



T.
621.56
MAL

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción**

**“Proyecto de cámara para prerefrigeración de limones de
exportación”**

TESIS DE GRADO

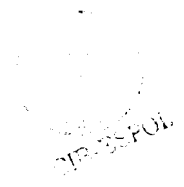
Previo a la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentada por:

José Iván Malavé Godoy

GUAYAQUIL – ECUADOR



2004



DEDICATORIA

El triunfo de mi preparación académica va dedicado a mis padres Narcisa Godoy, Javier Malavé y a mis tíos Dr. Oswaldo Godoy Saca, y Gonzalo Godoy Saca.

A mis compañeros Milagreños futuros Ingenieros Mecánicos Marlon Burgos, Alexis Burgos, Lister Miranda, Vinicio Solís, Carlos Noriega, Luís Buchelli, y amigos Dr. Vicente Velásquez Barreto, Ec. Yoders Prado y Gustavo Robalino.



AGRADECIMIENTO

Después de haber culminado este trabajo quiero dejar constancia de mis más sinceros agradecimientos al Ing. Angel Vargas Zúñiga Director de Tesis, hombre de una amplia preparación académica y de un espíritu de bien para sus semejantes.

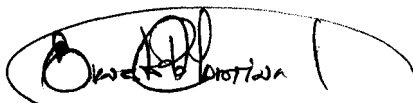
TRIBUNAL DE GRADUACIÓN



Ing. Eduardo Rivadeneira P.
DECANO DE LA FIMCP
PRESIDENTE



Ing. Angel Vargas Z.
DIRECTOR DE TESIS



Ing. Ernesto Martínez L.
VOCAL



DECLARACIÓN EXPRESA

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

(Reglamento de Graduación de la ESPOL)

José J. Malavé G.

José Iván Malavé Godoy

RESUMEN



El Ecuador internacionalmente se identifica como un país que exporta petróleo, sin embargo su riqueza inagotable radica en la agricultura. Prueba de ello, es que las exportaciones de productos no tradicionales representan un rubro importante en las ventas al exterior de los últimos 5 años. A parte del banano como principal fruta de exportación, existen otros productos agrícolas que se están exportando actualmente.

Algo relevante es que con la culminación del proyecto CEDEGE, la Península de Sta. Elena se ha convertido en una zona fértil para cultivos agrícolas y entre los productos a cultivar se puede contar con el limón variedad Tahiti.

La exportación de un producto de alta calidad depende en gran manera de su procesamiento y tecnología aplicada. El Ecuador no tiene historia citrícola como se mencionó, y todos los adelantos que se han conseguido se han hecho en forma apresurada y sin mayores planteamientos técnicos. Motivo por el cual, es necesario establecer directrices en torno a "PROYECTOS DE CÁMARAS FRIGORÍFICAS", estableciendo pautas sobre ubicación, posición de las cámaras, criterios de dimensionamiento, y sobre todo características que debe cumplir la construcción, sin olvidar las características organolépticas del limón en función de las condiciones anotadas anteriormente.

Para iniciar el proyecto se recopila una serie de requerimientos que debe cumplir la construcción - HOJA DE PROYECTOS, apéndice A-, para que el director del proyecto pueda definir claramente y detalladamente todos los servicios esperados de la cámara. Se realiza un análisis referente a los refrigerantes alternativos para seleccionar el más idóneo en base a sus ventajas y desventajas respecto a los CFC(s). Asimismo como el sistema de refrigeración a utilizar.

Otro de los objetivos de esta tesis es presentar un modelo a seguir de cálculos referentes a condensadores y evaporadores con refrigerantes ecológicos. La información bibliográfica disponible se remite a flujo en una sola fase y no consideran la presencia del aceite en el sistema de refrigeración. Los cálculos que se exponen en esta tesis son para flujo bifásico, condiciones de flujo que se presentan tanto en el condensador así como en el evaporador.

Se compara valores recomendados para el dimensionamiento de las tuberías de los principales equipos que se dan para refrigerantes CFC contra los HFC, puesto que no existen valores para dimensionar tuberías con refrigerantes ecológicos (HFC).

El aporte en información para desarrollar un proyecto de tal envergadura como el presente, es lo que da un significativo valor académico a esta tesis.

ÍNDICE GENERAL



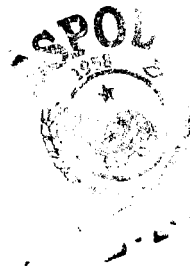
SUMEN.....	II
ÍNDICE GENERAL.....	III
ABREVIATURAS.....	IV
BOLOGÍA.....	V
ÍNDICE DE FIGURAS.....	VI
ÍNDICE DE TABLAS.....	VII
ÍNDICE DE PLANOS.....	VIII
INTRODUCCIÓN.....	1
CAPÍTULO 1	
EL MERCADO DEL LIMÓN Y SU PROCESAMIENTO.....	4
1.1. Áreas de cultivo.....	4
1.2. Estadísticas de exportación.....	7
1.3. Estimaciones futuras.....	8
1.4. Preparación post cosecha del limón para exportación.....	13
CAPÍTULO 2	
CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES DEL LIMÓN.....	23
2.1. Introducción.....	23
2.2. Variedades.....	24



2.2.1. Patrones para el cultivo del limón.....	27
2.2.2. Composición química del limón Tahití.....	32
2.3. Características termodinámicas.....	34
2.3.1. Introducción.....	34
2.3.2. Calor específico de alimentos.....	35
2.3.3. Propiedades termodinámicas.....	37

CAPÍTULO 3

3. ANÁLISIS DE LAS DIMENSIONES Y CÁLCULO DE CARGA DE LA CÁMARA DE REFRIGERACIÓN.....	38
3.1. Cálculo de las dimensiones requeridas para la cámara y su Antecámara.....	39
3.2. Selección y cálculo del aislamiento.....	48
3.2.1. Espesor del aislamiento de las paredes.....	54
3.2.2. Espesor del techo y puerta.....	59
3.2.3. Espesor del aislamiento del piso.....	61
3.3. Cálculo de la carga de refrigeración.....	62
3.3.1. Aporte calorífico debido a las paredes, piso y tumbado.....	63
3.3.2. Aporte calorífico debido al producto.....	68
3.3.3. Aporte calorífico debido al cambio de aire e infiltraciones.....	73
3.3.4. Aporte calorífico de los equipos eléctricos y personas.....	77



APÍTULO 4

SELECCIÓN DEL REFRIGERANTE Y CÁLCULO DEL CICLO TERMODINÁMICO PARA LA INSTALACIÓN FROGORÍFICA.....	80
4.1. Selección del refrigerante.....	80
4.1.1. Introducción.....	80
4.1.2. Clasificación de los refrigerantes.....	81
4.1.3. Comentarios sobre algunos refrigerantes primarios.....	83
4.1.4. Propiedades de los refrigerantes alternativos.....	87
4.1.5. Selección del refrigerante.....	91
4.2. Selección del sistema de refrigeración.....	93
4.2.1 Tipos de sistema de refrigeración.....	93
4.2.2 Sistema de refrigeración directa.....	94
4.2.3 Sistema de refrigeración indirecta.....	100
4.2.3.1. Ventajas de la refrigeración indirecta.....	100
4.2.3.2. Desventajas de la refrigeración indirecta.....	101
4.2.3.3. Selección del sistema de refrigeración.....	102
4.3. Establecimiento de las temperaturas de condensación y evaporación.....	102
4.4. Trazado del ciclo y cálculo de las potencias y capacidades de los componentes principales.....	105
4.4.1. Cálculo de los principales parámetros del ciclo.....	110



CAPÍTULO 5

CÁLCULO Y DETERMINACIÓN DE LOS ELEMENTOS DE LA INSTALACIÓN FRIGORÍFICA.....	115
5.1. Cálculo y selección del condensador.....	115
5.1.1. Especificaciones de diseño y materiales del condensador..	115
5.1.2. Cálculo del condensador.....	117
5.1.2.1. Cálculo del coeficiente de convección del aire, α_a	123
5.1.2.2. Cálculo de la eficiencia global superficial.....	124
5.1.2.3. Cálculo del coeficiente de película del refrigerante.....	126
5.2. Cálculo y selección del evaporador.....	133
5.2.1 Cálculo del coeficiente de convección exterior.....	141
5.2.2 Cálculo de la eficiencia global superficial.....	142
5.2.3 Cálculo de la superficie de intercambio de calor.....	145
5.2.4 Cálculo de la temperatura del aire T'.....	147
5.3 Selección de los dispositivos de control y anexos.....	150
5.4. Cálculo de las dimensiones de tuberías.....	159
5.4.1. Cálculo de diámetros.....	159
5.4.2. Caídas de presión en las tuberías.....	161
5.5. Dimensionamiento de tuberías para los diferentes equipos.....	166
5.6. Instalación.....	173

APÍTULO 6

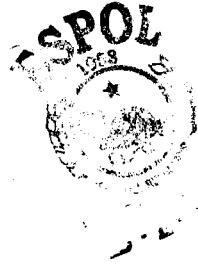
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

APÉNDICES

ANEXOS

BIBLIOGRAFÍA





ABREVIATURAS

atm.	Atmósfera
BTU	Unidad Térmica Británica
CFC(s)	Clorofluorocarburo(s)
cm ²	centímetro cuadrado
cm ³	centímetro cúbico
Evap.	Evaporación
GWP	Global Warming Potential Potencial de calentamiento global
h	hora
HCFC(s)	Hidroc fluorocarburo(s)
HFC(s)	Hidro fluorocarburo(s)
J	Joule
Kcal	Kilocaloría
Kg	Kilogramo
KW	Kilovatio
LEL	Lower explosion level
lb	libra
m ³	metro cúbico
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



