C.

$$T_{\text{evaporación}} = -20 \text{ °C} - 4 \text{ °C} = -24 \text{ °C}$$

#### 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 determinó 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:

$P_{condensación} @ 23^{\circ}C$

$$P_{condensación} = 11.901 \text{ bar}$$

$$P_{condensación} = 185.58 \text{ psia} = 1.28 \text{ MPa (a)}$$

$P_{evaporación} @ -24^{\circ}C$

$$P_{evaporación} = 2.598 \text{ bar}$$

$$P_{evaporación} = 52.38 \text{ psia} = 0.361 \text{ MPa (a)}$$

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

$$r = \frac{P_{condensación}}{P_{evaporación}} \quad \text{Ec.4.3}$$

Tabla 17

Presión vs. Temperatura del refrigerante R404A

T °C	P <sub>L</sub> Bar	P <sub>g</sub> Bar	V <sub>L</sub> m <sup>3</sup> /kg	V <sub>g</sub> m <sup>3</sup> /kg	H <sub>L</sub> kJ/kg	H <sub>g</sub> kJ/kg	R kJ/kg	S <sub>L</sub> kJ/kgK	S <sub>g</sub> kJ/kgK
-25	2,555	2,499	0,00082	0,07858	165,57	353,42	187,84	0,87	1,627
-24	2,656	2,598	0,00082	0,0757	166,87	354,04	187,18	0,8752	1,6264
-23	2,760	2,701	0,00082	0,07295	168,17	354,67	186,5	0,8803	1,6259
-20	3,091	3,027	0,00083	0,0654	172,09	356,53	184,44	0,8957	1,6243
-19	3,208	3,138	0,00082	0,06317	171,80	359,44	187,64	0,8935	1,6318
-15	3,709	3,635	0,00084	0,05479	178,72	359,58	180,86	0,9214	1,622
0	6,127	6,028	0,00089	0,03328	199,41	368,29	168,88	0,9984	1,6167
10	8,292	8,18	0,00093	0,02438	213,97	373,58	159,61	1,05	1,6137
15	9,566	9,451	0,00095	0,02097	221,52	376,02	154,49	1,0761	1,6122
18	10,397	10,274	0,00096	0,01919	227,82	379,71	151,89	1,0975	1,6192
20	10,981	10,864	0,00098	0,01806	229,3	378,29	148,99	1,1023	1,6106
22	11,588	11,472	0,0009	0,01703	232,47	379,15	146,68	1,1129	1,6099
23	11,901	11,785	0,0010	0,01653	234,07	379,56	145,49	1,1182	1,6095
24	12,220	12,104	0,001008	0,01605	235,69	379,97	144,28	1,1236	1,6091
25	12,546	12,43	0,00101	0,01559	237,31	380,37	143,06	1,1289	1,6087
27	13,216	13,082	0,00104	0,01473	242,25	383,47	141,21	1,1455	1,6159

Donde:

$r_c$  = relación de compresión.

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

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

Para los datos obtenidos tenemos:

$$r_c = \frac{1.28 \text{ MPa}(a)}{0.361 \text{ MPa}(a)} = 3.5$$

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, ver Fig. 4.2 y APENDICE B, por lo general es de 5°C.

El punto 1 tendrá las siguientes propiedades:

$$T_1 = -19 \text{ °C} (-2.20 \text{ °F})$$

$$P_1 = 0.314 \text{ MPa} (45.54 \text{ psia})$$

$$h_1 = 359.44 \text{ KJ/Kg}$$

$$v_1 = 0.06317 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

---

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

$$s_1 = 1.6318 \text{ KJ/Kg. K}$$

**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:

$$T_2 = 27 \text{ °C (80.6 °F)}$$

$$P_2 = 1.308 \text{ MPa(189.71 psia)}$$

$$h_2 = 383.47 \text{ KJ/Kg}$$

$$v_2 = 0.01473 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

$$s_2 = 1.6159 \text{ KJ/Kg. K}$$

**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:

$$T_3 = 23 \text{ °C} - 5 \text{ °C} = 18 \text{ °C} (64.40 \text{ °F})$$

$$P_3 = 1.039 \text{ MPa} (150.69 \text{ psia})$$

$$h_3 = 227.82 \text{ KJ/Kg}$$

$$v_3 = 0.00096 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

$$s_3 = 1.0975 \text{ KJ/Kg. K}$$

**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.

$$T_4 = -24 \text{ °C} (-11.20 \text{ °F})$$

$$P_4 = 0.266 \text{ MPa} (38.58 \text{ psia})$$

$$X = 33\%$$

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

$$h_4 = h_3 = 227.82 \text{ KJ/Kg}$$

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

De la tabla de saturación liquido-vapor R404A, tabla de presión, anexo 5, se obtiene sus propiedades. El punto 4 está en la zona de mezcla húmeda por lo tanto debemos determinar su calidad utilizando los valores de entalpia:

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

$$X = \frac{227.82 - 166.87}{354.04 - 166.87} = 0.33 = 33\%$$

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

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

$$v_4 = 0.00082 + 0.33 \times (0.0757 - 0.00082) = 0.026 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

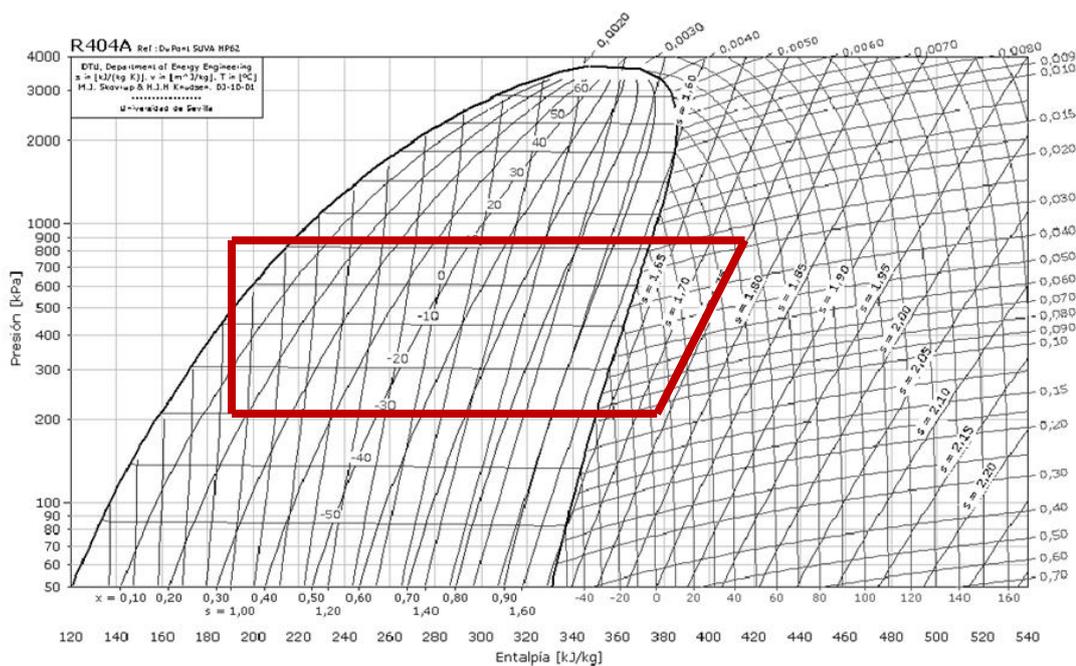
$$s = s_f + X s_{fg} \quad \text{Ec.4.6}$$

$$s_4 = 0.8752 + 0.33 \times (1.6264 - 0.8752) = 1.12 \text{ KJ/Kg.K}$$

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 el APENDICE B y Fig.4.3.

Figura 4. 3

## Diagrama P-h, Trazado del Ciclo Termodinámico

**Calculo de los principales parámetros del ciclo.**

Los principales parámetros del ciclo a analizar utilizando el grafico del APENDICE B son: flujo másico, potencia del compresor, caudal volumétrico desplazado por el compresor y calor rechazado por el condensador. El calor absorbido por el evaporador es el mismo que se necesita remover del cálculo de la carga en el capítulo 3. La ecuación 4.7 relaciona el flujo másico y la diferencia de entalpia entre los puntos 4 y 1 (entrada y salida del evaporador).

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

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:

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

$$\dot{m}_r = \frac{57000 \frac{Kcal}{h} \times 4.1868 \frac{KJ}{Kcal}}{(359.44 - 227.82) \frac{KJ}{Kg}}$$

$$\dot{m}_r = 1802 \frac{Kg}{h}$$

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

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

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

Donde:

$v'_c$  = caudal volumétrico, m<sup>3</sup>/h.

$v_1$  = volumen especifico en el punto 1, m<sup>3</sup>/Kg.

$$v'_c = 1802 \frac{Kg}{h} \times 0.06317 \frac{m^3}{Kg} = 113 \frac{m^3}{h}$$

## 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 formula:

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

$$\eta_v = -0.0285 (3.5) + 0.89$$

$$\eta_v = 0.80$$

### Rendimiento total $\eta_T$

Está dado por la expresión:

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

$$\eta_T = 0.80 \times 0.8$$

$$\eta_T = 0.64$$

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

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

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.

$\eta_T$  = rendimiento total

$$P_c = \frac{1802 \frac{Kg}{h} (383.47 - 359.44) \frac{KJ}{Kg}}{0.64}$$

$$P_c = 68547 \frac{KJ}{h}$$

$$P_c = 19 Kw$$

$$P_c = 25 HP$$

### Potencia Calorífica evacuada en el condensador

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

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

Donde:

$Q_c$  = 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.

$$Q_c = 1802 \frac{Kg}{h} (383.47 - 227.82) \frac{KJ}{Kg}$$

$$Q_c = 280612 \frac{KJ}{h}$$

$$Q_c = 67000 \frac{Kcal}{h}$$

$$Q_c = 78 \text{ Kw}$$

### **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.

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

$$V' = 1802 \frac{Kg}{h} \times 0.00096 \frac{m^3}{Kg}$$

$$V' = 1.7 \frac{m^3}{h}$$

### **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.

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

$$FOP = \frac{25 \text{ HP}}{17.5 \text{ TR}}$$

$$FOP = 1.5 \text{ HP/TR}$$

**Coeficiente 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.

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

$$COP = \frac{237000 \frac{KJ}{h}}{68547 \frac{KJ}{h}}$$

$$COP = 3.5$$

# CAPÍTULO 5

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

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

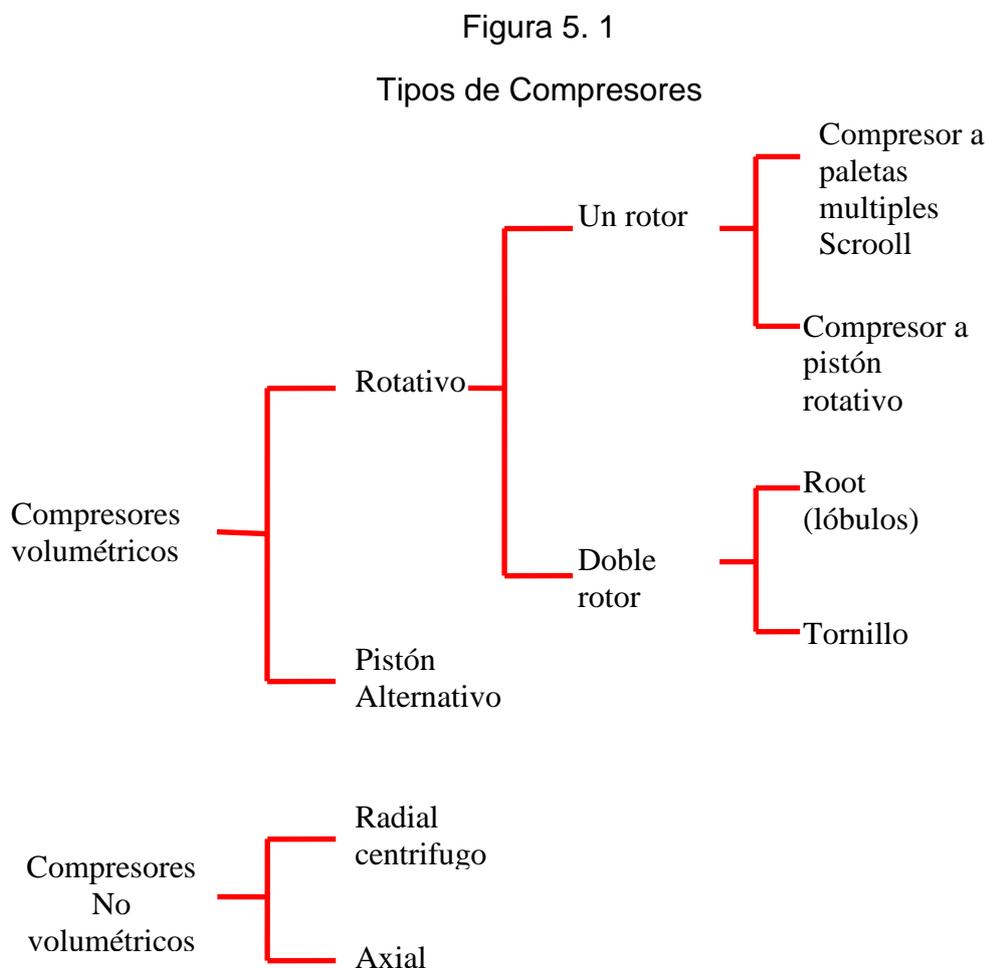
Mediante catálogos se seleccionara los elementos del sistema frigorífico, basándose en los principales parámetros calculados en los capítulos anteriores.

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

- Refrigerante seleccionado R404A
- (CRT) calor rechazado total por los evaporadores 57000 Kcal/h  
(17.5 TR)
- Potencia calorífica evacuada por el condensador 67000Kcal/h
- Temperatura de la cámara -20°C
- Temperatura de evaporación -24°C
- Temperatura de condensación 23°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.

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 utiliza los siguientes criterios:

- Para caudales menores a 1500 m<sup>3</sup>/hr es recomendable utilizar compresores volumétricos a Pistón alternativo.
- Para caudales superiores a 1000 m<sup>3</sup>/hr es recomendable utilizar los turbocompresores centrífugos.
- Para caudales intermedios entre los grupos anteriores, es recomendable usar compresores de tornillo.
- Para caudales extremadamente grandes, se usan compresores axiales, aunque estos son raramente utilizados.

Para este caso, se tiene un caudal volumétrico de 113 m<sup>3</sup>/hr, por lo que se seleccionara un compresor volumétrico de pistón alternativo.