ABREVIATURAS

atm.	Atmósfera
BTU	Unidad Térmica Británica
CFC(s)	Clorofluorocarburo(s)
cm ²	centímetro cuadrado
cm ³	centímetro cúbico
Evap.	Evaporación
GWP	Global Warming Potential Potencial de calentamiento global
h	hora
HCFC(s)	Hidroclofluorocarburo(s)
HFC(s)	Hidrofluorocarburo(s)
J	Joul
Kcal	Kilocaloría
Kg	Kilogramo
KW	Kilovatio
LEL	Lower explosion level
lb	libra
m ³	metro cúbico
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

	Área superficial de transferencia de calor
	Área perpendicular a la sección transversal al flujo
	Area total de aleta y tubo
	Ancho del condensador o evaporador
A_c	área de la sección transversal al flujo de aire
A_r	Área superficial total de las aletas
A_o	área de la superficie externa para un tubo
B	ancho de aletas
c	Calor específico
c_p	Calor específico de un producto en particular
C	Capacidad térmica
	Elemento mecánico sometido a compresión
C_c	razón de esbeltez
d	diámetro exterior de los tubos
D	diámetro externo de aleta
D_i	diámetro interior de tubería
D_e	diámetro equivalente
e	espesor
	pared de tubería
e_r	espesor de aleta
E	módulo de elasticidad axial para el acero
	altura de aletas
$^{\circ}F$	Grados Fahrenheit
$^{\circ}C$	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)
G_E	velocidad de masa equivalente



h	Entalpía
	longitud de aleta
h'₂	entalpía del refrigerante vapor saturado
h₃	entalpía del refrigerante líquido saturado
h_f	pérdidas de presión por fricción
h_{fg}	calor latente de vaporización
H	altura de condensador o evaporador
K	Conductividad térmica; subíndices: v de vapor y l de líquido
	Coefficiente de resistencia
K_a	conductividad térmica del aire
K_f	conductividad térmica de la aleta
K_t	factor de corrección para accesorios
KΔp	factor de corrección para caídas de presión para accesorios
L	longitud de tubería
	Longitud de evaporador o condensador
L_e	Longitud efectiva
	Longitud equivalente
m	Masa
m	flujo másico del aire , Kg/s.
	flujo másico de refrigerante, Kg/s
N_L	Cantidad de tubos en posición horizontal
N_T	Cantidad de tubos en posición vertical
N	Cantidad de tubos en el intercambiador de calor
N_u	Número de Nusselt (o de Biot)
P.E.	Punto de ebullición
PE	presión estática
P_r	Número de Prandtl
V_{evap}	Flujo volumétrico de aire
Q	Flujo de calor
Q_c	Flujo de calor de condensación
Q_{c1}	Flujo de calor sensible de condensación
Q_{c2}	Flujo de calor latente 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
r₁	radio interno de tubería
r₂	radio externo de tubería
Re_G	Número de Reynolds en función de la velocidad másica
s	entropía

S_t	Area de flujo del refrigerante
S_T	distancia entre tubos en la hilera en posición vertical
S_L	distancia entre tubos en la hilera en posición horizontal
t	paso de aletas
$t_{c,o}$	temperatura del fluido frío a la salida del condensador.
$t_{c,i}$	temperatura del fluido frío a la entrada del condensador.
T_{cong}	Temperatura de 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'	temperatura de la pared interna del tubo
T''	temperatura de la pared del tubo
T_α	temperatura de corriente libre del aire
U	coeficiente global de transferencia de calor
V	velocidad
v	velocidad lineal del aire (frontal), m/s.
W	Porcentaje de agua en base húmeda



α	Difusividad térmica
α_a	coeficiente de convección del aire
α_r	coeficiente de convección del refrigerante
ρ	Densidad; l líquido, v vapor
ρ_f	cantidad de aletas por tubo
μ	viscosidad dinámica
	subíndice v: vapor, l: líquido
ν	viscosidad cinemática
η	Subíndice o: eficiencia superficial global, f: eficiencia de una aleta
ΔT_{ml}	Diferencia de temperatura media logarítmica
ΔT	Diferencia de temperatura
Δp	Diferencia de presión



ÍNDICE DE FIGURAS

Pag.

Fig. 1. 1	Exportación de limón periodo 1996-2001.....	8
Fig. 1. 2	Distribución de la producción mundial de limas y limones	8
Fig. 1. 3	Exportaciones de limón 1995-2002.....	10
Fig. 1. 4	Valor FOB de las Exportaciones de limón.....	12
Fig. 3.1	Materiales de aislamiento e intervalos aplicables de temperatura.....	50
Fig. 3.2	Esquema de la configuración del aislante de la pared.....	63
Fig. 3.3	Diagrama Psicrométrico del aire.....	76
Fig. 4.1	Ciclo básico de refrigeración.....	95
Fig. 4.2	Diagrama P-h.....	96
Fig. 4.3	Eficiencia volumétrica Vs. Relación de compresión.....	113
Fig. 5.1	Corte transversal del banco de tubos.....	120
Fig. 5.2	Diagrama de temperaturas del condensador.....	118
Fig. 5.3	Intercambiador de calor enfriado por aire, de tiro forzado..	132
Fig. 5.4	Temperatura del aire y refrigerante en el evaporador.....	134
Fig. 5.5	Geometría de aleta y tubo.....	139
Fig. 5.6	Sección transversal del evaporador.....	139
Fig. 5.7	Corte transversal tubo del evaporador.....	145
Fig. 5.8	Valores ajustados de las tablas para hallar T'.....	149
Fig. 5.9	Esquema de aislamiento de tubería.....	167
Fig. 5.9	Sistema bajo correa.....	174
Fig. 5.10	Accesorios para colocación.....	175

ÍNDICE DE TABLAS

Pag.

Tabla 1	Importaciones de limón Tahití de la Unión Europea.....	13
Tabla 2	Rendimiento (Kg/ha) y otras características agronómicas de 10 variedades de cítricos. Promedio de 1991 – 1996. Portoviejo	33
Tabla 3	Calor específico de cítricos.....	37
Tabla 4	Propiedades de los aislamientos	52
Tabla 5	Materiales a ser usado en la cámara.....	53
Tabla 6	Coefficientes globales de transmisión de calor.....	54
Tabla 7	Temperatura ciudad de guayaquil.....	55
Tabla 8	Temperatura de las paredes.....	56
Tabla 9	Conductancia y resistencias de superficies para el aire.....	58
Tabla 10	Calor de respiración para el limón.....	73
Tabla 11	Refrigerantes primarios usados en instalaciones frigoríficas	90
Tabla 12	Diferencia de temperatura vs. humedad relativa.....	104
Tabla 13	Presión vs. Temperatura de algunos refrigerantes.....	106
Tabla 14	Tubería de cobre de diam. externo para servicios de refrigeración, automotrices y de uso general (ASTM B280)....	137
Tabla 15	Valores de velocidad y caída de presión en líneas de aspiración y liquido (APÉNDICE G y H).....	165



INTRODUCCIÓN



El Ecuador es un país netamente agrícola de clima muy variado debido a la situación geográfica del país. De todos los productos alimenticios que se desarrollan en el país, a parte del banano, las exportaciones de los productos no tradicionales representan un rubro importante en las exportaciones de los últimos 5 años.

La explotación comercial de cítricos se ha desarrollado en la región Costanera, pero actualmente el territorio destinado al cultivo de cítricos se encuentra distribuido a lo largo del litoral, siendo las principales provincias productoras Manabí, Guayas y Los Ríos.

Recientemente con el proyecto CEDEGE se habilitó considerable hectáreas de terrenos no aptos para el cultivo, antes desérticas ahora fértiles para la agricultura. Motivo por el cual, contribuyendo al desarrollo económico que se va a obtener al incrementarse la producción del limón Tahití, es necesario establecer directrices en torno a un "PROYECTO DE CÁMARA FRIGORÍFICA", estableciendo ideas sobre ubicación, posición de las cámaras, criterios de dimensionamiento, y sobre todo características que debe cumplir la construcción.



La presente tesis detalla el procedimiento de cálculo de una cámara frigorífica para almacenar limón Tahití. - de todos los cítricos que existen en nuestro país, el limón Tahití es el de mayor importancia-, justificándose el proyecto por lo expuesto al comienzo.

De los requerimientos que debe cumplir la cámara se obtuvo una hoja de proyectos – APÉNDICE A- que resume los principales parámetros para iniciar el proyecto. Sumándose a esto las condiciones de almacenamiento que se deben lograr para que las características organolépticas del limón se mantengan.

Se presenta un análisis referente a los refrigerantes alternativos y un criterio de selección en base a sus ventajas y desventajas referente a los CFC(s) y HFC(s). Asimismo como el sistema de refrigeración a utilizar.

Al no existir detalles de cálculos referentes a condensadores y evaporadores con refrigerantes ecológicos en esta tesis se presenta un modelo a seguir. La información bibliográfica disponible se remite a flujo en una sola fase y no consideran la presencia del aceite en el sistema de refrigeración. Los cálculos realizados son para flujo bifásico, condiciones de flujo que se presentan tanto en el condensador así como en el evaporador.

El dimensionamiento de las tuberías de los principales equipos compara los valores recomendados que se dan para refrigerantes CFC contra los HFC – no existen valores para dimensionar tuberías con refrigerantes ecológicos (HFC)-, obteniéndose buenos resultados al existir similitud en sus propiedades termodinámicas.