Dicho compresor estará conectado a un motor eléctrico de 4 polos girando a 1750 RPM.

Si se tiene un diámetro de pistón de 110 mm, se tiene una carrera de 110mm.

Con estos datos, se puede calcular el número de pistones que tendrá el 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

- $Z = \text{número de cilindros}$
- $L = \text{Carrera del pistón}$
- $N = \text{RPM del motor}$
- $d = \text{diámetro del pistón}$

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

$$113 \text{ m}^3/\text{h} = 0.8 * \pi * \frac{0.11^2}{4} * 0.11 * Z * 1750 * 60$$

$$Z = 1.55 \approx 2 \text{ pistones}$$

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: circulación natural y circulación forzada.
- 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 sistema, se usara 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 baso en el CRT ( $Q_c$ ) que se calculo en la sección 4.6, el cual es de  $67000Kcal / h$ .

Con el cual se puede seleccionar del catalogo de BOHN el condensador requerido para rechazar dicho calor; en el ANEXO 2 se muestran los pasos a seguir para su selección.

El condensador seleccionado del APENDICE D tiene las siguientes especificaciones:

Tabla 18:

Condensador seleccionado

Marca	BOHN
Modelo	BRH 035
Refrigerante	R404A
$Q_c$ (CRT)	81 360 Kcal/h
Flujo de aire	586 MCM
Aletas por pulgada	12
Velocidad del motor de los ventiladores	1 140 RPM
$T_{\text{succión}}$	-20°C
$T_{\text{condensación}}$	23°C

Largo	3.18 m
Altura	1.22 m
Ancho	1.08 m
Peso	399Kg

Conexiones (Pulgadas)	
Entrada	salida
1 5/8	1 5/8

## 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 usa el catalogo de BOHN, APENDICE E, en el cual se entra con la TSS (-19°C) que es el punto 1 en el diagrama P – h figura 4.2.

Para la selección como referencia se basara en la capacidad frigorífica de la cámara la cual es de 57000 Kcal/h. (Anexo 2)

Para la cámara se usara cuatro evaporadores cada uno con una capacidad de 14200 Kcal/h, por lo tanto, el evaporador seleccionado tiene las siguientes especificaciones:

Tabla 19:  
Selección del evaporador

Marca	BOHN
Modelo	BHE V 640
Refrigerante	R404A
Capacidad	16 121 Kcal/h (4.7 TR)
Flujo de aire	22 400 m <sup>3</sup> /hora
Desescarchado	Resistencia eléctrica
Número de unidades	4
Numero de ventiladores	3

#### Dimensiones

Largo	2.13 m
Altura	0.945 m
Ancho	0.667 m
Peso	180 Kg

Conexiones (Pulgadas)		
liquido	Succión	drenaje
1 3/8 D.E*	2 1/8 D.E	1 1/4 **
* 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.

El diámetro es obtenido por medio de la ecuación de continuidad Ec. 5.2.

Tabla 20

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

Refrigerante	Líquido	Aspiración	Descarga
R404A	0.5 a 1.25	8 a 15	15 a 20

El valor recomendado para velocidades de gas refrigerante está entre 15 y 20 m/s, adoptamos 15 m/s.

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

$\dot{m}_r$  = flujo másico del refrigerante (esto para 4 evaporadores),  
450 Kg/h ó 0.12519 Kg/s.

$D_i$  = diámetro interior, m.

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

(0.81 MPa @ 10 °C), 42.01 Kg/m<sup>3</sup>. (De tabla 21)

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

Tabla 21

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	1328.03	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

$$D_i = 2 \sqrt{\frac{0.12519}{42.01 \times 15 \times \pi}} = 0.0159 \text{ m} = 16 \text{ mm}$$

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 22

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	31.113

			(0.813)	
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
<b>Fuente: PERRY, Manual del ingeniero Químico, Mc. Graw - Hill, 3a edición en español, 1992.</b>				

**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, adoptamos 0.5m/s. Los nuevos valores para la Ec. 5.2 son:

$$\dot{m}_r = 450 \text{ Kg/h} = 0.12519 \text{ Kg/s}$$

$D_i$  = diámetro interior, m.

$\rho$  = densidad del R404a en condiciones de líquido saturado (1.24 MPa @ 25 °C), 1043 Kg/m<sup>3</sup>. (De tabla 21)

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

$$D_i = 2 \sqrt{\frac{0.12519}{1043 \times 0.5 \times \pi}} = 0.0174 \text{ m} = 17 \text{ mm}$$

De acuerdo a la tabla 22 el diámetro nominal es de 7/8 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, seleccionamos 8 m/s, un valor conservador. Los nuevos valores para la Ec. 5.2 son:

$$\dot{m}_r = 450.71 \text{ Kg/h o } 0.12519 \text{ Kg/s.}$$

$D_i$  = diámetro interior, m.

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

saturado (0.1 MPa @ -45 °C), 5.41 Kg/m<sup>3</sup>. (De tabla 21)

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

$$D_i = 2 \sqrt{\frac{0.12519}{5.41 \times 8 \times \pi}} = 0.060 \text{ m} = 60 \text{ mm}$$

De acuerdo a la tabla 22 el diámetro nominal seleccionado es de 2-5/8 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:

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

Donde:

$h_f$  = Perdidas por fricción, m.

f = factor de fricción.

L = longitud total de tubería, 7.8 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, 14.5 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, 17 mm

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

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

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

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

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

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

$$L_e = 162 (17\text{mm}) = 2754 \text{ mm} = 2.75\text{m}$$

$$h_f = 0.027 \frac{(14.5 + 2.75)(0.5)^2}{(0.0174)^2(9.8)} = 0.35 \text{ m}$$

$$\Delta p = 0.35 \text{ m} \times 1048 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} = 366.8 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2} = 0.0367 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

**c) Tubería de succión o aspiración.-** La longitud se estimó en 20m (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, 20 m.

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

$D_i$  = diámetro interior de tubería, 60mm.

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

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

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

$$L_e = 8(30D_i) = 8 \times 30 \times 60\text{mm} = 14400\text{mm} = 14.4\text{m}$$

$$h_f = 0.027 \frac{(20 + 14.4)(8)^2}{(0.060)^2(9.8)} = 53m$$

$$\Delta p = 53m \times 5.41 \frac{Kg}{m^3} = 286.73 \frac{Kg}{m^2}$$

$$\Delta p = 0.0286 \frac{Kg}{cm^2}$$

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 liquido, 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 nuestras 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 se dejara expresado debido a que ya se calculo en la sección 5.7, como se tiene 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 trazaremos 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.**

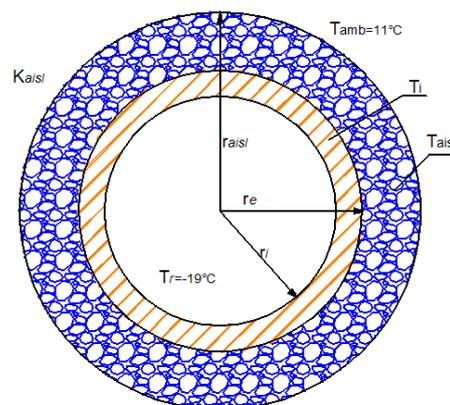
En esta sección se tratara el aislamiento de las tuberías del sistema de refrigeración. Es necesario colocar aislante térmico en las tuberías de aspiración para evitar el recalentamiento excesivo del fluido frigorígeno y en las tuberías de líquidos para evitar la evaporación del refrigerante antes de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

Figura 5. 2

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 evitara la condensación. Además de los datos para el cálculo de la temperatura superficial, necesitamos 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).

### **Aislamiento de la tubería de aspiración.**

Para la tubería de aspiración se tiene los siguientes datos:

Temp. Interior	: -19 °C
Temp. Ambiente	: 11 °C (284 K)
Humedad relativa	: 90 %
Diam. ext. Tubería sin aislamiento, $d_e$	: 0.0667 m (66.7mm)
Diam. int. Tubería sin aislamiento, $d_i$	: 0.0626 m (62.6mm)
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 6 °C; por lo tanto para evitar la condensación del vapor de agua en la superficie del tubo se establece en 7°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 usaremos las correlaciones desarrolladas por Mc.

Adams, quien encontró que la expresión empírica para el número de Nusselt tiene la siguiente forma:

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

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).

$$\beta = 1/284 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$t_f = \frac{t_\infty + t_r}{2} = \frac{11 \text{ } ^\circ\text{C} + (-19) \text{ } ^\circ\text{C}}{2} = -4 \text{ } ^\circ\text{C} = 269 \text{ K}$$

Tabla 23

Propiedades del aire a la temperatura de película aire a 269 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
1.3141	1006	1.7069x10 <sup>-5</sup>	1.2993x10 <sup>-5</sup>	0.0231	0.7373

$$Gr = \frac{(0.0667)^3 \cdot 9.8 \cdot (1/284) \cdot (11 - (-19))}{(1.2993 \times 10^{-5})^2} = 1819648.96$$

$$Nu = 0.525 (1819648.96 \times 0.7373)^{1/4} = 17.86$$

$$\alpha = \frac{Nu \cdot K}{d_e} = \frac{17.86 \times 0.0231}{0.0667} = 6.2 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°K}$$

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

Para el cálculo se va 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:

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

Tabla 24

Las propiedades del refrigerante vapor recalentado, ANEXO 4

A la temperatura media:  $[-19 + (-24)] / 2 = -21.5 \text{ °C}$  :

R404A, 251.5 °K

$\rho$ Kg/m <sup>3</sup>	$C_p$ J/Kg.K	$\mu$ Kg/m.S	K W/m.K	Pr
14.35	814.9	$4.651 \times 10^{-6}$	0.0101	0.374

$$v = \frac{\mu}{\rho} \quad \text{Ec. 5.8}$$

$$v = \frac{4.651 \times 10^{-6}}{14.34}$$

$$v = 0.726 \times 10^{-6} \text{ m/s}$$

La expresión que nos permite calcular en número de Reynolds es:

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\pi \rho d_i v} \quad \text{Ec. 5.9}$$

Recordemos que el flujo de refrigerante es 1 802 Kg/h o 0.5 Kg/s:

$$Re = \frac{4 \times 0.5}{\pi \times 14.35 \times 0.0626 \times 0.726 \times 10^{-6}}$$

$$Re = 975528.25$$

$$Nu = 0.023 (975528.25)^{0.8} \cdot (0.374)^{0.4} = 960$$

$$\alpha_r = \frac{Nu \cdot K}{d_i} = \frac{960 \times 0.0101}{0.0626} = 154.78 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

### **Cálculo del calor transmitido por unidad de longitud de tubería:**

La ecuación que nos permite hallar el calor cedido por unidad de longitud es:

$$\frac{Q}{L} = \alpha \cdot 2\pi r_{aisl} (t_{\infty} - t_e) \quad \text{Ec. 5.10}$$

$$\frac{Q}{L} = 6.2 \times 2 \times \pi \times r_{aisl} (11 - 7) = 155.82 r_{aisl} \text{ W/m}$$

**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:

$$\frac{Q}{L} = \alpha_r \cdot 2\pi r_{aisl} (t_i - t_r) = \frac{2\pi K_{cu} (t_e - t_i) Q}{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right) L}$$

$$\frac{Q}{L} = \frac{2\pi K_{aisl} (t_{aisl} - t_e)}{\ln\left(\frac{r_{aisl}}{r_e}\right)} \quad Ec. 5.11$$

Despejando  $t_i$ , nos queda:

$$\frac{Q}{L} = \frac{2\pi (t_{aisl} - t_r)}{\frac{1}{r_i \alpha_r} + \frac{1}{K_{cu}} + \frac{1}{K_{aisl}} \ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right) \ln\left(\frac{r_{aisl}}{r_e}\right)}$$

La expresión resultante para hallar el valor del radio externo del aislante, así como el espesor es:

$$r_{aisl} \ln \frac{r_{aisl}}{0.0626} + 0.0034192r_{aisl} - 0.03030 = 0$$

El valor de  $r_{aisl}$  que satisface esta ecuación es 0.0995 m, por lo tanto el espesor del aislamiento es:  $e$  (aislamiento) =  $r_{aisl} - r_e = 0.0995 - 0.0667/2 = 0.06615$  m = 6.6 cm

Por lo que finalmente se selecciona un espesor de 66 mm ó 2-1/2 pulgadas de espesor.

#### **Aislamiento de la tubería del líquido refrigerante:**

Esta comprende desde la salida del condensador hasta el subenfriador de líquido. Se utiliza como aislante la coquilla con un espesor de 66 mm; (2-1/2 pulg.) igual al calculado anteriormente, valor que es aceptado en la práctica.

### **5.8. Selección de los Dispositivos de Control y Anexos.**

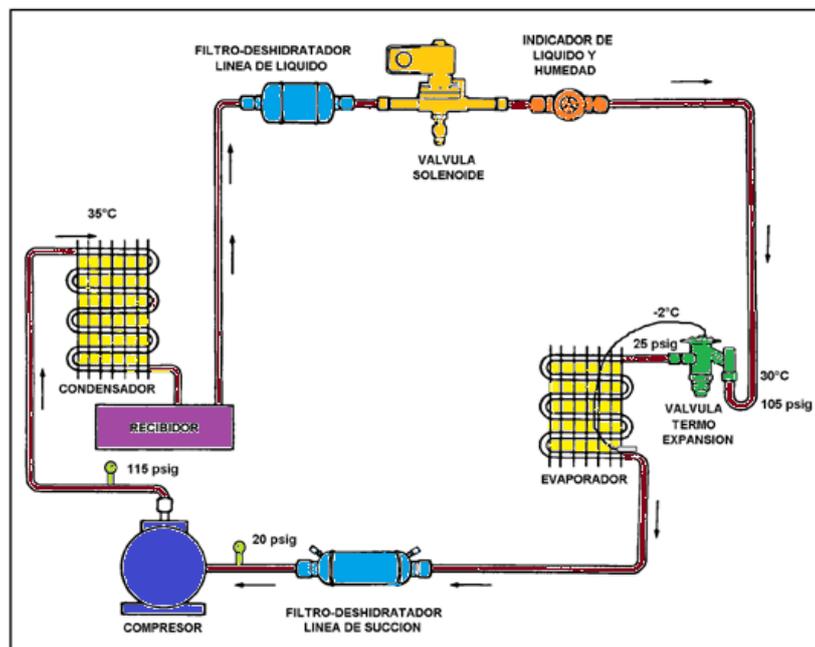
Los principales dispositivos que componen el circuito frigorífico y reguladores de variables externas a seleccionar son los siguientes:

- Separador de aceite
- Deshidratador
- Botella de líquido

- Visor
- Botella separadora de liquido - aceite
- Válvula de presión constante
- Válvula de retención (check valve)
- Válvula de expansión
- Válvula solenoide
- Termostato

Figura 5. 3

## Componentes Principales de la Instalación



## Válvula de expansión termostática

De los dos tipos de válvula de expansión se seleccionara 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 tiene 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 liquido (saturado).

**Para el dimensionamiento serán necesarios los siguientes datos:**

Capacidad de enfriamiento por cada evaporador: 15.35KW  
(14250Kcal/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, APENDICE F.

Para determinar la caída de presión a través de la válvula se parte 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, se tiene: 0.59 psi ó 0.04 bar.

La capacidad nominal de refrigeración se la obtiene a partir de la Ec.

5.12:

$$Q_n = Q_{evap} \times K_t \times K_{\Delta p} \quad Ec. 5.12$$

El valor de  $K_t$  lo se selecciona del APENDICE F al igual que el valor de  $K_{\Delta p}$ , para ello se calcula 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. El código es:

**TCLE-850SW40DL10X16**

### **Válvula 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 (14250 Kcal/h)
Temperatura de evaporación	: -24 °C
Sub-enfriamiento	: 5 K
Temperatura de líquido (Pto.3)	: 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:

$\Delta p = 0.75$  bar (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 emplea la ecuación 5.13:

$$Q_n = Q_{evap} \times K_t \times K \Delta p \quad Ec. 5.13$$

Reemplazando los valores en la Ec.5. 13:

$$Q_n = 15.35 \times 0.84 \times 0.45 = 5.8KW$$

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, se selecciona 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 este 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 obtiene el valor de  $K_t = 0.87$ , por lo tanto la capacidad nominal es:

$$Q_n = 15.35 \times 0.87 = 13.35 \text{ Kw}$$

Las series disponibles para los filtros son: ADK-plus, BFK y ADKS-plus.

Para la capacidad de arriba en la serie BFK se tiene:

**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 7/8 pulg. se tiene el MIA 078. Las especificaciones técnicas y dimensiones se encuentra en el APENDICE N.

### **Separador de aceite**

Para seleccionar el separador de aceite se tiene que 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, se tiene 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 puede seleccionar el OST-407 con conexión 7/8" y capacidad de 3.2 litros bridado en la parte inferior.

### **Válvula de presión 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 este caso interpolando (APENDICE Q) tenemos 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 *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.

### **Instalación.**

En esta sección se especificara 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 trabajará 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.

Para ello se elaboró el plano de la instalación de la Cámara Frigorífica: Automatización y Equipos del Sistema de Refrigeración.

Las siguientes acotaciones harán mención en relación con el plano.

**El evaporador** a utilizar es del tipo tumbado y quedara 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, tal cual lo muestran los planos de instalación.

**El condensador** seleccionado es enfriado por aire, la ubicación se detalla en el plano 1. 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  $1^\circ$  a la salida del evaporador, la tubería que baja a la aspiración del condensador es de 3/4 pulg. de diámetro, 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 tal como lo muestra el plano 1, 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 esta 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 las unidades evaporadoras.

**La 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 tal como se puede apreciar en el plano1.

**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 ver plano1.

**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, ver plano 1.

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, ver plano de instalación.

**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, ver planos.

**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, tal como podemos apreciar en el plano de instalación.

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, tal como podemos apreciar en el plano de instalación.

**La 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.

1. Se seleccionó este anteproyecto debido a que en la última década el brócoli ha mostrado un fuerte y constante crecimiento, por la gran demanda mundial existente en países tales como EEUU, Japón, Unión Europea, entre otros, debido sus propiedades anti cancerígenas.
2. La globalización exige productos de alta calidad. Por lo cual es necesario mantener las propiedades del producto desde su cosecha hasta su almacenamiento en cámaras. Para lo cual se debe desarrollar sistemas de almacenamiento frigorífico que conserven sus propiedades físico-químicas hasta su lugar de destino.
3. En el Ecuador la sierra reúne incomparables ventajas geográficas para la producción de un buen brócoli, dada su posición con respecto a los rayos del sol donde se posee una luz única en el mundo que pinta los floretes de un color verde intenso.

4. La cámara se ubicará dentro de un galpón industrial, para evitar una incidencia directa de la radiación solar sobre las paredes, disminuyendo así la transferencia de calor a través de la misma.
5. 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 eliminó de la instalación el aislamiento en el piso.
6. Se utilizó el refrigerante R404a, ya que presenta las propiedades más idóneas para las condiciones de funcionamiento del sistema frigorífico. Este refrigerante conjuntamente con el desarrollo tecnológico, pertenece al grupo de los llamados ecológicos que cumple con los requerimientos de minimizar el impacto ambiental.
7. Para la selección de los equipos en base a los parámetros de funcionamiento, se consultó los catálogos de los fabricantes Bohn. Para la selección de los dispositivos auxiliares y de control, se consultó a los fabricantes Emerson.
8. 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.

9. Usar aislamiento térmico principalmente en las tuberías de succión y descarga, para evitar pérdidas energéticas.

## 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.

**LEL y UEL**, 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 ambientes 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

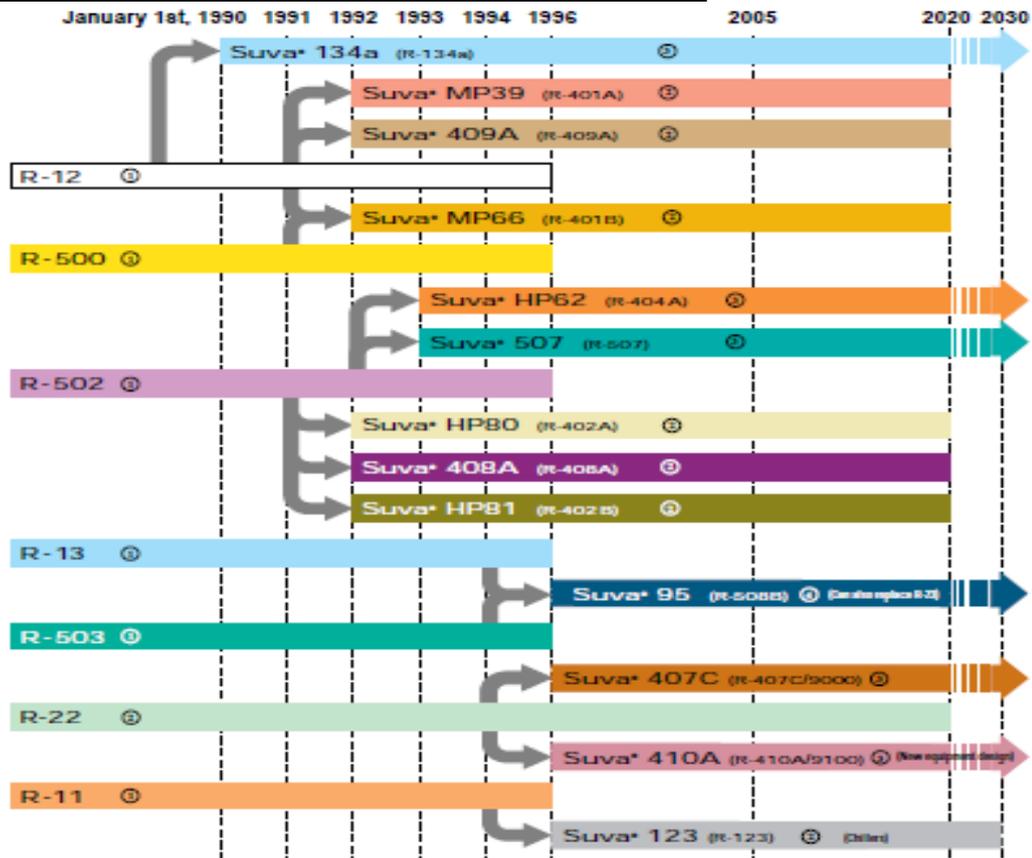
Guía General Para Reemplazamiento De Refrigerantes Du Pont – Suva

De CFC a un HCFC

De CFC ó HCFC a un HFC.



Guía General de Reemplazo:  
CFC a un HCFC;  
CFC o HCFC a un HFC



① CFC refrigerant

② HCFC refrigerant

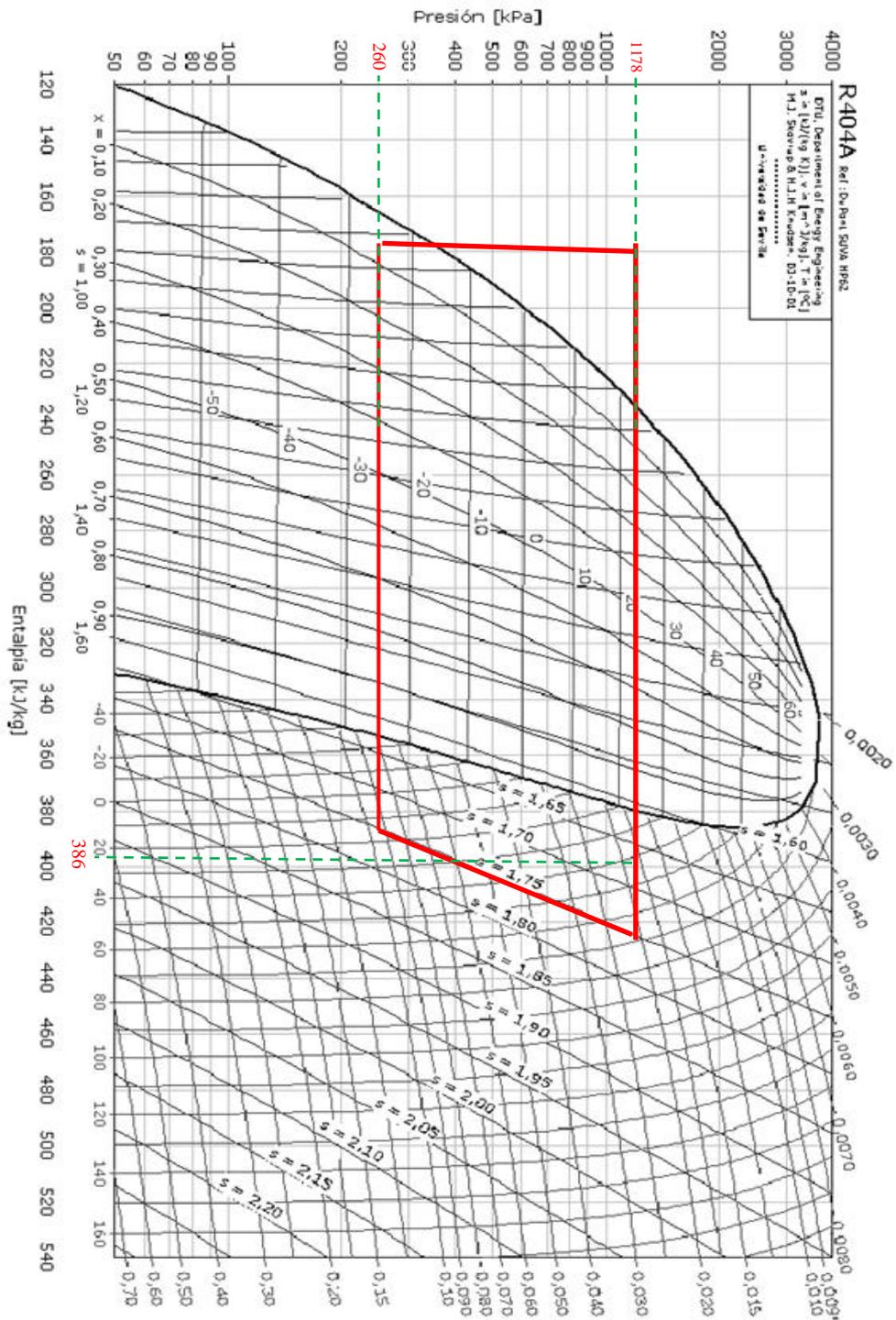
③ HFC refrigerant

④ PFC refrigerant

Suva® is a DuPont registered trademark.

## 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

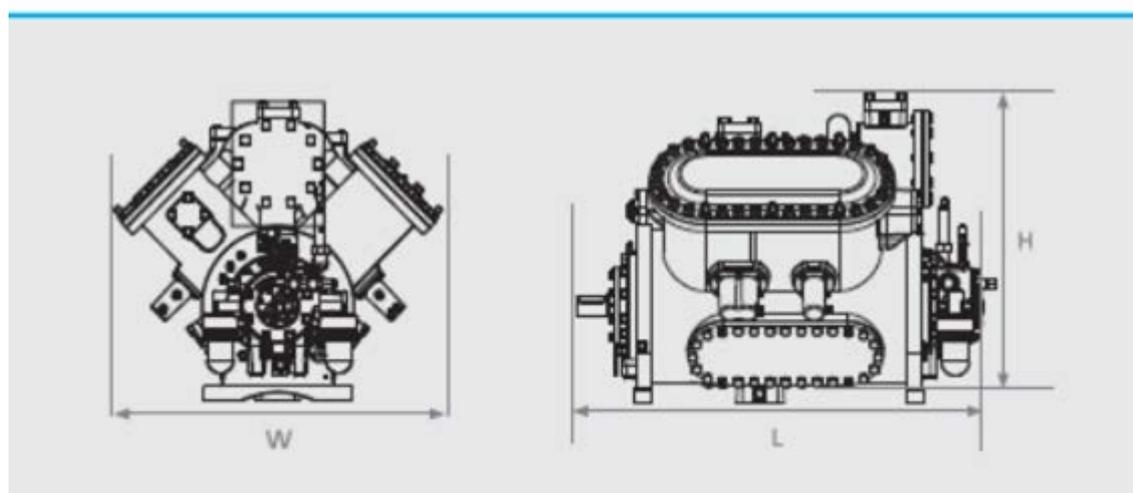
## Technical data and features

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

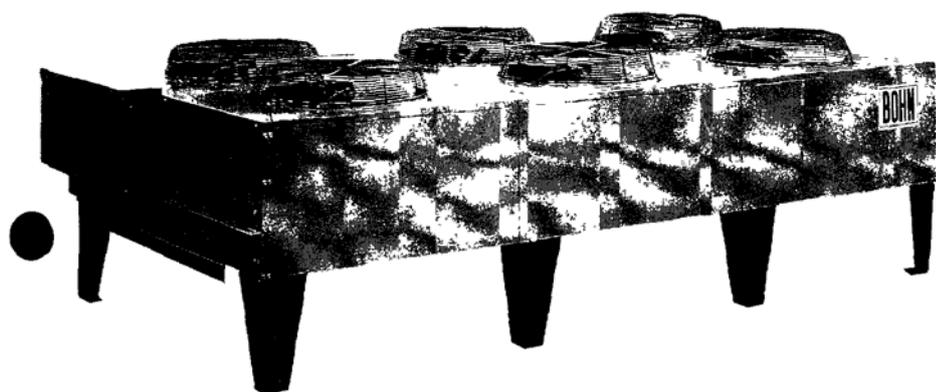
\* Theoretical swept volume based on max. speed of N =1500 min.<sup>-1</sup>\*\* Based on: 5K subcooling, 5K superheat (R404a: 15 K superheat), max. speed for synth. Refrigerants <1200min.<sup>-1</sup>\*\*\* NH<sub>3</sub> refr.: data based on openflash gas cooling and liquid expansion (Grasso system 'C')