CAPITULO 1

1. EL MERCADO DEL LIMÓN Y SU PROCESAMIENTO

1.1. Áreas de cultivo.

La explotación comercial de cítricos para el sector industrial o para consumidores que prefieren la fruta fresca, se ha desarrollado en casi todo el subtrópico. El limón es un producto que se cultiva también en la zona tropical, aunque existen variedades que se cultivan en el subtrópico, es decir, entre las latitudes 20° y 40° norte y sur. Destacando en la latitud norte los países del mediterráneo, los países del Lejano Oriente y los Estados unidos; en el sur están Brasil, Argentina y Sudáfrica, que son países australes. Estas variedades están adaptadas al frío y han sido seleccionadas en los subtrópicos para adaptarse y atender sus necesidades.

En el trópico debido a la carencia de frío las plantas se mantienen en continuo crecimiento y desarrollo produciendo mas de una floración y por lo tanto obteniéndose más de una cosecha. Se debe mencionar que en los cítricos la cosecha está influenciada por los patrones de lluvia.

El Ecuador es un país netamente agrícola en el que disfrutamos de una biodiversidad propia de una geografía como la de los países sudamericanos, es decir, tenemos las mismas condiciones climatológicas que nuestro vecino Colombia, Perú, e incluso goza de la presencia de la Cordillera de los Andes. El clima es muy variado debido a la situación geográfica del país –atravesado por la Línea Ecuatorial y Cordillera de los Andes -, en la costa el clima tropical, caluroso y húmedo, desde enero hasta mayo –la temperatura fluctúa entre 27°C y 32 °C- y el resto del año el clima es seco y templado – la temperatura oscila entre 24°C y 27 °C -.

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, crecen o se desarrollan mejor: bananos, cítricos en todas sus formas y variedades, aguacates, papaya, mangos, melones, uvas, guayabas, ciruelas, guanábanas, sandía, anonas, mamey, tamarindo, zapotes.
- Los de piso intermedio, comprende 1.000 a 2.000 m de altura con clima templado y temperatura media de 21.5 °C, crecen o se desarrollan mejor: bananos, cítricos, piña, melones, guayaba, chirimoya, aguacates, granadilla, cerezos, maíz, yuca, caña de azúcar, naranjilla (en el oriente), frutas sub tropicales, lentejas, tomates, maderas.
- 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 16 °C, la distribución vegetativa que corresponde a esta zona altitudinal son: cebada, maíz, patatas, cereales, pastizales, hortalizas y verduras, eucalipto, trigo, manzanas, peras, frutillas, etc.

La zona de producción es en la región Costanera, pero también se puede cultivar en algunas zonas del Oriente y en algunos valles cálidos Andinos. Actualmente el territorio destinado al cultivo de cítricos se encuentra distribuido a lo largo del litoral, siendo las provincias de

Manabí, Guayas y Los Ríos las de mayor superficie y producción. En la Península de Santa Elena, específicamente en Chongón y Cerecita se cultiva Limón Tahití, a pesar de que estos terreno no son aptos para el cultivo de cítricos, es decir, sus cultivos se ven limitados por el contenido de arcilla que tienen sus suelos. Recientemente con el proyecto CEDEGE se habilitó una considerable cantidad de hectáreas de tierras incultivables. En el anexo 1 se presenta la producción de limones en el Ecuador por Regiones y Provincias del año 1995.

1.2. Estadísticas de Exportación.

El crecimiento en la exportación de productos no tradicionales ha ido en aumento en los últimos 5 años, gracias a la participación del CORPEI y del CFN ha sido posible realizar préstamos e inversiones en el sector agrario y tener estos volúmenes de venta. Es así, que en 1998 la producción anual de limón fue de 300 toneladas aproximadamente, siendo mucho mejor la del año anterior. Para 1999 hay despunte de aproximadamente 2000 toneladas de limón de exportación con un porcentaje de crecimiento de 600 % respecto al año anterior.



Para analizar lo anteriormente dicho, observemos la siguiente gráfica:

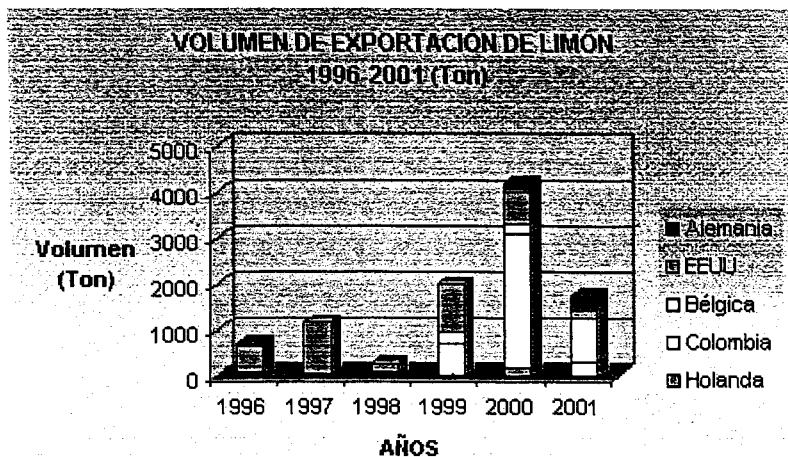
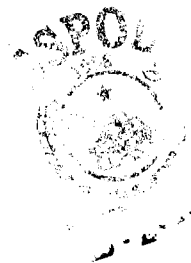
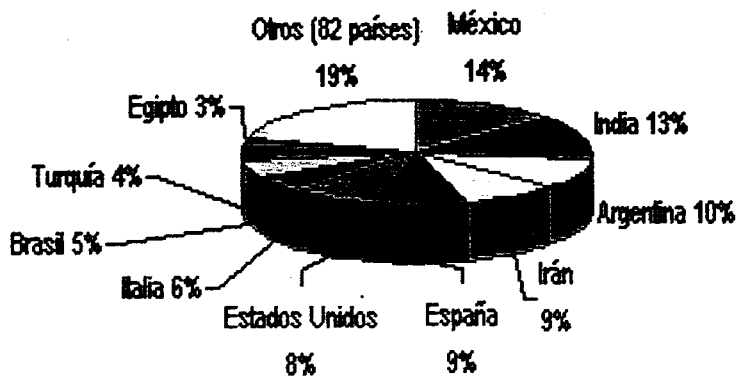


Fig. 1. 1 Exportación de limón periodo 1996-2001
Fuente Banco Central del Ecuador



1.3. Estimaciones futuras



Fuente: FAO. Cálculos Observatorio Agrocadenas.
1. Corresponde al acumulado 1997 - 2001.

Fig. 1. 2 Distribución de la producción mundial de limas y limones (4)

Brasil y Estados Unidos son los mayores productores de cítricos en el mundo, participando respectivamente con 22.6 % y 15.6 % de la producción a nivel mundial. Otros productores de importancia a nivel mundial son China, México, España e India, que representan en conjunto el 25.98 %.

En la Fig. 1.2 aparecen como los mayores productores de limas y limones México, India y Argentina; le siguen España, Irán y Estados Unidos. Actualmente Ecuador presenta un crecimiento anual del 13% lo que significa que existe una agresiva campaña para la producción (24).

Para Diciembre del 2001, la Subsecretaría del MAG / Costa estimaron una superficie de cosecha de 3.212 Ha y una producción anual de 28.256 TM, hasta Septiembre de ese mismo año Ecuador exportó 8.235 TM. En la Provincia de Manabí existía cerca de 1.300 Ha dedicadas al cultivo del limón Sutil, con un rendimiento de 38 TM/Ha (diario el Universo Diciembre 1 del 2001).



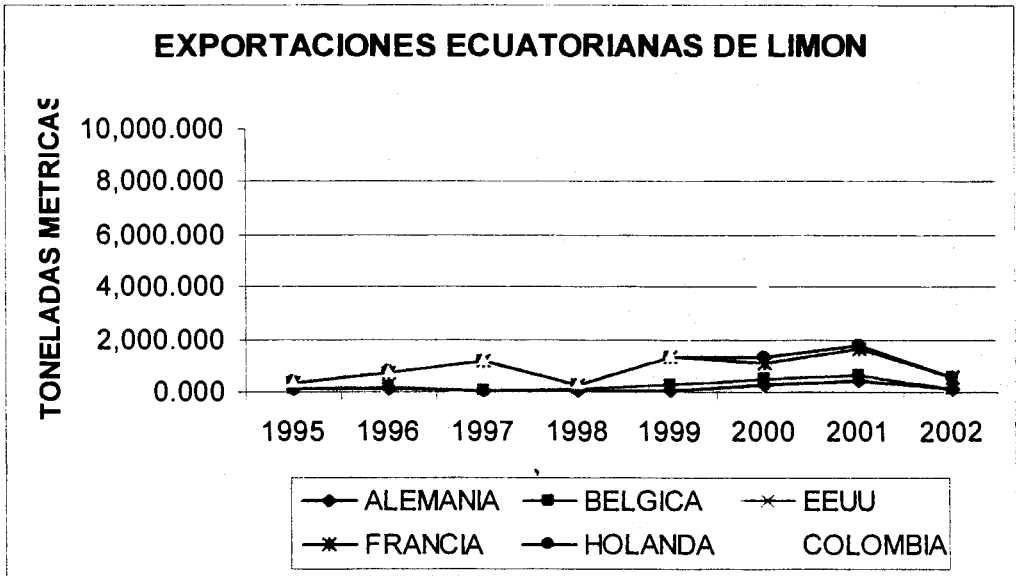


Fig. 1. 3 Exportaciones de limón 1995-2002

Fuente: Banco Central del Ecuador

En la Fig. 1. 3 se ilustra el comportamiento de las exportaciones de limón realizadas por el Ecuador desde 1995, claramente podemos ver el crecimiento que tiene a partir de 1998, siendo nuestro mejor comprador Colombia. El descenso que se ve para el año 2002 es debido a que solo se registraron los datos hasta Mayo de ese año. En el ANEXO 4 se tienen los valores en toneladas métricas y miles de dólares de la Fig. 1.3.