\*\*\*\* Synt. 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	932	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	746
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	3523	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	86398	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	393955	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	6693	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	294952	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	317632	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	1 x 2	3514	39013	52645	70277	105290	3584	35768	53652	71788	107557
031		035	4073	40806	61209	81360	122166	4156	41562	62468	83123
041	1 x 3	5267	52645	79093	105290	157934	5375	53652	80604	107557	161209
045		★ 049	6108	60957	91688	122166	183123	6232	62217	93451	124685
053	1 x 4	7028	70277	105290	140554	210579	7166	71788	107557	143325	215113
061		★ 065	8144	81360	122166	162972	244332	8310	83123	124685	166247
071	1 x 5	8846	88413	132746	176826	265491	9028	90176	135516	180604	270781
075		079	10378	103778	155667	207557	311335	10589	105793	158942	211839
089	1 x 6	12451	124433	186650	249118	373552	12705	126952	190880	254156	381108
097		107									
<b>Doble Hilera de Ventiladores</b>											
046	2 X 2	5264	52645	79093	105290	157934	5373	53652	80604	107557	161209
054	2 X 2	7028	70277	105541	140554	210891	7171	71788	107557	143326	215113
060		★ 066	8146	81360	122166	162972	244332	8312	83123	124685	166247
070	2 X 3	10534	105290	157934	210579	315889	10748	107557	161209	214861	322418
080		★ 086	12212	122166	183123	244332	366247	12461	124685	186902	249118
090	2 X 4	14045	140554	210579	280856	421411	14332	143325	215113	286850	429975
106		★ 132	16285	162972	244332	325693	488685	16617	166247	249370	332242
120	2 X 5	17689	176826	265491	353904	530730	18053	180604	270781	360957	541582
152		★ 168	20753	207557	311335	415113	622670	21176	211839	317632	423426
162	2 X 6	24899	249118	373552	497985	747103	25408	254156	381108	508080	762217
178		★ 202									
194	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

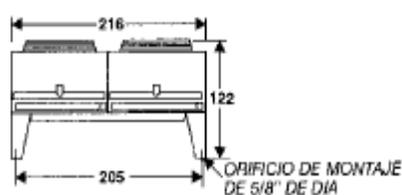
Vistas Laterales



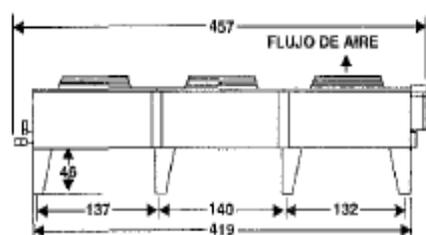
Una Hilera de Ventiladores



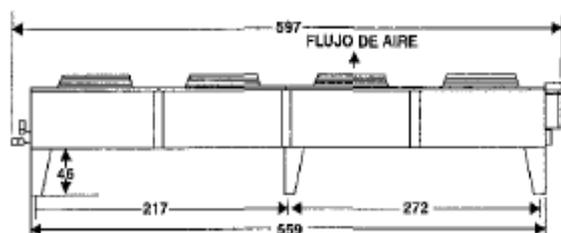
1 x 2  
2 x 2



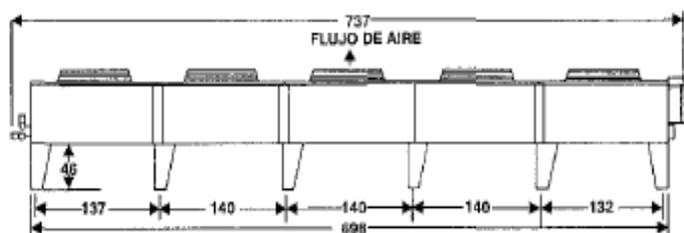
Doble Hilera de Ventiladores



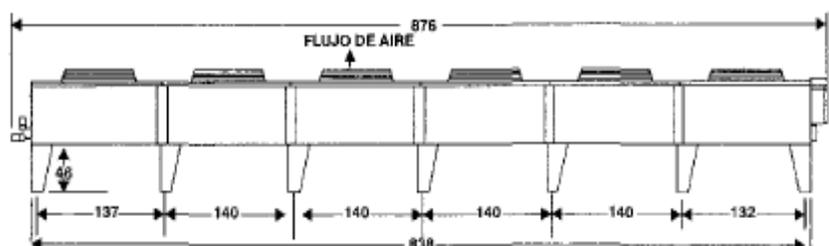
1 x 3  
2 x 3



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 THERM  
REGISTRO ISO 9001:2000  
No. DE ARCHIVO: A5405

## Capacidades y Datos Eléctricos 60 Hz deshescarchado

Deshescarchado Eléctrico Modelo	Capacidad BTUH /kcalHr 10 °F(5.55 °C)DT 20 °F(-28.9 °C) TSS	Datos del Ventilador						Datos del Motor Estándar								Resistencia deshescarchado			
		PCM/ m <sup>3</sup> /Hr Estándar	No.	Dia. Pulg/mm	Tiro de Aire (pies/in)		HP cu	Amps. Totales								Watts	Amps. Totales		
					Std.	C/Collar		208- 230/1/60		460 11/60		460	575	208-230	460		575		
1 Fase	3 Fases	208-230 3/60	1 Fase	3 Fases	3/60	3/60	3/60	3/60											
<b>MODELOS DE 6 APP</b>																			
BHE 450	45000 11335	9400 16000	2	24	70	85	1/2+	6.4	—	5.2	3.4	—	2.6	1.8	9900	27.5	13.9	11.1	
BHE 550	55000 13854	9000 15300	2	24	70	85	1/2+	6.4	—	5.2	3.4	—	2.6	1.8	9900	27.5	13.9	11.1	
BHE 640	64000 16121	13200 22400	3	24	70	85	1/2+	—	5.5	7.8	—	3.0	3.9	2.7	12900	35.8	18.1	14.5	
BHE 740	74000 18640	12600 21400	3	24	70	85	1/2+	—	5.5	7.8	—	3.0	3.9	2.7	12900	35.8	18.1	14.5	
BHE 810	81000 20403	17609 29900	4	24	70	85	1/2+	—	8.7	10.4	—	4.7	5.2	3.6	17050	47.8	24.3	19.1	
BHE 950	95000 23929	16800 26600	4	24	70	85	1/2+	—	8.7	10.4	—	4.7	5.2	3.6	17050	47.8	24.3	19.1	
BHE 1020	102000 25693	21900 37200	3	30	100	15	1	—	—	13.8	—	—	6.9	7.8	21400	64.2	32.1	22.8	
BHE 1200	120000 30227	20700 35200	3	30	100	115	1	—	—	13.8	—	—	6.9	7.8	21400	64.2	32.1	22.8	
BHE 1390	139000 35013	24300 41300	3	30	100	115	1 1/2	—	—	19.8	—	—	9.9	7.8	21400	64.2	32.1	22.8	
BHE 1650	165000 41562	26550 45100	3	30	120	140	1 1/2	—	—	21.0	—	—	10.5	8.4	37100	95.6	47.8	38.2	
BHE 2120	212000 53401	35400 60200	4	30	120	140	1 1/2	—	—	28.0	—	—	14.0	11.2	49600	128.4	70.00	56.0	
<b>MODELOS DE 4 APP</b>																			
BHL 400	40000 10076	9800 16700	2	24	70	85	1/2+	6.4	—	5.2	3.4	—	2.6	1.8	9900	27.5	13.9	11.1	
BHL 480	48000 12091	9400 16000	2	24	70	85	1/2+	6.4	—	5.2	3.4	—	2.6	1.8	9900	27.5	13.9	11.1	
BHL 560	56000 14106	13800 23500	3	24	70	85	1/2+	—	5.5	7.8	—	3.0	3.9	2.7	12900	35.8	18.1	14.5	
BHL 650	65000 16373	13200 22400	3	24	70	85	1/2+	—	5.5	7.8	—	3.0	3.9	2.7	12900	35.8	18.1	14.5	
BHL 710	71000 17884	18400 31300	4	24	70	85	1/2+	—	8.7	10.4	—	4.7	5.2	3.6	17050	47.8	24.3	19.1	
BHL 840	84000 21159	17600 29900	4	24	70	85	1/2+	—	8.7	10.4	—	4.7	5.2	3.6	17050	47.8	24.3	19.1	
BHL 890	89000 22418	22800 38800	3	30	100	115	1	—	—	13.8	—	—	6.9	7.8	21400	64.2	32.1	22.8	
BHL 1050	105000 26448	21600 36700	3	30	100	115	1	—	—	13.8	—	—	6.9	7.8	21400	64.2	32.1	22.8	
BHL 1220	122000 30730	25200 42800	3	30	100	115	1 1/2	—	—	19.8	—	—	9.9	7.8	21400	64.2	32.1	22.8	
BHL 1440	144000 36272	27600 46900	3	30	120	140	1 1/2	—	—	21.0	—	—	10.5	8.4	37100	95.6	47.8	38.2	
BHL 1860	186000 46851	36800 62600	4	30	120	140	1 1/2	—	—	28.0	—	—	14.0	11.2	49600	128.4	70.00	56.0	

**60 Hz**

\* Los motores a 208-230/3/60 y 460/3/60 son de 3/4 HP

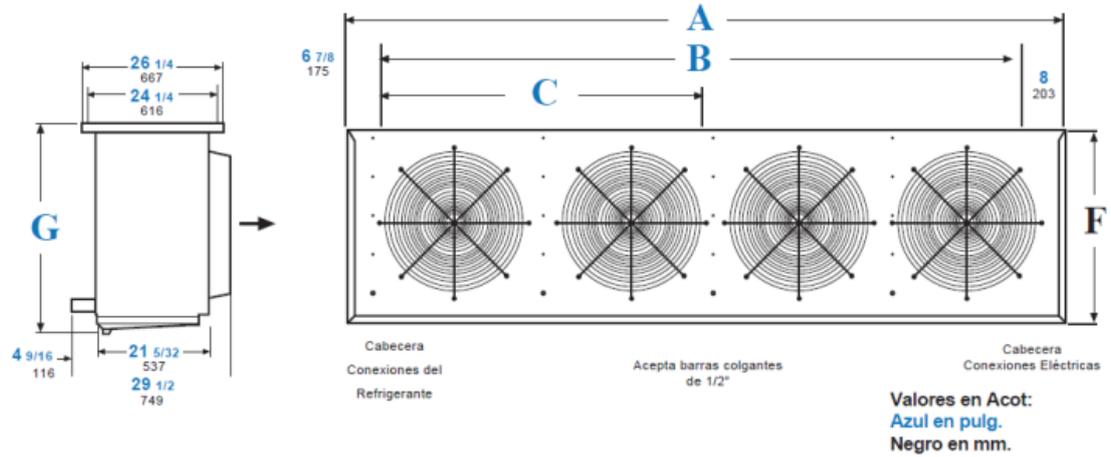
## Especificaciones - Deshescarchado Eléctrico

Deshescarchado Eléctrico Modelo	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	280 130
550	2	1-1/8 DE	1-5/8 DE	1/4 DE	1-1/4 RTH	310 140
640	3	1-3/8 DE	2-1/8 DE	1/4 DE	1-1/4 RTH	405 180
740	3	1-3/8 DE	2-1/8 DE	1/4 DE	1-1/4 RTH	445 200
810	4	1-3/8 DE	2-1/8 DE	1/4 DE	1-1/4 RTH	535 240
950	4	1-3/8 DE	2-1/8 DE	1/4 DE	1-1/4 RTH	585 270
1020	3	1-3/8 DE	2-1/8 DE	1/4 DE	1-1/4 RTH	753 340
1200	3	1-3/8 DE	2-1/8 DE	1/4 DE	1-1/4 RTH	815 370
1390	3	1-3/8 DE (2 conex.)	2-1/8 DE (2 conex.)	1/4 DE (2 conex.)	1-1/4 RTH	865 390
1650	3	1-3/8 DE	2-5/8 DE	1/4 DE	1-1/4 RTH	1175 530
2120	4	1-5/8 DE	2-5/8 DE	1/4 DE	1-1/4 RTH	1620 730
<b>MODELOS DE 4 APP</b>						
400	2	1-1/8 DE	1-5/8 DE	1/4 DE	1-1/4 RTH	227 130
480	2	1-1/8 DE	1-5/8 DE	1/4 DE	1-1/4 RTH	306 140
560	3	1-3/8 DE	2-1/8 DE	1/4 DE	1-1/4 RTH	400 180
650	3	1-3/8 DE	2-1/8 DE	1/4 DE	1-1/4 RTH	440 200
710	4	1-3/8 DE	2-1/8 DE	1/4 DE	1-1/4 RTH	528 240
840	4	1-3/8 DE	2-1/8 DE	1/4 DE	1-1/4 RTH	578 260
890	3	1-3/8 DE	2-1/8 DE	1/4 DE	1-1/4 RTH	744 340
1050	3	1-5/8 DE	2-1/8 DE	1/4 DE	1-1/4 RTH	805 370
1220	3	1-3/8 DE (2 conex.)	2-1/8 DE (2 conex.)	1/4 DE (2conex.)	1-1/4 RTH	854 390
1440	3	1-3/8 DE	2-5/8 DE	1/4 DE	1-1/4 RTH	1160 530
1860	4	1-5/8 DE	2-5/8 DE	1/4 DE	1-1/4 RTH	1600 730

\*RTH = Conexion roscadas hembra

**Dimensiones**

Figura 1.