En la Fig. 1. 4 se tiene las exportaciones ecuatorianas de limón, en el cual a partir de 1998 presenta una tasa de crecimiento del 50% anual.



La proyección para el año 2002 debería ser de USD 1'277 878 -valor FOB-, pero como podemos apreciar hasta Mayo de ese año el valor por exportaciones llegó a USD 311 222 -valor FOB-, no se tiene aún el monto por el resto de exportaciones del 2002, ya que el Banco Central del Ecuador no tiene disponible estos datos. La Fig. 1. 3 muestra como el Ecuador se está abriendo mercado en la Unión Europea, al tener como clientes a Alemania, Bélgica, y Holanda principalmente. En el ANEXO No. 4 y la Fig. 1. 4, podemos analizar el aumento que ha tenido el Ecuador a partir de 1995; es por lo tanto muy importante que el Gobierno presente garantías para el productor y al sector agropecuario.

La ventaja para el Ecuador radica en que podemos producir todo el año y cubrir demandas cuando otros países productores no lo pueden hacer, debido a sus condiciones climáticas. A partir de los meses de Mayo a Septiembre se tiene una relativa elevación del precio del limón Tahití en la Unión Europea, ver ANEXO 2; compensando la disminución en las ventas que no se hayan realizado a comienzo del año. Por ejemplo, el limón Tahití Mexicano tiende a estabilizarse en el mercado Francés y Holandés en los meses de marzo y abril (el 64% del producto importado por la Unión Europea proviene de México); es

en octubre donde alcanza el valor más bajo del año, se recupera en noviembre y se mantiene hasta febrero (4).

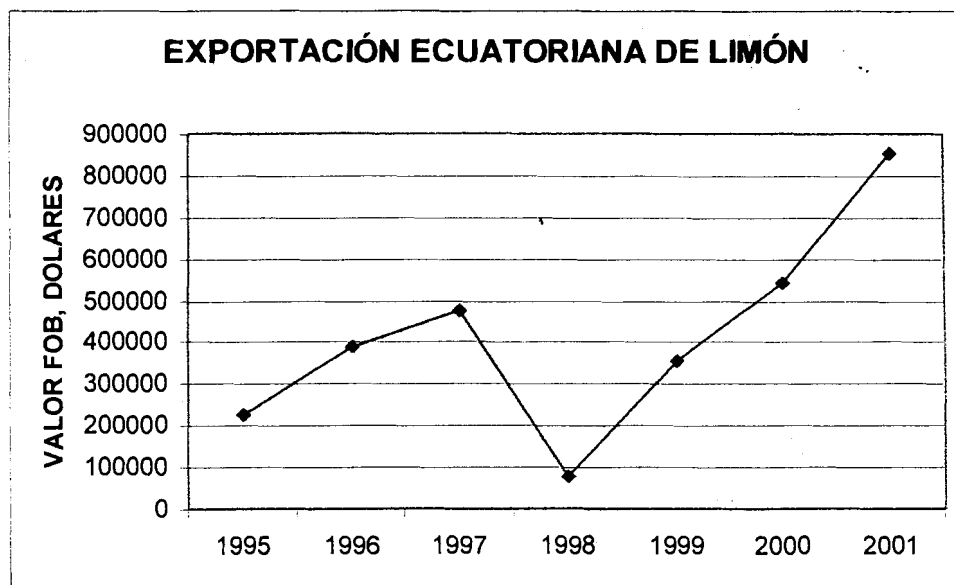


Fig. 1. 4 Valor FOB de las Exportaciones de limón

En la tabla No. 1 se aprecia el volumen de las importaciones de la Unión Europea, por país de procedencia.

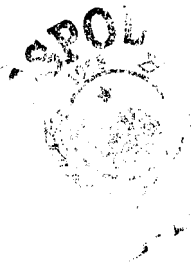




TABLA No. 1

Importaciones de limón Tahití (citrus aurantifolia) de la Unión

Europea –Toneladas (4)

	1995	1996	1997	1998	Part. 98 %	Crec*. 95-98 %
Intra Unión	3,849	14,388	9,017	8,399	100.0	18.7
Holanda	1,246	2,022	3,079	4,055	48.3	39.62
España	1,452	10,777	3,907	2,268	27.0	3.2
Italia	541	317	637	628	7.5	11.5
Francia	260	401	465	527	6.3	22.7
otros	350	871	929	921	11	29.7
No comunitarios	9,503	11,537	14,251	10,572	100.0	5.3
México	5,846	6,989	7,643	6,770	64.0	5.3
Brasil	962	1,604	1,362	1,820	17.2	17.5
Venezuela	961	1,361	1,554	619	5.9	-11.9
El Salvador	675	380	325	287	2.7	-27.2
R. Dominicana	5	1	184	271	2.6	171.9
Cuba	185	183	294	212	2.0	8.8
Otros	820	1,004	2,888	593	5.6	0.8

*Crecimiento promedio anual.

Fuente: Eurostal. Cálculos: Corporación Colombia Internacional

1.4. Preparación post cosecha del limón para exportación.

En esta sección se tratará el tema de la post cosecha, no se hablará de la siembra y cosecha propiamente dicha, ya que no es el interés de esta tesis. Además, el enfoque es respecto a los cuidados que se deben tener con la fruta en las etapas de la post cosecha, es decir, desde el procesamiento hasta la venta.

El desarrollo de las etapas comprende plantío, cosecha, procesamiento y transporte de esta fruta. Otros autores lo enfocan como sistema de venta el mismo que incluye 3 pasos principales: 1) cosecha y acarreo, 2) empacado (procesado y embarcado) y 3) venta.

Continuaremos ahora con la explicación de los 3 pasos anteriormente escritos:

La cosecha y acarreo, existen diferentes estándares referentes a la madurez de la fruta para iniciar la cosecha, estos estándares dependen del lugar de origen. Los criterios que conforman estos estándares varían en complejidad, los cuales consideran el color de la fruta, diámetro, proporción sólidos – ácidos, mientras que estándares múltiples incluyen el color de la fruta, volumen del jugo, los sólidos solubles, los ácidos y la relación sólidos – ácidos.

La cosecha se la realiza a mano. Aún no existe un proceso mecanizado eficiente para esta operación. El arrancar la fruta tiene sus ventajas, se ha demostrado, a más de ser rápido causa menos tendencia a la pudrición del extremo del tallo. En el acarreo, los frutos van siendo colocados en contenedores plásticos, forrados con papel,



bajo la sombra de los árboles, permaneciendo ahí hasta el momento de ser llevados para el procesamiento, se debe tener cuidado en tratar la fruta lo mas suavemente para evitar magulladuras, cortes en la cascara u otro daño que pueda afectar la clasificación.

El departamento de Agricultura de Estados Unidos reconoce las siguientes calidades para el limón Tahití y Pérsico:

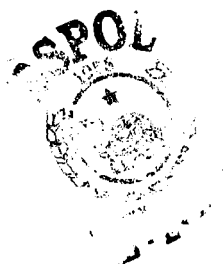
51.1000 US No. 1: Alta calidad. Limones firmes, bien formados, textura suave, libre de decoloración interna y externa, ausencia de piel dañada que no ha sido sanada (excepto aquellos daños causados por manipuleo), ausencia de daños causados por sequías, heladas etc. Libre de materiales extraños, insectos y enfermedades.

51.1001 US combinación: Cuando el 60% de las frutas aplican a la calidad 1 y el resto se haya en la calidad 2.

51.1002 US No.2: Frutas que presentan textura rugosa, mal formaciones, decoloraciones o color amarillo.

Empaque (procesado) y despacho. El procesamiento de la fruta para consumo en estado fresco conlleva los siguientes pasos:

- 1-Recepción,
- 2-Coloración,
- 3-Lavado,
- 4-Aplicación de cera,
- 5-Secado,
- 6-Clasificación,
- 7-Embalaje,
- 8-Enfriamiento, y
- 9-Almacenamiento;



1-Recepción, las cajas o contenedores provenientes del campo son apilados en un cuarto o se vacían directamente en un conductor que las envía directamente hacia la lavadora.

2-Coloración, si el cítrico no tiene el color comercial ya una vez en los cuartos de coloreado se procede a agregar etileno a concentraciones bajas, generalmente se utiliza un aplicador – gotero. Las frutas se mantienen en los cuartos de coloreado de 24 a 72 horas de acuerdo a la intensidad del verdor de la cáscara, la temperatura se mantiene alrededor de los 30 °C y la humedad relativa entre 90 y 92 %. El etileno acelera el proceso natural de reducción de clorofila lo que permite que en la cáscara se formen pigmentos de color amarillo y de color naranja.

3-Lavado, el objetivo del lavado es desprender la tierra, residuos de fumigación. Mientras son conducidos a través de un conductor van cayendo hojas o ramas hasta llegar a la lavadora. La lavadora tiene



tres partes: un tanque grande o aspersores de agua, la finalidad es que la fruta se remoje para aflojar la tierra, residuos de aspersión y las escamas; un juego de rodillos colocados transversales con aspersores de agua sobre ellos; y un eliminador de humedad. La solución de jabón o detergente se aplica mientras la fruta pasa por los rodillos giratorios.

Saliendo la fruta del proceso de lavado, ahora pasa por un secador y, después va a la enceradora o a la secadora. El secador consiste en una serie de rodillos giratorios contruidos con material de latón o aluminio que eliminan el exceso de agua.

4-Aplicación de la cera, existen varios tipos de cera y métodos de aplicación. El proceso se realiza antes de llegar a la etapa de clasificación y puede ser realizado después que la fruta sale del secado (o presecado) y hacia la secadora.

Se emplean varios tipos de cera, las emulsiones utilizadas contienen parafina, carnuba, etc.; otros utilizan una formulación acuosa de grado alimenticio a base de cera de carnuba. Estas se aplican a frutos secos por medio de un baño o asperjándolos por medio de boquillas atomizadoras.



La aplicación de la cera tiene muchos objetivos, entre ellos aumentar el brillo de la fruta y reponer la cera natural que se ha perdido en el proceso de lavado. Esto es importante para mantener la apariencia de la fruta y buena condición, puesto que al encerarla se ayuda a reducir la velocidad o tasa de transpiración (pérdida de agua), reduciendo la pérdida de peso fisiológica.

5-Secamiento, existen en uso varios secadores, el más utilizado es aquel que consiste en un túnel con un transportador de rodillos por donde pasa la fruta y sobre esta se sopla aire a 35 °C. El aire es aspirado desde el exterior por medio de ventiladores y se calienta al hacerlo pasar sobre unos radiadores de calor – serpentines de calentamiento por resistencia eléctrica -. El tiempo de recorrido o de permanencia de la fruta en el túnel es de aproximadamente 1 minuto en promedio. Otros tienen una serie de cepillos transversales rotatorios, las cerdas de los cepillos son de nylon o de cerdas de caballo. Tienen ventiladores montados arriba de ellos para dirigir el aire hacia abajo, los radiadores que utilizan estos secadores son serpentines por cuyo interior pasa vapor. Es típico este secador en empresas grandes.



6-Clasificación, un paso inherente previo a la clasificación es la preclasificación. La preclasificación es realizada generalmente por mujeres, quienes separan la fruta dañada, la fruta de baja clase y sana; la fruta restante es separada por clases – en la sección de cosecha y acarreo acotamos sobre las clases existentes -. Esta preclasificación toma en cuenta la apariencia externa. La clasificación se realiza por tamaño y es hecha en forma mecánica por una clasificadora, esta, consta de una serie de rodillos separados cierta distancia que permiten el paso de cierto diámetro de fruta que luego van cayendo en sus respectivos depósitos; las frutas de menor diámetro caen al comienzo y las más grandes caen al final dentro de su respectiva caja.

7-Embalaje, una vez clasificada la fruta, estas son empacadas por personal debidamente entrenado en cajas de cartón de 10 libras (17.3 x 12.9 x 2.7 pulgadas) sostenida en 4.5 Kg de producto aunque cajas de 9 a 18 Kg son también usadas. La industria Brasileira exporta los siguientes tipos: **42, 48, 54, 60 y 64** - números que corresponden a la cantidad de frutas dentro de una caja -.

8-Preenfriamiento, las cajas embaladas son agrupadas en torres o pallets, dependiendo si el embarque es aéreo o marítimo. El preenfriamiento de la carga consiste en reducir la temperatura



rápidamente hasta la de almacenamiento o de transporte. Muchos operadores de empacadores no se dan cuenta de la importancia del preenfriado.

“Se puede alargar la vida de la fruta por muchos días y semanas, por medio de su enfriamiento de 5° a 15 °C, según la clase de fruta cítrica de que se trate y manteniéndose la temperatura baja durante el tránsito, almacenamiento y comercio subsecuente. La fruta despidе bióxido de carbono y otros gases en su respiración; de ahí que se les debe proporcionar una ventilación adecuada. También es conveniente la humedad relativa de más o menos 85 a 90 %, para reducir las pérdidas por humedad”(25).

9-Almacenamiento, en esta etapa se mantiene la cadena de frío para los pallets de limón Tahití. Los pallets se almacenan a una temperatura de 7 °C, es bueno en este momento recalcar que el preenfriamiento otros operadores de empacadoras lo realizan entre 7 y 10 °C.

Comercio. Actualmente existen diferentes medios para poder comercializar un producto, los de mayor interés son los de exportación. Ecuador es un país que recientemente está entrando en la globalización y para acceder a mercados nuevos se planifican estrategias y asesoramiento tales como las que brinda CORPEI.

Las miras que tiene el Ecuador son hacia los mercados de EEUU y Europa. En EEUU el limón se vende en las áreas metropolitanas de Los Ángeles, San Francisco, Chicago, Baltimore, New York, Filadelfia y Atlanta.

Donde se obtienen las mejores utilidades es en Chicago, en los meses de Marzo a Mayo. La desventaja que tiene el Ecuador frente a competidores más fuertes como México y algunos países del Caribe, es el precio, ya que por la cercanía al mercado de EEUU y al tipo de transporte que utilizan (marítimo y terrestre) su precio es sustancialmente más barato.

“La época de vender depende del ciclo de producción, las variaciones del mercado externo, condiciones climáticas en los países productores” (32), la temporada más apropiada para la exportación de limón al mercado estadounidense es en los meses de junio a agosto cuando hay mayor demanda y mejores precios (www.corpei.org).

El precio de la fruta no es un factor preponderante para ninguno de los compradores, es el mercado el que impone el precio. Los precios se rigen a la oferta y a la demanda, a nivel minorista son muy volátiles. Las utilidades que representa la venta del limón al intermediario son

de un 10%, este a su vez las vende al minorista quien les agrega un 25% de beneficio (32). "Los limones se venden generalmente a consignación, siendo el exportador el que toma la mayor parte del riesgo" (32).





CAPITULO 2

2. CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES DEL LIMÓN

2.1. Introducción.

Se piensa que el origen del limón fue al sur este de Asia, y que los Árabes lo introdujeron en Europa (hacia los años 1.000 -1.200 A.C.), después se movilizó a los Estados Unidos y al sur. Actualmente el limón se cultiva en climas subtropicales y tropicales y es la principal fruta ácida del mundo.

El limón es principalmente requerido para la industria de las bebidas para dar su sabor. Del limón también se obtiene aceite, esencia para la industria doméstica y de perfume. Generalmente limones frescos son embalados en cajas de cartón para exportación.

Los principales exportadores y productores son: Estados Unidos, México, Turquía, Italia, Grecia, Argentina y Brasil comprenden el 60 % de la producción mundial. En cambio Francia, Alemania, Noruega,

Japón, Gran Bretaña y Estados Unidos son los principales importadores, los importadores Europeos representan aproximadamente 65 % del total.

2.2. Variedades.

El nombre científico del limón es citrus limon, tiene sinónimos tales como: Limon vulgaris, Citrus limonum, y Limonum. En otros idiomas tiene los siguientes nombres:

Inglés:	Lemon.
Español:	Limón.
Holandés:	Citroen.
Francés:	Citron, Citronnier, Limon.
Alemán:	Citrone.
Portugués:	Limao, Limao cravo.



El nombre genérico de CITRUS agrupa a las siguientes especies comerciales: naranjas, mandarinas, limones, toronjas, pomelos, sidras, trifoliata, kunquat, etc.

De todas las variedades existentes la que nos interesa es la del limón Tahití, a continuación se presenta su identificación botánica:

Familia:	Retacea
Subfamilia:	Aurancioidease
Tribu:	Citreae
Subtribu:	Citrinas
Género:	Citrus
Subgénero:	Eucitris
Especie:	Citrus aurantifolia



Variedad:	Citrus latifolia Tanaka
Nombre vulgar planta:	limonero
Nombre vulgar de la fruta:	limón tahití o limón persa

Webber* clasifica a las variedades de limón en las siguientes(25):

Limones ácidos, comprende Eureka, Genoa, Wheatley –variedades que no tienen espinas-; y, Amorfo, Belair, Villafranca –estas variedades presentan mas o menos espinas-. En este grupo el árbol es abierto y extendido; tienen pocas ramas y ramitas, que son ásperas y rígidas; hojas de color oscuro y redondeadas en el ápice o cortas y puntiagudas.

Describiendo –especificación botánica- específicamente el limón **Eureka** podemos decir, que es un árbol de tamaño y vigor medio. Los frutos van de tamaño mediano a grande de unos 120 gramos de peso en promedio, de forma elíptica u oblonga. Pocas o ninguna semilla. Corteza de espesor medio. Zumo muy ácido, pulpa de color verde-amarillento. Su ventaja principal es la precocidad en la producción. Puede producir dos cosechas, la primera, más importante, se recolecta en primavera –países del hemisferio norte de clima templado de octubre a febrero- o un poco antes. Variedad muy productiva. Es sensible al frío y al ácaro de las maravillas.

Limonos dulces, de igual características que los limones ácidos típicos, comprende Dorshapo; es una fruta pequeña casi ovalada o esférica.

Otras variedades, tales como: Everbearing, Palestine Sweet, Perrine, Armstrong. Estas variedades se cree que son híbridos de limón con otras especies de cítricos.

Además de esta clasificación, existen otras variedades que son muy conocidas actualmente, a saber:

Verna , árbol vigoroso con pocas espinas. Sus frutos tienen un peso promedio de 130 gramos. Forma oval y color exterior –epicarpio- amarillo intenso. Pocas semillas. Corteza gruesa, lo que favorece el transporte y la manipulación. La recolección se la realiza de febrero a junio. Puede producir además otra cosecha en verano de gran interés comercial -en países de clima templado del hemisferio norte-.