Modelo	Desdeshinchado por aire		Desdeshinchado 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**

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	4 APP								
450-950	400-840	850	1/2+	70/21	85/26	1750	2	85/26	100/30
1020-1390	890-1220	850	1 y 1 1/2	100/30	115/35	1750	3	110/34	130/40
1650-2120	1440-1860	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 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 termostáticos y cuerpos intercambiables	76
<b>ZZ</b>	1,9 a 81,2	-45 a -120	Aplicación en temperaturas bajas	Orificios, elementos termostáticos y cuerpos intercambiables	81
<b>L</b>	2,0 a 154	+30 a -50	Inyección de líquido Control recalent.	Orificios, elementos termostáticos y cuerpos intercambiables	84
<b>935</b>	5,2 a 43,5	+30 a -45	Inyección de líquido Control de Temp.	Orificios, elementos termostáticos 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)).

$$Q_n = Q_s \times K_t \times K_{\Delta p}$$

$Q_n$ : Capacidad nominal de la válvula       $K_t$ : Factor de corrección de temperatura de evaporación y de líquido

$Q_s$ : 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

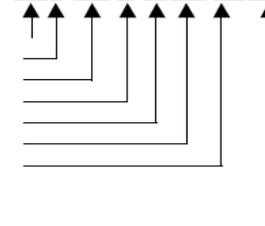


TCLE

#### 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	35,8	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
TIRE	31 MW	135	45 HW	174	34 SW	120	42 NW	188	X 9117-B9B
	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

Código	MOP 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	

La cap. nominal  $Q_e$  está basada en las siguientes condiciones:

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

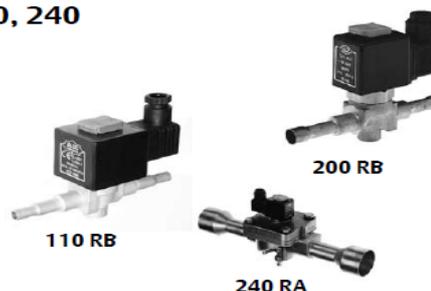
Normalmente cerradas

#### 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 16T11y RA 20 están provistas de marca CE acorde a PED



#### Datos de capacidad

Tipo	Líquido				Gas caliente				Gas de aspiración				Valor kv m <sup>3</sup> /h	Δp min bar
	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	29,5	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	10	3/8
200 RB 3	T3	801 239	10	3/8
	T3	801 176	10	
200 RB 4	T3	801 190		3/8
	T4	801 178	12	
	T4	801 179		1/2
200 RB 6	T4	801 182	12	
	T4	801 183		1/2
	T5	801 186	16	5/8
240 RA 8	T5	801 160		5/8
	T7	801 143	22	7/8
240 RA 9	T5	801 161	16	5/8
	T7	801 162	22	7/8
240 RA 12	T9	801 142		1-1/8
	T7	801 163	22	7/8
	T9	801 144		1-1/8
240 RA 16	T9	801 164		1-1/8
	T11	801 166	35	1-3/8
240 RA 20	T11-M	801 172	35	1-3/8
	T13-M	801 224	42	
	T13-M	801 173		1-5/8
	T17-M	801 174	54	2-1/8

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 $K_p$															
$\Delta p$ (bar)	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75
$K_p$	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 reateo
- Adaptados para altas intensidades de trabajo. Máxima Intensidad de rotor bloqueado 144 amps (LRA)
- Contactos SPDT estándar, con el mismo régimen 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 $\Delta T$				Carga	Tipo

#### Termostatos con ajuste por la parte superior

##### Termostatos sin conmutador selector

Tipo	Nº pedido	Punto de Ajuste Superior	Diferencial $\Delta T$	Pto. Ajuste mínimo	Ajuste Fábrica	Max. Temp. Bulbo	Sensor Temperatura	Tipo
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	bulbo
TS1-A5F	4 458 400	+20 ... +60	3 ... 10	+10	+35 / +30			

##### Termostatos con conmutador selector

Tipo	Nº pedido	Punto de Ajuste Superior	Diferencial $\Delta T$	Pto. Ajuste mínimo	Ajuste Fábrica	Max. Temp. Bulbo	Sensor Temperatura	Tipo
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

Tipo	Nº pedido	Punto de Ajuste Superior	Diferencial $\Delta T$	Pto. Ajuste mínimo	Ajuste Fábrica	Max. Temp. Bulbo	Sensor Temperatura	Tipo
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 fijo	+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°C a +65°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°C y temperatura de evaporación de -15°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°C/+30°C (R 744: -40°C/-10°C):

$Q_a = Q_s \times K_t$      
  $Q_a$ : Capacidad de flujo refrigerante  
 $Q_s$ : 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	1,54	1,59	1,65	1,70			
	55	1,20	1,22	1,25	1,28	1,31	1,34	1,38	1,4	1,45	1,50	1,54			
	50	1,11	1,14	1,16	1,19	1,21	1,24	1,27	1,3	1,34	1,38	1,42			
	45	1,04	1,06	1,09	1,11	1,13	1,16	1,18	1,2	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	1,0	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	0,9	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	1,9	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	1,1	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	1,0	1,03	1,06	1,09	1,12	1,16	1,20
	25	0,80	0,81	0,82	0,84	0,86	0,88	0,9	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	0,8	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

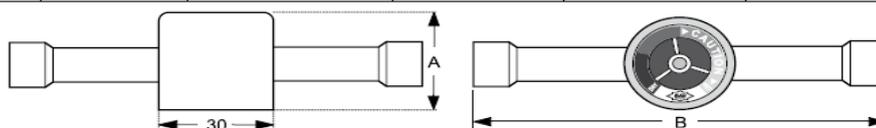
- Totalmente hermético
- Carcasa de acero inoxidable anticorrosión
- Elemento indicador de cristal de gran durabilidad y fiabilidad
- Fácil determinación del contenido de humedad por un indicador sensible con cuatro colores calibrados
- Indicación del contenido de humedad según la recomendación de ASERCOM
- 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
<del>OSH-405</del>	<del>881 599</del>	<del>3/8"</del>			<del>10.7</del>	<del>13.1</del>	<del>19.1</del>	<del>2.4</del>
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	1-7/8"			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"	Cat. II	Módulo D1	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			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"	Cat. I	Módulo D1*	7.0	4.9	7.3	1.8
OST-405	881 861	3/8"			18.7	13.1	19.4	2.6
OST-407	881 862	7/8"			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	1-7/8"			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

### REGLADORES DE PRESION DE EVAPORACION SERIE PRE Y DE PRESION DE ASPIRACION SERIE PRC.

Alco Controls

#### 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"	3,0	4,5	4,5	4,8
PRE - 11B	800 381	22 mm - 7/8"				
PRE - 21C	800 382	28 mm	7,4	11,1	11,1	11,9
PRE - 21D	800 383	1 - 1/2"				

\* 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:  $Q_e = Q_n \times K_t$   $Q_n$ : Capacidad nominal de la válvula  $Q_e$ : Capacidad de enfriamiento requerida

Refrigerante	Temperatura de condensación °C	Factor de Corrección $K_t$				
		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.

		<i>recibidores horizontales</i>				<b>HR</b>	
Capacidad de Bombeo (R-22 lib)	Peso de Embarque (lib)	Dimensiones (pulg)		Conexiones (pulg)			
		Díametro	Largo	Entrada (di)	Salida (di)		
16	19	5	28	3/4	3/4	285	
25	24	6	30	3/4	3/4	306	
31	31	6	36	3/4	3/4	366	
39	42	6 3/4	38	3/4	3/4	3865	
48	45	8 3/4	28	1 1/4	3/4	2885	
62	65	8 3/4	36	1 1/4	3/4	3685	
73	71	8 3/4	42	1 1/4	3/4	4285	
84	77	8 3/4	48	1 1/4	1 1/4	4885	
106	108	8 3/4	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 3/4	1 3/4	96105	
180	182	12 3/4	48	1 3/4	1 3/4	48122	
227	218	12 3/4	60	1 3/4	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	1,000	24	96	3 3/4	3 1/4	96241	
1,624	1,250	24	120	4 1/4	3 3/4	12241	
2,576	1,800	30	120	4 3/4	3 3/4	12301	

		<i>recibidores con menzulas y valvulas</i>				<b>RBV</b>	
Capacidad de Bombeo (R-22 lib)	Peso de Embarque (lib)	Dimensiones (pulg)		Conexiones (pulg)			
		Díametro	Largo	Entrada (di)	Salida (di)		
16	24	5	28	3/4	3/4	RBV-285	
31	35	6	36	3/4	3/4	RBV-366	
39	45	6 3/4	38	3/4	3/4	RBV-3865	
62	69	8 3/4	36	3/4	3/4	RBV-3685	
73	75	8 3/4	42	1 1/4	1 1/4	RBV-4285	
94	117	10 3/4	36	1 3/4	1 3/4	RBV-36105	
128	145	10 3/4	48	1 3/4	1 3/4	RBV-48105	
162	170	10 3/4	60	1 3/4	1 3/4	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 3/4	1 3/4	RBV-72145	
444	448	14	96	1 3/4	1 3/4	RBV-96145	
586	510	16	96	2 1/4	2 1/4	RBV-96166	

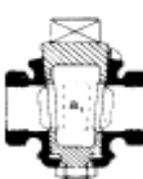
## APÉNDICE S

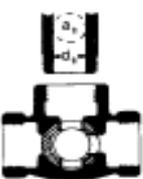
### CARACTERÍSTICAS DEL FLUJO EN VALVULAS, ACCESORIOS Y TUBERIAS.

**A-24. TABLA DEL FACTOR "K" (página 4 de 4)**  
 Coeficientes de resistencia (K) válidos para válvulas y accesorios

#### VÁLVULAS DE MACHO Y LLAVES

Paso directo                      tres entradas





Si:  $\beta = 1$ ,  $K_s = 18 f_T$       Si:  $\beta = 1$ ,  $K_s = 30 f_T$       Si:  $\beta = 1$ ,  $K_s = 90 f_T$   
 Si:  $\beta < 1$        $K_s = \text{Fórmula 6}$

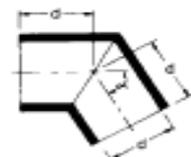
#### CODOS ESTÁNDAR




$K = 30 f_T$                        $K = 16 f_T$

---

#### CURVAS EN ESCUADRA O FALSA ESCUADRA



$\alpha$	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>

#### CONEXIONES ESTÁNDAR EN "T"



Flujo directo . . . . .  $K = 20 f_T$   
 Flujo desviado a 90° . . .  $K = 60 f_T$

#### CURVAS Y CODOS DE 90° CON BRIDAS O CON EXTREMOS PARA SOLDAR A TOPE



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>

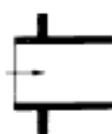
El coeficiente de resistencia  $K_{90}$ , para curvas que no sean de 90° puede determinarse con la fórmula:

$$K_B = (n - 1) \left( 0.25 \pi f_T \frac{r}{d} + 0.5 K \right) + K$$

$n$  = número de curvas de 90°  
 $K$  = coeficiente de resistencia para una curva de 90° (según tabla)

#### ENTRADAS DE TUBERÍA

Con resalte  
Hacia el interior



$K = 0.78$

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

\*de cantos vivos

A tope



Véanse los valores de K en la tabla

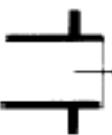
#### CURVAS DE 180° DE RADIO CORTO



$K = 50 f_T$

#### SALIDAS DE TUBERÍA

Con resalte



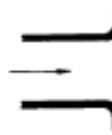
$K = 1.0$

De cantos vivos



$K = 1.0$

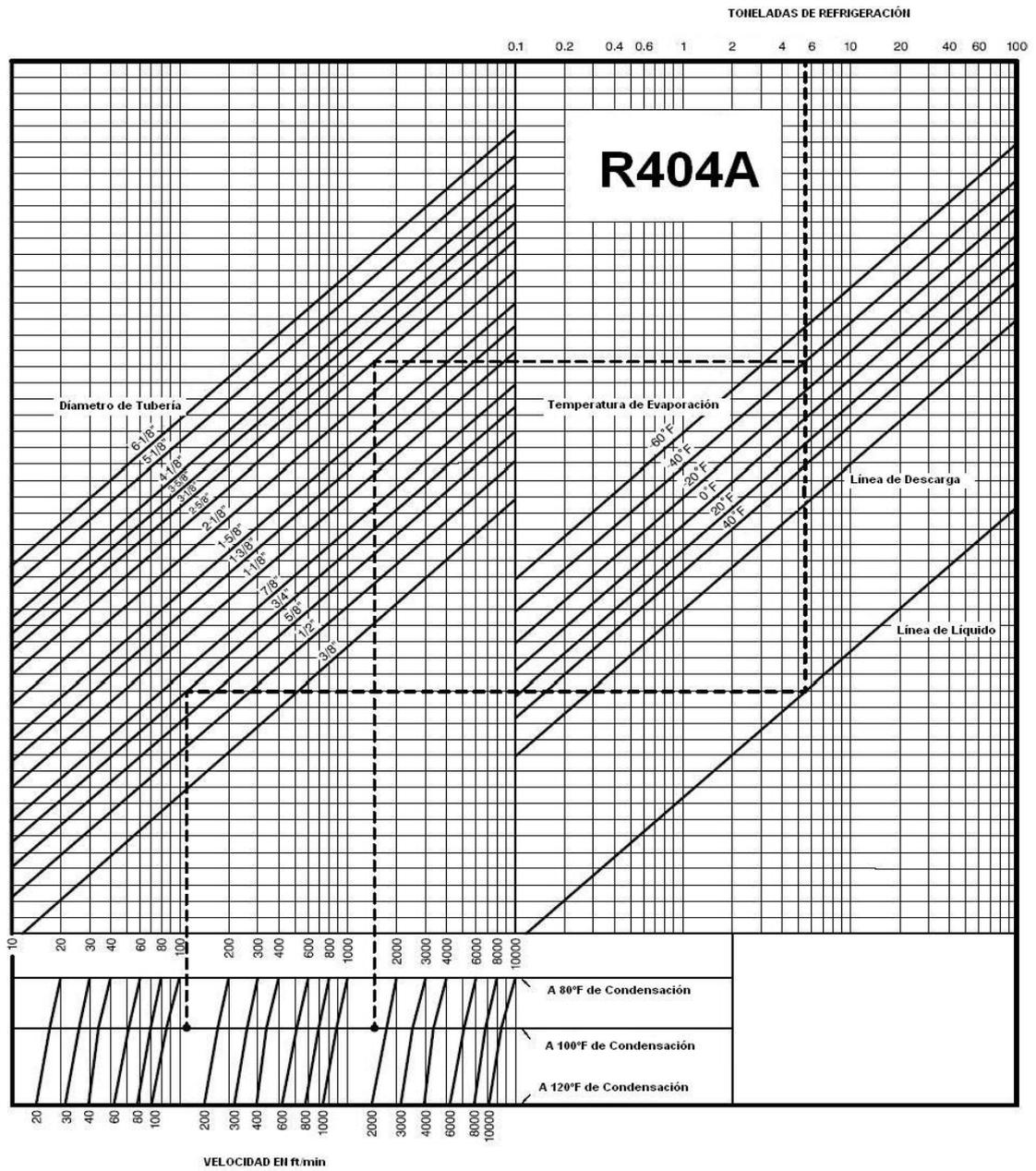
Redondeada



$K = 1.0$

## APÉNDICE T

### VELOCIDAD EN LAS TUBERIAS PARA EL REFRIGERANTE R404A.

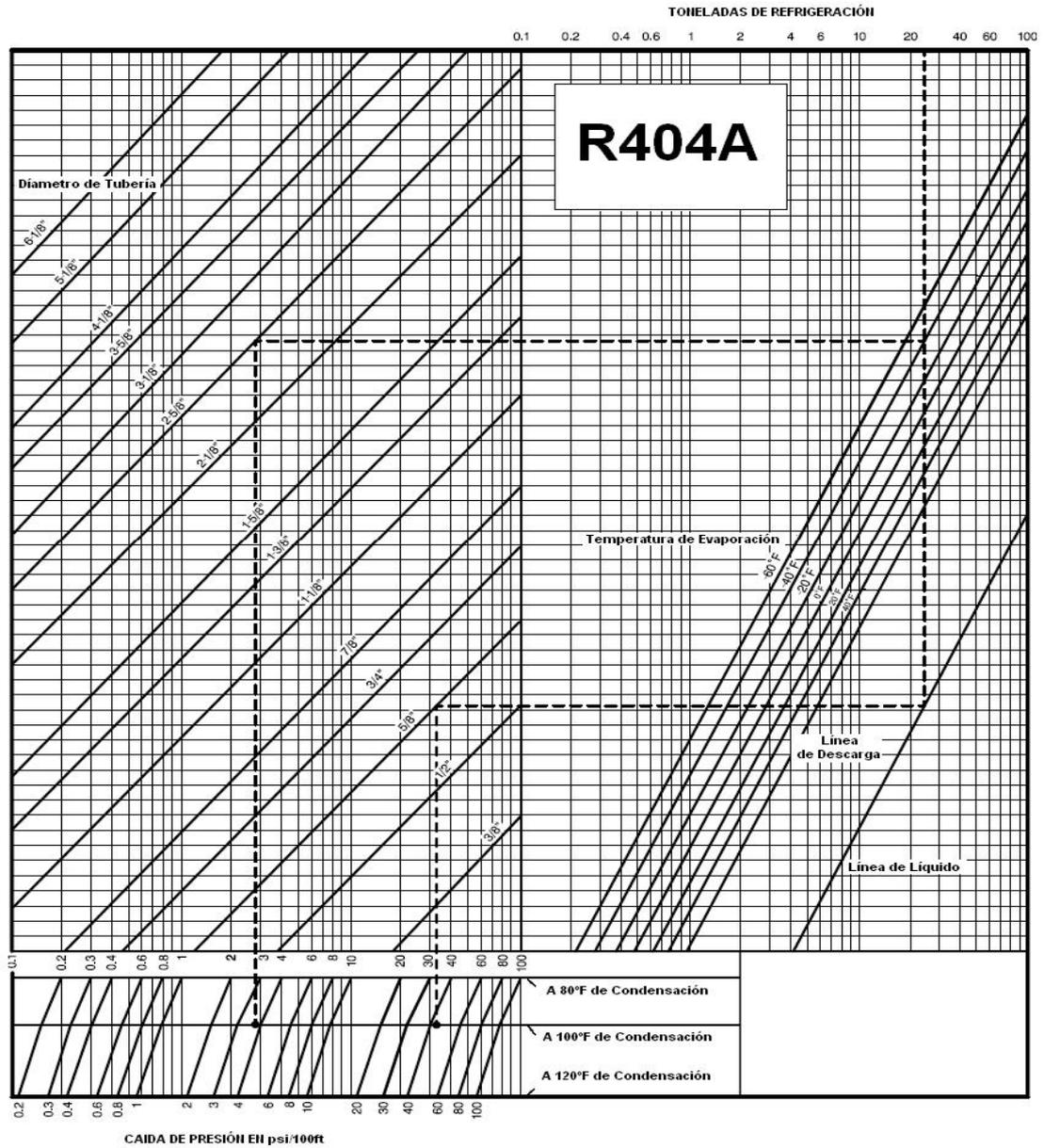


Referencia.- Reporte Técnico T-HP62-ENG  
(Dupont Suva Refrigerants). Diciembre/1993

## 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 2

### CALCULO DEL CONDENSADOR

Para Seleccionar el condensador por medio del Catalogo de Bohn, es necesario seguir los siguientes pasos:

Datos de entrada:

CRT	67000 $Kcal/h$
Temperatura de evaporación	-24°C
Temperatura de condensación	23°C
Temperatura ambiente	11°C
Altitud	2750 m

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

$$CRT_{\text{corregido}} = 1.17 * 67000 \text{ Kcal}/h = 78\ 432 \text{ Kcal}/h$$

2. Calcular el DT (temperatura de diseño)

$$DT = \text{Temp. Condensacion} - \text{Temp. Ambiente}$$

$$DT = 23 - 11 = 12^{\circ}C$$

### 3. Selección del condensador.

Las capacidades para condensadores de una hilera se encuentran en el APENDICE D con el CRT del paso 1 ( $78\,432\text{ Kcal}/h$ ) se selecciona el modelo BRH 035 que tiene un

$$CRT = 81\,360\text{ Kcal}/h$$

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

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

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

Donde:

$Q_c$ : Calor rechazado por el condensador.

S: Es la superficie de transferencia del condensador.

K: Coeficiente global de transferencia de calor, que para evaporación forzada por tubos lisos está entre 200 a  $300\text{ KCal}/m^2 \cdot h \cdot ^{\circ}C$  y para tubos con aletas entre 100 a  $150\text{ KCal}/m^2 \cdot h \cdot ^{\circ}C$ .

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

$$S = \frac{67\,000 \text{ Kcal/h}}{125 \text{ KCal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C} * (23 - 11) \text{°C}} = 44.69 \text{ m}^2$$

En el APENDICE D se selecciono el modelo BRH 035. A modo de comparación este modelo tiene un  $CRT = 81\,360 \text{ Kcal/h}$

$$S = \frac{81\,360 \text{ Kcal/h}}{125 \text{ KCal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C} * (23 - 11) \text{°C}} = 54.24 \text{ m}^2$$

Este modelo si cumple con el área de transferencia de calor que se necesita.

### **CÁLCULO DEL EVAPORADOR**

Calculo del área de transferencia de calor.

Se usara la siguiente ecuación:

$$S = \frac{Q_{total}}{K * \Delta T}$$

Donde:

$Q_{total}$ : Calor rechazado por los evaporadores.

S: Es la superficie de transferencia del evaporador.

K: Coeficiente global de transferencia de calor del evaporador. Para circulación forzada a través de tubos lisos está entre 3 a  $40 \text{KCal}/\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$  y para tubos aleteados de 14 a  $20 \text{KCal}/\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$

$\Delta T$ : La diferencia de temperatura promedio del medio a enfriar y la temperatura de vaporización del refrigerante.

$$S = \frac{57000 \text{Kcal}/\text{h}}{14 \text{KCal}/\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C} * (-20 - (-24))^\circ\text{C}} = 1\,012.06 \text{m}^2$$

Dividiendo S para el número de evaporadores (4Eva.) se tiene:

$$S = 253 \text{m}^2$$

En el APENDICE E se seleccionó el modelo BHE 640 que posee una capacidad de  $16\,121 \text{Kcal}/\text{h}$

$$S = \frac{16\,121 \text{Kcal}/\text{h}}{14 \text{KCal}/\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C} * 4^\circ\text{C}} = 287.88 \text{m}^2$$

Este modelo si cumple con el área de transferencia de calor que se necesita.

### ANEXO 3

Según la CORPEI: se encuentra que el mercado mundial de brócoli ha crecido, durante los últimos diez años, a una tasa promedio de 6 % que es significativa en comparación con otros productos o bienes, que se han visto reducido su crecimiento.

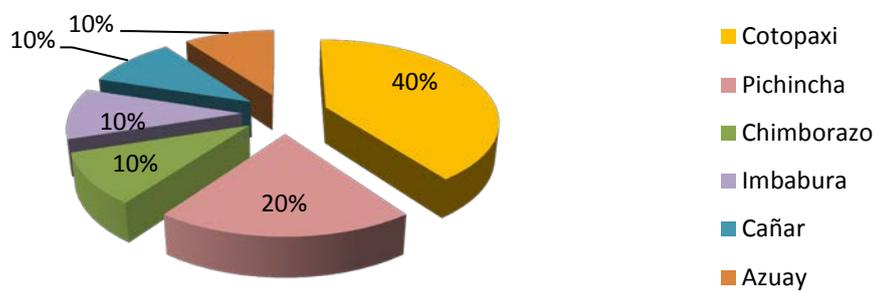
Por los siguientes factores:

- La marcada tendencia mundial hacia el consumo de productos naturales.
- Los beneficios de salud que se le atribuyen al brócoli.
- La amplia aceptación de sabor y variedad de usos culinarios en los diferentes segmentos del mercado de alimentos.

El cultivo comercial de brócoli en Ecuador se inició en 1990. La agroindustria, especialmente dedicada al proceso Individual Quick Frozen (IQF).

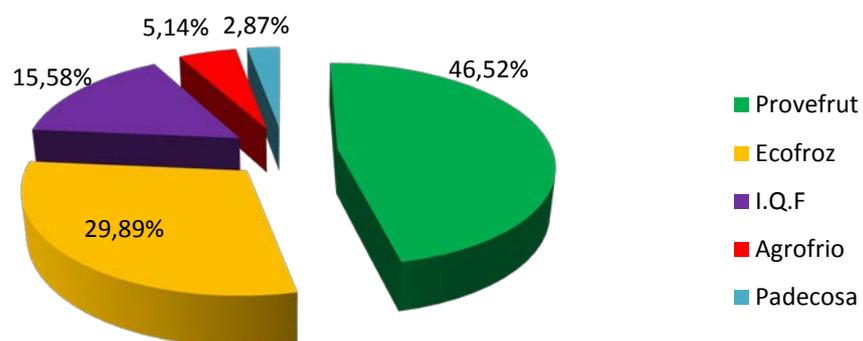
El sector productor de brócoli ha tenido un crecimiento constante y sostenido, representando una creciente proporción de las exportaciones No Tradicionales.

### PORCENTAJE DE PRODUCCIÓN DE BROCOLI POR PROVINCIAS



Fuente: CORPEI

### EXPORTADORAS DE BROCOLI EN EL ECUADOR



Fuente: CORPEI

### Estadísticas de Exportación

SUBPARTIDA NANDINA	DESCRIPCION	AÑO	TONELADAS	FOB - DOLAR
704100000	COLIFLORES Y BRÉCOLES («BROCCOLI»)	2011	25,285.20	30,798.66
		2010	34,041.11	38,078.34
		2009	59,482.30	61,198.97
		2008	63,784.61	61,965.94
		2007	65,349.18	57,767.57
		2006	55,223.95	48,714.73
		2005	48,400.49	41,730.69
		2004	44,954.96	36,112.15
		2003	36,545.76	31,095.17
		2002	26,279.92	21,664.93
		2001	29,458.77	23,677.93
		2000	18,861.92	15,085.36
Fuente: Banco central del Ecuador				

Para el diseño de la cámara se tomara como referencia el porcentaje de participación de la empresa I.Q.F. Que es de aproximadamente el 15%, hay que tomar en cuenta que en este porcentaje se contempla lo que es brócoli y coliflor así que se asumira un 13% de las toneladas/año.

A continuación se desglosara el total de las Ton/año para obtener la cantidad de producto a considerar:

$$13\% \text{ de } 34\,041.11 \text{ Ton/año} = 4\,440 \text{ Ton/año}$$

$$4\,440 \text{ Ton/año} \times \frac{1 \text{ año}}{12 \text{ meses}} = 370 \text{ Ton/mes}$$

$$370 \text{ Ton/mes} \times \frac{1 \text{ mes}}{4 \text{ semanas}} = 92.5 \text{ Ton/semana}$$

Semanalmente se estaría exportando 92 500 Kg brócoli, para lo cual se debe diseñar la cámara para manejar esta cantidad de producto.