*Adaptado de Webber, 1943. cultivated Varieties of Citrus; tomado de Cultivo y mejoramiento de plantas tropicales y subtropicales.

Fino, árbol muy vigoroso y de tamaño muy grande. Tiene tendencia a la emisión de brotes con espinas. Los frutos son de tamaño mediano de unos 110 gramos. Forma variable pueden ser esféricos u ovalados. Tienen más semillas en comparación a las otras variedades y piel más fina que la variedad Verna. Su recolección se la realiza en primavera y también en la temporada de otoño (octubre-febrero). Producto de gran calidad para consumo en fresco y para la industria. Su característica más importante es la precocidad —en contraste con su resistencia al transporte- ya que su permanencia en el árbol y su resistencia al manipulado son menores que en la variedad Verna.



2.2.1. Patrones para el cultivo del limón.

El INIAP recomienda como el patrón más apto para condiciones tropicales y subtropicales la mandarina cleopatra más que otros patrones tales como Citrange Troyer, Citrange Carrizo y Citrumello Swingle que no toleran exceso de carbonato, además bajo condiciones tropicales son incompatibles con la mayoría de especies que han sido injertados en ellos. Otro patrón que tolera suelos con exceso de carbonatos es la Volkameriana, es un portainjerto susceptible a una enfermedad conocida como Blight; esta enfermedad



se presenta en suelos pesados (arcillosos) como son los de la zona de Chongón y Cerecita en la Península de Santa Elena.

Aunque la mayoría de cultivos en la costa ecuatoriana corresponde a cítricos del tipo franco –plantas sin injertar-, estas no son recomendables porque son blanco de enfermedades como la **GOMOSIS DEL PIE** y la **TRISTEZA**, enfermedades más graves que afectan a los cítricos, por ello se recomienda el uso de patrones.

Cada patrón se selecciona de acuerdo a la adaptación para el tipo de suelo, compatibilidad con la variedad que se va a injertar, desarrollo, nutrición, facilidad para obtener altas producciones de buena calidad y resistencia a plagas y enfermedades, así como, contenido de zumo (jugo) y presencia de semillas.

En la tabla 2 se presenta un cuadro como recomendaciones que realizó el INIAP, para el cultivo de naranjas y mandarinas.

El ICA (Instituto Colombiano de Agricultura) y la Federación Nacional de Cafeteros de Colombia mencionan 10 condiciones que deben reunir los patrones para ser seleccionado en un cultivar:

1. “Ser tolerante a condiciones desfavorables del suelo (mal drenaje, salinidad, sequía, pH extremos).

2. Ser tolerante o resistente a plagas y enfermedades.
3. Ejercer la influencia deseada en el desarrollo del árbol (talla normal, subnormal, etc.).
4. Inducir buenas producciones de igual calidad.
5. Ser precoz.
6. Poseer un elevado porcentaje de poliembrionía.
7. Producir un elevado número de semillas por fruto.
8. Tener una adaptación satisfactoria a la zona de cultivo.
9. Ser compatible con la variedad a injertar.
10. Ser de fácil manejo en el vivero."



Los patrones más comunes son:

1. Citrange Carrizo y Troyer. El Citrange Troyer fue de los primeros patrones tolerantes a Tristeza, es vigoroso y productivo. Posteriormente se introdujo el Citrange Carrizo, muy similar al primero pero con algunas ventajas, considerándose más resistente a la *Phytophthora*, a la asfixia radicular, a elevados porcentajes de caliza activa en el suelo y a nematodos, siendo las variedades injertadas sobre él más productivo. Como sólo representa ventajas, el Carrizo ha desplazado casi totalmente al Troyer.

Tiene buena influencia sobre la variedad injertada, con rápida entrada en producción y buena calidad de la fruta, adelantando la maduración con respecto al Naranja Amargo.

Son tolerantes a *Psoriasis*, *Xyloporosis*, "Woody Gall" y bastante resistentes a *Phytophthora* pero sensible a *Armillaria* y a *Exocortis*. Este último inconveniente obliga a tomar precauciones para evitar la entrada de la *Exocortis* en las nuevas plantaciones: desinfectar las herramientas de poda y recolección, utilizar material vegetal certificado en caso de reinjertadas, etc.

Son relativamente tolerantes a la cal activa, hasta un 8-9% el Troyer y un 10-11% el Carrizo. Estos valores son aproximados y dependen de muchos otros factores siendo favorable que las tierras hayan sido dedicadas anteriormente a regadío, utilización

del riego por goteo, buen contenido en materia orgánica del suelo, utilización de abonos acidificantes, aportaciones periódicas de quelatos de hierro, etc. Son sensibles a la salinidad, no debiéndose utilizar cuando la conductividad del extracto de saturación sea superior a los 3.000 micromhos/cm y la concentración de cloruros se encuentre por encima de los 350 ppm. Si la salinidad es debido fundamentalmente a sulfatos, las conductividades toleradas pueden ser superiores (12).

2. Mandarino Cleopatra. Fue el pie tolerante más empleado, actualmente sólo se utiliza en zonas con elevados contenidos de cal o problemas de salinidad. El vigor que induce sobre la variedad es menor que otros pies y aunque da fruta de mucha calidad, el calibre y la piel es más fina, factores a tener muy en cuenta en algunas variedades. Tolerante a todas las virosis conocidas. Bastante sensible a la *Phytophthora* y a la asfixia radicular, se debe evitar plantar en suelos arcillosos o que se encharque. Recomendable plantarlo siempre en alto y evitar que los emisores de riego mojen el tronco. Aunque de buenas cualidades, las plantaciones con este patrón muestran un comportamiento irregular e imprevisible, en algunos casos de desarrollo deficiente en los primeros años (12).

3. Citrus volkameriana. En los últimos años ha tenido gran expansión debido a su gran vigor, con una rápida y buena productividad. Es muy utilizado en nuevas plantaciones, donde para aprovechar el espacio que queda vacío durante los primeros años, se plantan árboles con este patrón entre los definitivos. Principales inconvenientes: baja calidad de frutos, aunque adelanta la maduración, moderada sensibilidad a *Phytophthora* y sensibilidad media a las heladas, menos que el *Macrophylla*. Resistente a la caliza y medianamente a la salinidad. Tolerante a la Tristeza, Exocortis y Psoriasis, pero es sensible a *Xyloporosis* y "Woody Gall"(12).

4. Citrus macrophylla. Igual que el Amargo, patrón exclusivamente autorizado para limoneros, más vigoroso y productivo que este, pero sobretodo se prefiere por su mayor resistencia a la salinidad. Sensible a la Tristeza y la *Xyloporosis*, también a las heladas y a la asfixia radicular. Resistente a la *Phytophthora* y a la tierra caliza. Confiere a la variedad injertada un gran vigor, precocidad en la producción y productividad. Adelanta la maduración pero disminuye la calidad de la fruta(12).

5. Naranja amarga. De buen comportamiento agronómico (cosechas aceptables y de buena calidad), buena resistencia al frío, pero con el inconveniente de que es muy sensible a la tristeza, de forma que se descarta como patrón. Es resistente al resto de virosis. Con respecto al Macrophylla y el Volkameriana presenta las ventajas de una gran resistencia a la asfixia radicular, a Phytophthora y a las heladas, con una mejor calidad de la fruta. Por el contra, entra en producción más tarde y no es tan productivo.(12)

6. Limón rugoso. Muchos autores lo consideran como un híbrido natural. Patrón ideal para limones y otros cítricos que vayan a ser plantados en suelos arenosos o calcáreos, susceptible a la salinidad. De escasa resistencia al frío, susceptible a Phytophthora, Deuterophoma, Armillaria, Nemátodos, Xiloporosis y a Blight, es tolerante a la tristeza y Exocortis. Produce frutos de buen tamaño, es precoz, de buen crecimiento y fácil manejo en almáciga y vivero. Disminuye la calidad de la cosecha.

7. Poncirus trifoliata. Recomendable como patrón para naranja, mandarina y toronja. Muy resistente al frío, tristeza, Phytophthora, pero con problemas en suelos calizos, pobres o salinos. Da mala calidad de fruto y su conducción no es fácil.

8. Naranja dulce. Son originarias del nororiente de la India, sur occidente de China y norte de Burma. Extremadamente sensible a Phytophthora, resistente a la tristeza y no soporta la caliza. Su crecimiento es lento pero produce frutos de excelente calidad. La



principal desventaja radica en que es susceptible a la gomosis, Psorosis y poco resistente a la sequía.

En un estudio realizado en 1980 en Colombia por el ICA, compararon tres patrones a nivel de semillero para el limón Tahití: Mandarina Cleopatra, Limón Rugoso y Tabog (**Swingle glutinosa**). Resultando de tal comparación que el patrón **Swingle glutinosa** como promisorio para limón Tahití; y, algunos autores dan la posibilidad de utilizar **Tabog** en climas cálidos y húmedos con el mismo propósito.

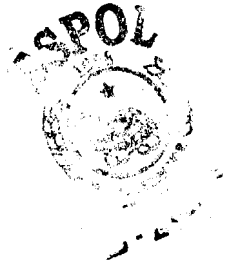
2.2.2. Composición química del limón Tahití (32).