ANEXO 4

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	kg/dm <sup>3</sup>	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	1.6884
-58	0.582	0.538	0.748	333.18	1.337	3.001	117.92	334.38	217.15	0.8585	1.6878
-57	0.593	0.568	0.750	318.87	1.334	3.158	118.56	335.03	216.45	0.8649	1.6863
-56	0.625	0.600	0.751	301.14	1.331	3.321	119.93	335.68	215.75	0.8713	1.6849
-55	0.659	0.633	0.753	288.51	1.329	3.490	121.29	336.34	215.05	0.8777	1.6834
-54	0.694	0.667	0.754	272.74	1.328	3.667	122.65	336.99	214.34	0.8840	1.6821
-53	0.731	0.703	0.758	259.75	1.323	3.850	124.01	337.65	213.64	0.8903	1.6807
-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	338.98	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	340.28	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	1.308	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	5.591	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	1.208	0.774	156.66	1.291	6.383	139.12	344.83	205.70	0.9581	1.6480
-41	1.304	1.263	0.778	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	1.448	0.782	132.01	1.279	7.575	144.69	347.42	202.72	0.9822	1.6443
-37	1.558	1.512	0.784	126.61	1.276	7.898	146.09	348.06	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	0.9991	1.6411
-33	1.849	1.798	0.791	107.50	1.264	9.303	151.72	350.63	198.91	0.9991	1.6403
-32	1.928	1.875	0.793	103.28	1.261	9.682	153.14	351.27	198.14	0.9991	1.6396
-31	2.009	1.955	0.795	99.26	1.258	10.074	154.55	351.91	197.38	0.9991	1.6388
-30	2.093	2.038	0.797	95.43	1.255	10.479	155.99	352.56	196.61	0.9991	1.6382
-29	2.180	2.124	0.799	91.78	1.251	10.896	157.41	353.20	195.84	0.9991	1.6375
-28	2.270	2.212	0.801	88.29	1.248	11.326	158.84	353.83	195.08	0.9991	1.6368
-27	2.362	2.303	0.803	84.97	1.245	11.769	160.26	354.46	194.29	0.9991	1.6362
-26	2.457	2.397	0.805	81.79	1.242	12.226	161.70	355.09	193.49	0.9991	1.6356
-25	2.555	2.493	0.807	78.78	1.239	12.696	163.13	355.72	192.69	0.9991	1.6350
-24	2.656	2.593	0.809	75.87	1.235	13.181	164.57	356.34	191.87	0.9991	1.6344
-23	2.760	2.696	0.812	73.10	1.232	13.681	166.01	356.97	191.05	0.9991	1.6338
-22	2.867	2.801	0.814	70.45	1.229	14.195	167.45	357.59	190.19	0.9991	1.6333
-21	2.978	2.910	0.818	67.92	1.225	14.724	168.90	358.21	189.31	0.9991	1.6328
-20	3.091	3.022	0.818	65.49	1.222	15.269	170.35	358.82	188.47	0.9991	1.6323
-19	3.208	3.138	0.820	63.17	1.219	15.830	171.80	359.44	187.64	0.9991	1.6318
-18	3.328	3.258	0.823	60.95	1.215	16.407	173.26	360.05	186.79	0.9991	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	kg/dm <sup>3</sup>	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	370.58	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	168.28	1.0165	1.6236
4	6.935	6.831	0.880	29.33	1.136	34.089	206.08	372.75	167.51	1.0219	1.6233
5	7.149	7.043	0.884	28.44	1.132	35.167	207.61	373.28	166.74	1.0274	1.6230
6	7.367	7.260	0.887	27.57	1.128	36.274	209.14	373.81	165.97	1.0328	1.6227
7	7.591	7.483	0.890	26.73	1.124	37.411	210.68	374.34	165.20	1.0382	1.6224
8	7.820	7.710	0.893	25.92	1.120	38.577	212.22	374.85	164.43	1.0437	1.6221
9	8.053	7.942	0.896	25.14	1.116	39.776	213.78	375.38	163.66	1.0491	1.6218
10	8.292	8.179	0.900	24.39	1.112	41.006	215.31	375.87	162.89	1.0545	1.6216
11	8.536	8.422	0.903	23.66	1.108	42.269	216.86	376.37	162.11	1.0599	1.6213
12	8.785	8.670	0.906	22.95	1.103	43.566	218.41	376.87	161.34	1.0653	1.6210
13	9.040	8.923	0.910	22.27	1.099	44.898	219.97	377.38	160.57	1.0707	1.6207
14	9.300	9.182	0.913	21.61	1.095	46.267	221.53	377.84	159.80	1.0761	1.6204
15	9.566	9.447	0.917	20.98	1.091	47.672	223.10	378.32	159.02	1.0814	1.6201
16	9.838	9.717	0.921	20.38	1.086	49.115	224.67	378.79	158.25	1.0868	1.6198
17	10.115	9.992	0.924	19.79	1.082	50.598	226.24	379.25	157.48	1.0921	1.6195
18	10.397	10.274	0.928	19.19	1.078	52.121	227.82	379.71	156.71	1.0975	1.6192
19	10.686	10.561	0.932	18.63	1.073	53.686	229.41	380.18	155.94	1.1028	1.6188
20	10.981	10.855	0.936	18.09	1.069	55.294	231.00	380.64	155.17	1.1082	1.6185
21	11.281	11.154	0.940	17.56	1.064	56.946	232.59	381.09	154.40	1.1135	1.6182
22	11.588	11.460	0.944	17.05	1.059	58.645	234.18	381.54	153.63	1.1188	1.6178
23	11.901	11.771	0.948	16.56	1.055	60.391	235.79	381.99	152.86	1.1242	1.6175
24	12.220	12.089	0.952	16.08	1.050	62.186	237.39	382.43	152.09	1.1295	1.6171
25	12.546	12.414	0.957	15.62	1.045	64.033	239.01	382.89	151.32	1.1348	1.6167
26	12.877	12.745	0.961	15.17	1.040	65.932	240.63	383.34	150.55	1.1401	1.6163
27	13.216	13.082	0.966	14.73	1.036	67.885	242.25	383.77	149.78	1.1454	1.6159
28	13.561	13.426	0.970	14.31	1.031	69.895	243.89	384.21	149.01	1.1508	1.6155
29	13.913	13.777	0.975	13.90	1.026	71.964	245.52	384.64	148.24	1.1561	1.6151
30	14.272	14.135	0.980	13.50	1.020	74.094	247.17	385.08	147.47	1.1614	1.6146
31	14.637	14.500	0.985	13.11	1.015	76.288	248.82	385.51	146.70	1.1668	1.6142
32	15.010	14.871	0.990	12.73	1.010	78.547	250.48	385.93	145.93	1.1721	1.6137
33	15.389	15.250	0.995	12.36	1.005	80.876	252.15	386.35	145.16	1.1774	1.6132
34	15.776	15.636	1.001	12.01	1.000	83.276	253.83	386.76	144.39	1.1828	1.6128
35	16.170	16.030	1.006	11.66	0.994	85.750	255.51	387.18	143.62	1.1881	1.6121
36	16.572	16.431	1.012	11.32	0.988	88.303	257.20	387.59	142.85	1.1935	1.6115
37	16.981	16.839	1.018	11.00	0.982	90.937	258.91	388.00	142.08	1.1988	1.6109
38	17.398	17.256	1.024	10.68	0.977	93.657	260.63	388.41	141.31	1.2042	1.6102
39	17.822	17.680	1.030	10.37	0.971	96.466	262.35	388.82	140.54	1.2096	1.6096
40	18.255	18.112	1.037	10.06	0.965	99.369	264.08	389.23	139.77	1.2150	1.6089
41	18.695	18.552	1.043	9.77	0.958	102.371	265.83	389.64	139.00	1.2205	1.6081
42	19.143	19.000	1.050	9.48	0.952	105.477	267.59	390.05	138.23	1.2259	1.6073

## 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

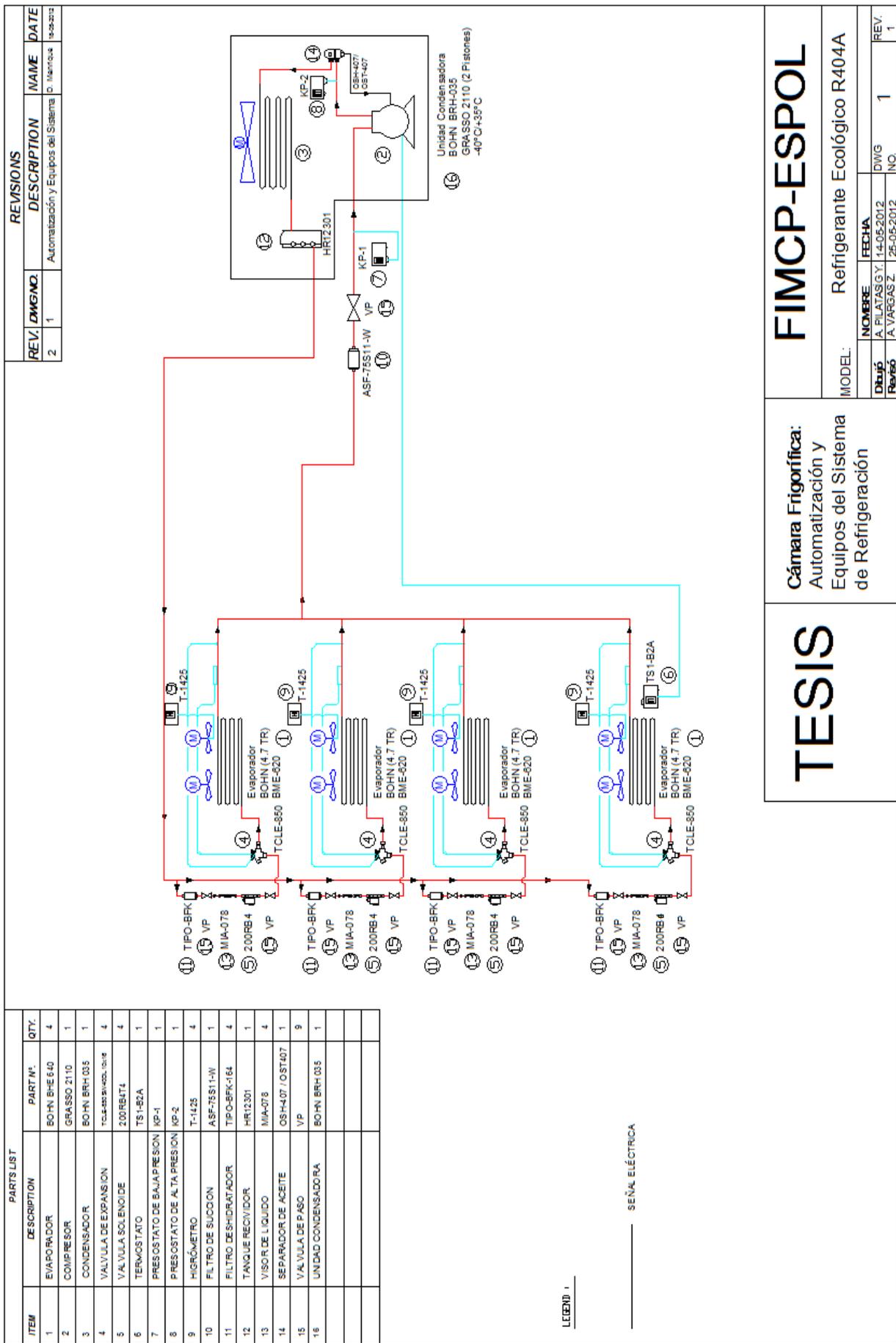
Temp., $T_i$ , °F	Densidad, $\rho$ , lbm/ft <sup>3</sup>	Calor específico, $c_p$ , Btu/lbm · R	Conductividad térmica, $k$ , Btu/h · ft · R	Difusividad térmica, $\alpha$ , ft <sup>2</sup> /h	Viscosidad dinámica, $\mu$ , lbm/ft · h	Viscosidad cinemática, $\nu$ , ft <sup>2</sup> /h	Número de Prandtl, Pr
-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 edición.