Principios inmediatos	Sales minerales %	Vitaminas %
Agua 81%	Potasio 0.2340	A 0.00006
Proteínas 6.7%	Sodio 0.0080	C (corteza) 0.152
Grasas 0.4%	Calcio 0.1020	C (pulpa y jugo) 0.0475
Hidratos de carbono 7.7%	Fósforo 0.0185	P (citrina) 6 unidades
Celulosa 3.7 %	Magnesio 0.0166	B1 0.00011
Cenizas 0.5 %	Hierro 0.0130	B2 0.00011
	Azufre 0.0110	Nicotilamida 0.0002
	Cloro 0.0027	
	Cobre 0.00019	
	Cinc 0.00017	
	Manganeso 0.00003	
	Yodo 0.00001	

**TABLA 2**

Rendimiento (kg/ha) y otras características agronómicas de 10 variedades de cítricos. Promedio de 1991 – 1996. Portoviejo (20)

	NOMBRE	Kg/ha anual	Peso x frutos (g)	No. semillas	% de jugo	Brix
NARANJAS	Campbell Valencia	37333	208	6	47	12
	Salustiana	43100	194	3	42	12
	Hamlin	40000	162	6	35	13
	Olinda Valencia	35207	236	3	46	12
	Cadenera	40000	189	4	44	11
MANDARINAS	Ortonigue	39479	220	16	45	12
	Wilking	38752	133	13	39	11
	Murcoit	32184	149	14	46	13
	Clementina	38897	90	15	38	10
	Temple	31799	181	18	53	11



2.3. Características termodinámicas.

2.3.1. Introducción.

Se define como capacidad calorífica **C** de un cuerpo como la cantidad de energía (calor) que se necesita para elevar la temperatura del cuerpo en 1 °C. La capacidad calorífica de un cuerpo es proporcional a su masa, es decir, a mayor masa necesitaremos más energía para incrementar su temperatura en 1 °C. La propiedad termodinámica que relaciona a la capacidad calorífica con su masa se denomina calor específico, que es justamente la capacidad calorífica por unidad de masa y se representa por una letra minúscula **c**:

$$c = C/m$$

Una unidad histórica de energía fue la caloría, actualmente se la define como la cantidad de energía térmica necesaria para elevar la temperatura de 1 gramo de agua en 1 °C, referente a una temperatura determinada; esta temperatura en el Sistema Internacional está definida de 14,5 a 15,5 °C. De manera similar en el Sistema Ingles la unidad de calor es el BTU (British Thermal Unit), se define como la cantidad de energía térmica necesaria para elevar la temperatura de 1 libra de agua en 1 °F (entre 63 °F – 64 °F).

La caloría definida anteriormente tiene diferentes equivalencias en otros sistemas de unidades:

$$1 \text{ cal} = 4,184 \text{ J}$$

$$1 \text{ BTU} = 252 \text{ cal} = 1045 \text{ J}$$

$$1 \text{ BTU} / \text{lb } ^\circ\text{F} = 1 \text{ cal} / \text{g } ^\circ\text{C}$$



2.3.2. Calor específico de alimentos.

De un modo general la cantidad de agua, la grasa y la cantidad de sólidos no alimenticios determinan el calor específico de un producto alimenticio. A través de la media ponderada del calor específico de cada uno de estos productos, se puede aproximar con buenos resultados el calor específico del compuesto:

$$C_p = 1,0 X_{\text{agua}} + 0,5 X_{\text{grasa}} + 0,3 X_{\text{sólidos}} \quad \text{Ec. 2.0}$$

En donde X es la fracción de los compuestos en el alimento. Por ejemplo: del 100% de un producto este puede estar constituido de la siguiente manera 60% agua, 10% grasa y 30% sólido; en este caso el calor específico del producto será: 0.74. Esta ecuación bien puede ser aplicada sobre el punto de congelación y/o bajo el punto de ebullición del producto. La ecuación 2.0 es de extrema utilidad cuando no se

tiene el calor específico de un producto, como por ejemplo el de un producto nuevo.

Existen muchas correlaciones para alimentos, las cuales se presentan a continuación:

a.- Alimentos ricos en agua, tales como: carnes sobre el 25% de contenido de agua y para vegetales que tengan mayor al 50% del contenido de agua(9):

$$C_p = 0,40 + 0,006 W$$

Donde, **W** es el porcentaje de agua en base húmeda.

b.- Para granos en general(9):

$$C_p = 0,334 + 0,0077 W$$



c.- Fórmulas de Siebel(9):

Sobre temperatura de congelación $C_p = 0,20 + 0,008 W$

Bajo temperatura de congelación $C_p = 0,20 + 0,003 W$

2.3.3. Propiedades termodinámicas de cítricos.

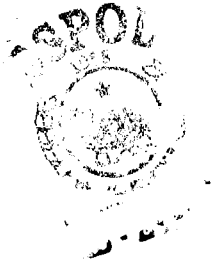
En la siguiente tabla se presentan las propiedades de algunos cítricos:

TABLA 3

CALOR ESPECIFICO DE CÍTRICOS

PRODUCTO	Kcal/Kg °C	KJ/Kg °C	REF.
TORONJA	0,91 (sobre T _{cong})	3,792 (sobre T _{cong})	11
	0,46 (bajo T _{cong})	1,917 (bajo T _{cong})	
NARANJA	0,90 (sobre T _{cong})	3,751 (sobre T _{cong})	
	0,46 (bajo T _{cong})	1,930 (bajo T _{cong})	
LIMA	0,90 (sobre T _{cong})	3,718 (sobre T _{cong})	
	0,46 (bajo T _{cong})	1,918 (bajo T _{cong})	
LIMON	0,98 (sobre T _{cong})	3,818 (sobre T _{cong})	
	0,46 (bajo T _{cong})	1,955 (bajo T _{cong})	





CAPITULO 3

3. ANALISIS DE LAS DIMENSIONES Y CÁLCULO DE CARGA DE LA CÁMARA DE REFRIGERACIÓN

En este capítulo se determinará la dimensión de la cámara, para ello se ha promediado el valor de las exportaciones de empresas empacadoras de limón Tahití, en el anexo 3 se detalla una lista. El valor referencial que se ha tomado corresponde a 29000 Kg. de limón que en el caso de la empresa AGEROTOP S.A. es la cantidad que exporta semanalmente. AGEROTOP S.A. empaca y almacena sus productos en la Parroquia Roberto Astudillo, perteneciente al Cantón Milagro Provincia del Guayas. Otra referencia que se puede tener es la producción de la Hcda. Clementina perteneciente al Ab. Álvaro Noboa.

Para dimensionar la cámara se ha elaborado una hoja de proyecto de explotación de la cámara con la finalidad de que cualquier persona sea capaz de recopilar información de cualquier producto y poder decidir la



capacidad del almacén frigorífico. Esta hoja de proyecto como la he denominado se encuentra en el APÉNDICE A

3.1. Cálculo de las dimensiones requeridas para la cámara y su antecámara.

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 mas bien a la forma en que se manipula la carga: montacargas, manualmente, en carretillas hidráulicas.
- Espaciamentos 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 cuando 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:(17):

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

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



satisfacer durante los periodos de clima frío, especialmente para países del subtrópico.(17)

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 complementario si es que existe, y proyectar la recolección a mediano plazo.(17)

El ingeniero conociendo plenamente estos escenarios determina 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:

* 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



Productos tratados: Se debe especificar la clase de productos: cítricos, mangos, maracuyá, flores, etc. También información sobre los embalajes, toneladas diarias de productos a refrigerar y/o congelar, temperatura de los diversos productos a la entrada; y frecuencia de entradas y salidas en el curso de la semana.

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 debemos tener en cuenta el número de cámaras, la ubicación respecto a carreteras, situación de la cámara y sala de máquinas. Para una instalación existente tenemos que conocer las características de los equipos frigoríficos: cámaras frigoríficas, túneles de congelación, máquinas de hielo, sistema de tratamiento de agua, torres de enfriamiento. Límites máximos de conducción de calor especialmente por las paredes,

desde el punto de vista económico. Y, en general para ambos casos ampliaciones y evoluciones permisible en el corto plazo – si es posible a 5 años -.

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, y, si es necesario mensual o bimestral. Humedad relativa del aire.

Condiciones climatológicas especiales: frecuencia de lluvias, vientos: dirección fuerza según las estaciones.

Otras consideraciones: Estas consideraciones tiene que ver mas con regulaciones gubernamentales.

Otro término que debemos tener en cuenta es la densidad de almacenamiento. La densidad de almacenamiento es la cantidad en metro cúbico 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 está alrededor de los 3.000 (para países en vías de desarrollo) y 5.000 m³, en cambio para las grandes instalaciones está 30.000 m³.

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. ó 40x48 pulg.) y la que se utiliza corrientemente P8 (80x120 cm. ó 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 m³ y 2.28 m³. 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.(17)

“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 con P8

De 120 a 200 Kg./m^3 con 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 .”(17)

De acuerdo a lo establecido, podemos agregar lo siguiente en torno al embalaje que en si determinará la capacidad de la antecámara y cámara. A EEUU se comercializan cajas de 4.5 Kg. (10 lb.), 19 Kg. (42 lb.), 17.2 Kg. (38 lb.) y 16.36 Kg. (36 lb.). Arizona y California comercializan en cajas de 17.2 Kg. (38 lb.), mientras que los limones



exportados por Chile y España las realizan en cajas de 16.36 Kg. (36 lb.) (13).

De lo expuesto anteriormente podemos darnos cuenta que las variedades de presentación del producto en lo que respecta a cantidad es muy variada, pero para efectos de proyección de la cámara se tomará el embalaje que contenga la mayor cantidad de producto, como es el caso Mexicano que empaacan los limones en cajas de 15 Kg. (40 lb.).