## PLANOS



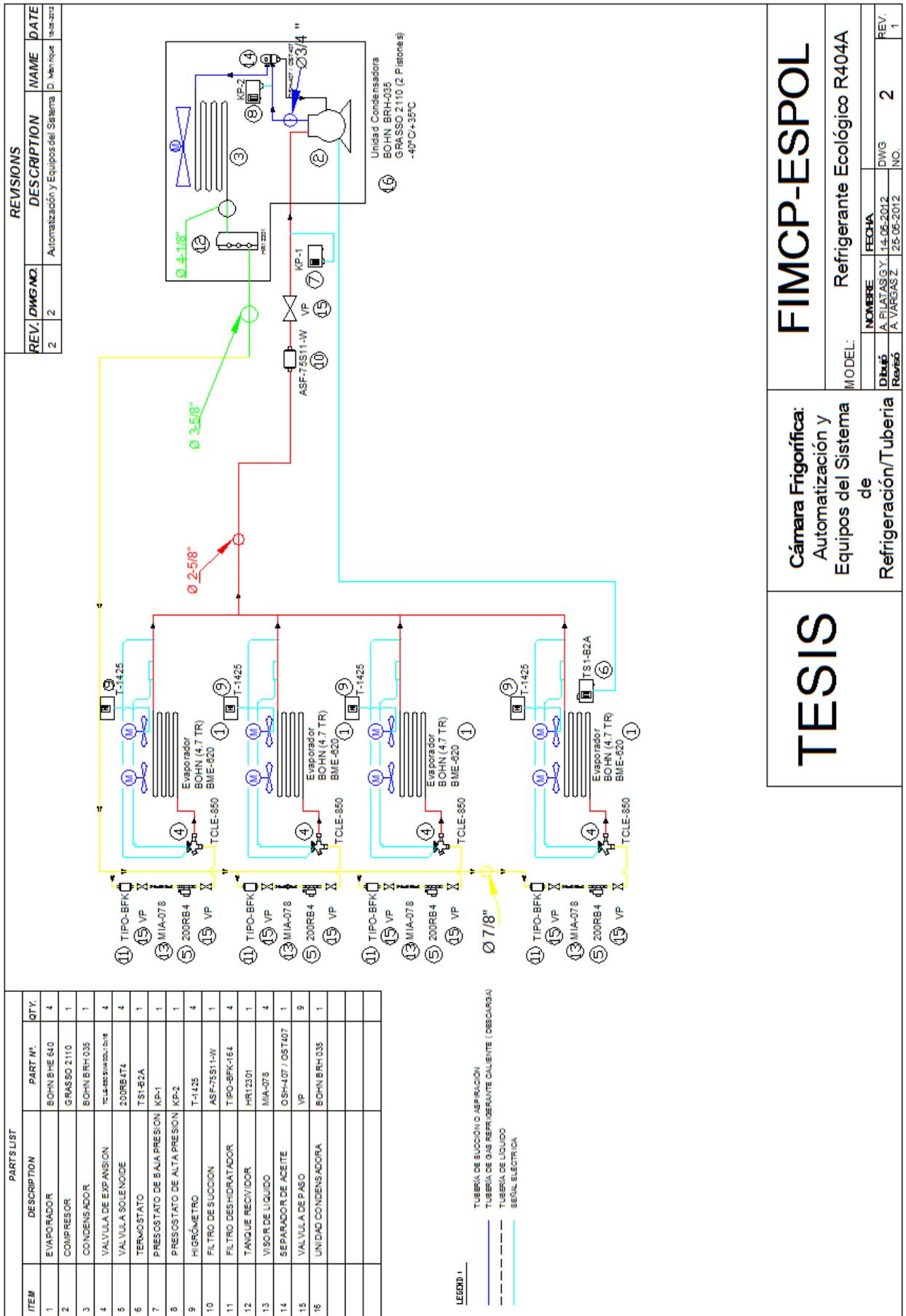
**FIMCP-ESPOL**

MODEL: Refrigerante Ecológico R404A

Cámara Frigorífica:  
Automatización y  
Equipos del Sistema  
de Refrigeración

**TESIS**

NO. REV.	FECHA	DWG. NO.	REV.
1	14-05-2012	1	1
2	26-05-2012		

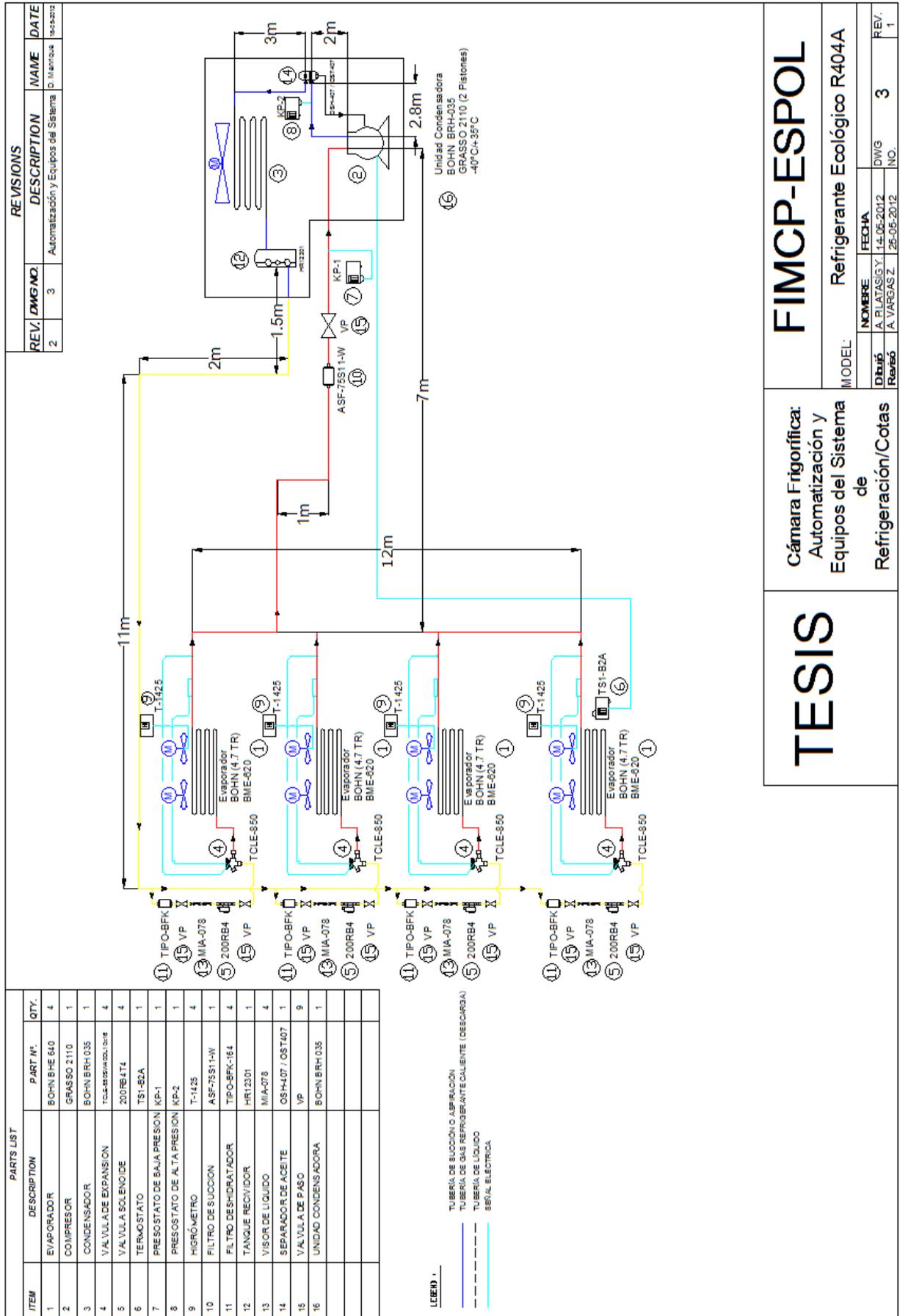


# TESIS

**Cámara Frigorífica:  
Automatización y  
Equipos del Sistema  
de  
Refrigeración/Tubería**

# FIMCP-ESPOL

MODEL:	Refrigerante Ecológico R404A		
NOMBRE:	FECHA:	NO.	
A. PILATAS G.Y.	14-05-2012		
A. VARGAS Z.	25-05-2012	2	REV. 1



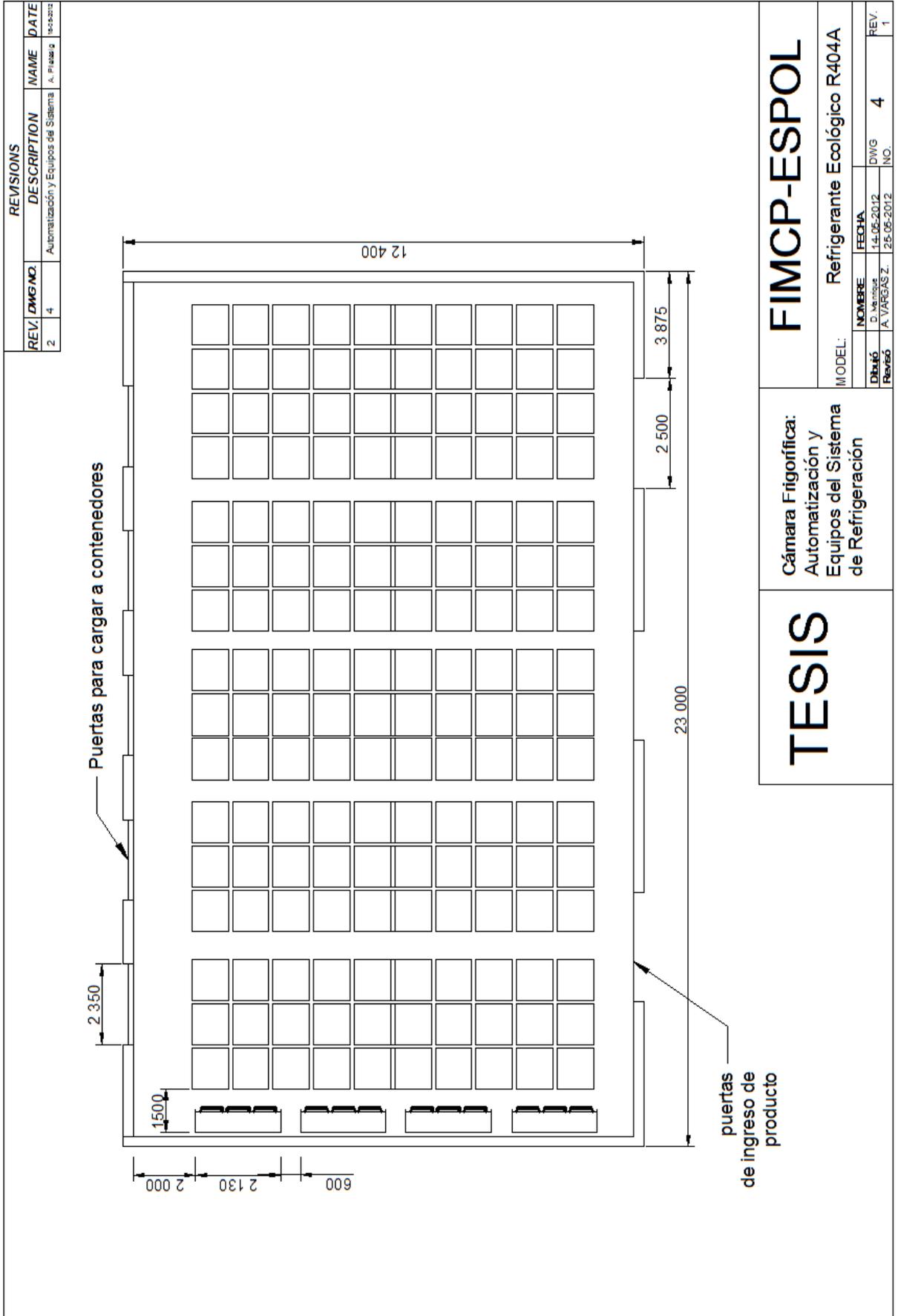
# TESIS

## Cámara Frigorífica: Automatización y Equipos del Sistema de Refrigeración/Cotas

# FIMCP-ESPOL

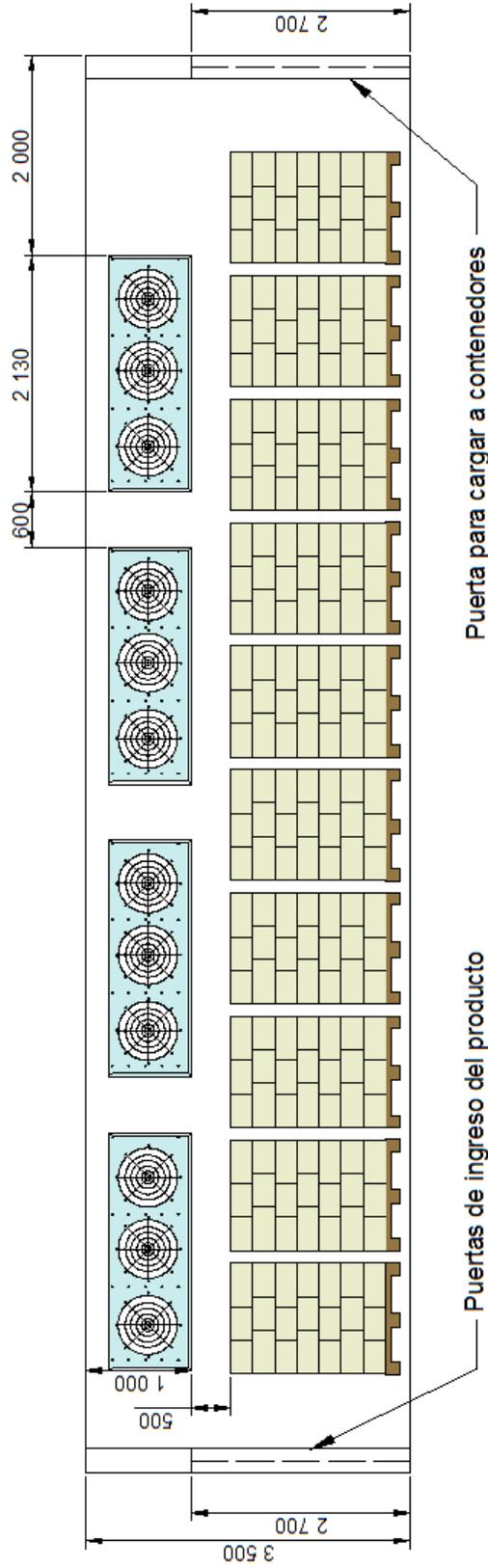
MODEL: Refrigerante Ecológico R404A

NO. DIBUJO	FECHA	NO. REV.
Rev56	14-05-2012	3
Rev56	25-05-2012	1



<h1 style="margin: 0;">TESIS</h1>	<b>Cámara Frigorífica: Automatización y Equipos del Sistema de Refrigeración</b>	<h1 style="margin: 0;">FIMCP-ESPOL</h1>
MODEL: Refrigerante Ecológico R404A		
Dibujó Revisó	NOMBRE D. VARGAS Z.	FECHA 14-05-2012
	DWG NO.	REV. NO.
	4	1

REVISIONS				
REV.	DWG NO.	DESCRIPTION	NAME	DATE
2	5	Automatización y Equipos del Sistema	A. Vargas	14-05-2012



# FIMCP-ESPOL

MODEL: Refrigerante Ecológico R404A

Cámara Frigorífica:  
Automatización y  
Equipos del Sistema  
de Refrigeración

# TESIS

MODEL:		Refrigerante Ecológico R404A	
NO. REV.	FECHA	DWG NO.	REV. NO.
1	14-05-2012	5	1
Dibujó: A. VARGAS Z.		REV. NO. 5	
Revisó:		NO. 1	

## 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. CORPEI. 1998. Ecuador Exports (CORPEI).
4. FAIRES VIRGIL M., "Termodinámica" (Limusa Noriega Editores, México 1993).
5. FOX Mc. DONALD, "Introducción a la Mecánica de Fluidos" (John Wiley and Sons, Inc., New York 1 976).
6. INCROPERA FRANK P. De WITT DAVID P., Fundamentos de Transferencia de Calor, Prentice Hall, 4<sup>a</sup>. Edición, 999.
7. KREITH PLAN K., "Principios de Transferencia de Calor" (Intext Press, New York, 1973).
8. MARKS, Manual del Ingeniero Mecánico, McGraw - Hill, 3ra edición en español, 1995.
9. MUNSON BRUCER R., YOUNG DONALD, OKISHI THEODORE H., Fundamentos de Mecánica de fluidos, LIMUSA, la edición en español, 1999.
10. PROYECTO DE CAMARA PARA REFRIGERACION DE LIMONES DE EXPORTACION. por José Iván Malave G.
11. VARGAS A., "Curso de Refrigeración" (Serie VZ, Guayaquil, 1974).

12. VARGAS A., "Transporte de Carga en Buques Refrigerados" (Serie VZ, Guayaquil, 1991).
13. VARGAS A., "Instalaciones Frigoríficas para Buques Pesqueros" (Serie VZ, Guayaquil, 1979).
14. [www.gearefrigeration.com/es-es/Components/Piston-compressors/Grasso-10/Pages/Grasso10.aspx](http://www.gearefrigeration.com/es-es/Components/Piston-compressors/Grasso-10/Pages/Grasso10.aspx)
15. [www.ecopeland.com/literature/Alco/ES\\_ALCO\\_cat\\_02.pdf](http://www.ecopeland.com/literature/Alco/ES_ALCO_cat_02.pdf).
16. [www.bohn.com.mx/BOHN-2007/productos.htm](http://www.bohn.com.mx/BOHN-2007/productos.htm)
17. [www.gas-servei.com/productos/?tipus=HFC](http://www.gas-servei.com/productos/?tipus=HFC)
18. [www.servicios.agricultura.gob.ec/sinagap/index.php/superficie-produccion-y-rendimiento/hortalizas/brocoli](http://www.servicios.agricultura.gob.ec/sinagap/index.php/superficie-produccion-y-rendimiento/hortalizas/brocoli)
19. [www.agroecuador.com/web/index.php?option=com\\_content&view=article&id=170:apofel&catid=35:asociaciones&Itemid=128](http://www.agroecuador.com/web/index.php?option=com_content&view=article&id=170:apofel&catid=35:asociaciones&Itemid=128)
20. Transferencia de calor y masa por Yunus A. Cengel, tercera edición.