Las dimensiones de las cajas no están estandarizadas en los principales mercados, pero en general se recomienda utilizar cajas de 40x30x24.5 cm y 30.5x25.4x38 cm para EEUU. Generalmente se colocan 9 cajas por nivel y 11 niveles de altura en una tarima(13).

Tomando en cuenta la norma europea para una tarima P10 donde la densidad de carga es de 200 Kg/m³, se admite que la carga unitaria para está tarima es de 1000 Kg.; es tolerable que para este tipo de embalaje se tomen 7 niveles de altura en una tarima -1134 Kg.-.

Para establecer plenamente las dimensiones de la cámara se elaboró una hoja de proyecto que encontramos en el APÉNDICE A, utilizando está tabla el Ingeniero podrá determinar la capacidad requerida para



cualquier cámara que almacene cítricos, así como también otros parámetros útiles para el exportador.

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 limón incluido la tarima, hasta ahora no se ha mencionado la capacidad de almacenamiento; se está haciendo una acotación en cumplimiento de la referencia 13. La longitud necesaria para almacenar los 29000 Kg. de limón Tahití – 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 más –el evaporador de perfil medio BM de la Heatcraft tiene tiro de aire hasta 20 metros-. El ancho necesario para almacenar las 1610 cajas distribuidas en 49 cajas / tarima y los espacios para que transite el montacargas es de 10 metros.

La precámara estará sujeta a la construcción de los galpones típicos industriales ya que su inversión no es costosa en comparación con la cámara frigorífica. Las paredes pueden ser de planchas de ISOPANEL para que mantengan una temperatura promedio de 21 °C –es la recomendada: el promedio de la temperatura de almacenamiento y la temperatura exterior-. 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.

3.2. Selección y cálculo del aislamiento

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 ayudará a seleccionar el más idóneo para nuestra aplicación en particular. Un buen aislamiento con su espesor óptimo representará 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.

Refrigeración, calefacción y acondicionamiento de aire hasta 120 °C (250 °F) y temperaturas moderadas y altas mayores a 2 °C (36 °F).

Para temperaturas inferiores a 100 °C (212 °F) y mayores a 2 °C se recomienda utilizar materiales no fibrosos como el poliuretano, poliisocianato, poliisocianurato y poliestireno, aunque generalmente se utilizan materiales fibrosos tales como: Alúmina, asbesto, vidrio, caña, algodón, madera, etc. 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** de los aislamientos **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.

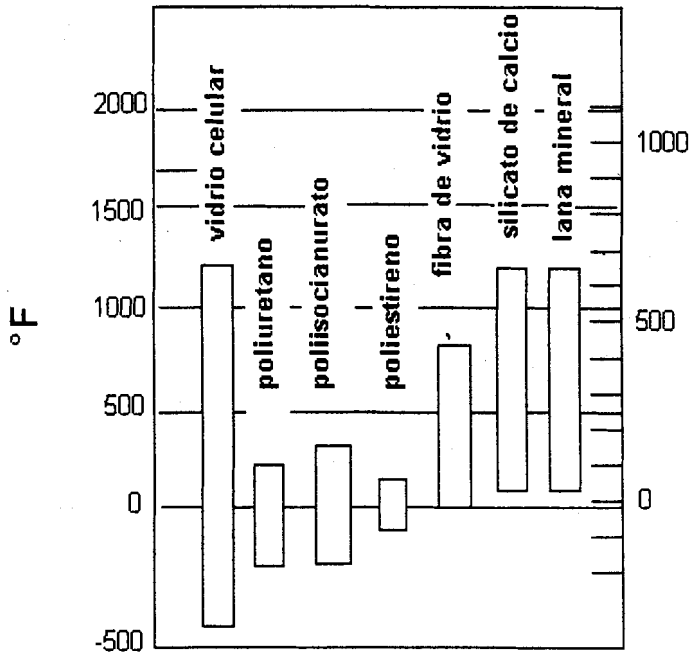


Fig. 3.1 Materiales de aislamiento e intervalos aplicables de temperatura.(26)

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 lámina 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 (30)

Aislamiento	Densidad (Kg/m ³)	Conductividad a 0 °C (Kcal/m ² h °C)	Permeabilidad	Combustibilidad	Resistencia a la compresión (Kg/cm ²)
Corcho	150-200	0.035	Alta	Medianam. 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	0.6 - 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/o poliuretano, como barrera antivapor el material utilizado con esta finalidad es el aluminio, el piso debe analizarse si se lo aísla o no. Los materiales anteriormente mencionados para la construcción de la cámara de conservación, fueron seleccionados basándose en sus propiedades térmicas las cuales podemos observar en la **TABLA 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/m² K°)	conductividad (Kcal m/m² h °C)
Poliuretano inyectado	e_x	0.0268	0.02305
Lámina de aluminio	0.5	0.0433	0.03725
Plancha acero galvanizado	1.5	45.357	39

Para convertir de **BTU ft/ h ft² °F** a **Kcal m/ m² h °C** multiplíquese por 1.49.

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



3.2.1. 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.

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 Δt entre los dos medios separados por la pared(31).

Existe una relación lineal entre k y Δt (aproximadamente), como podemos observar en la TABLA 6:

TABLA 6
COEFICIENTES GLOBALES DE TRANSMISIÓN DE CALOR

(31)

Δt (°C)	60 y más	50	40	30	20	10
U (Kcal /m ² h °C)	0.15	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40
U (W /m ² °K)	0.17	0.23	0.29	0.35	0.41	0.47

La temperatura ambiental de bulbo seco, bulbo húmedo y humedad relativa de la ciudad de Guayaquil, lugar donde va a funcionar nuestra cámara fue obtenido de la tesis de grado José Abel Cedeño López en la cual estos valores habían sido proporcionados por DELTA DELFINI CIA. LTDA.:



TABLA 7
TEMPERATURA CIUDAD DE GUAYAQUIL

	MINIMA	MÁXIMA	PROMEDIO
Temp. Bulbo seco (°C)	23.3	33.3	28.8
Temp. Bulbo húmedo (°C)	22.1	26.7	25.0
Humedad relativa (%)	60	92	75.7

Para efectos de cálculo y asegurar las condiciones de diseño seleccionamos como temperatura de diseño 33 °C. La temperatura de conservación prolongada del limón es 9 - 10 °C (48 - 50 °F) que es el rango de temperatura recomendada para el almacenamiento en cámaras frigoríficas (9).

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	33	91.4
Temp. superficie exterior de las paredes	33	91.4
Temp. superficie interior de las paredes	9	48.2
Temperatura de conservación	9	48.2

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

$$\Delta t = T_{SE} - T_{SI}$$

$$\Delta t = 33 \text{ °C} - 9 \text{ °C} = 24 \text{ °C}$$



Interpolando, de la tabla 7 obtenemos el coeficiente global de transferencia de calor, el cual es $0.33 \text{ Kcal /m}^2 \text{ h } \text{°C}$ ($0.38379 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°K}$). Con este valor de U podemos calcular el espesor e_x del aislante:

El coeficiente U puede ser calculado mediante la ecuación 3.1:

Donde:

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



- 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.

Los valores de los coeficientes de convección se pueden obtener de la tabla de conductancias y resistencias de superficies para el aire, tabla 9 (tomado de ASHRAE Handbook of Fundamentals, 1981).

Para convertir (conductancia o convección) de $\text{BTU} / \text{h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$ a $\text{Kcal} / \text{m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$ multiplíquese por 4.88; y , para convertir $\text{Kcal} / \text{m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$ a $\text{W} / \text{m}^2 \text{ K}$ Multiplíquese por 1.163.

*Conductancia o coeficiente de película en $\text{W} / \text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{K}$



TABLA 9

Conductancia (coeficiente de película) y resistencias de superficies para el aire (22)

Posición de la superficie	Direc. flujo de calor	No reflectora, $\varepsilon = 0.90$			
		C	C'	R	R'
Aire quieto:					
Horizontal	Hacia arriba	1.63	9.26	0.61	0.108
Vertical	Horizontal	1.46	8.29	0.68	0.121
Horizontal	Hacia abajo	1.08	6.76	0.92	0.148
Aire en mov. cualquier posición:					
Viento 15 mi/h (24 km/h invierno)	Cualquiera	6.00	34.07	0.17	0.029
Viento 7.5 mi/h (12 km/h verano)	Cualquiera	4.00	22.71	0.25	0.044

NOTAS: C = conductancia*, BTU / h ft² °F

C' = conductancia, W / m² °K

R = resistencia, 1/C

R' = resistencia, 1/C'

Los valores de h_i y h_e son seleccionados usando la **TABLA 9**:

$$h_i = 1.46 \text{ BTU / h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F} = 7.12 \text{ Kcal / m}^2 \text{ h }^\circ\text{C} = 8.29 \text{ W / m}^2 \text{ K}^\circ$$

$$h_e = 4.00 \text{ BTU / h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F} = 19.52 \text{ Kcal / m}^2 \text{ h }^\circ\text{C} = 22.71 \text{ W / m}^2 \text{ K}^\circ$$

Reemplazando los valores en la Ec. 3.1.

$$0.33 = \frac{1}{\frac{1}{7.12} + \frac{1}{19.52} + \frac{e_x}{0.02305} + \frac{0.0005}{0.03725} + \frac{0.0005}{0.03725}}$$

Despejando la incógnita e_x :

$$e_x = 0.065 \text{ m} = 65 \text{ mm}$$



Entonces seleccionamos un aislamiento que tenga como mínimo 65 mm de espesor. El espesor total de la pared es $65 + 0.5 + 0.5 = 66$ mm, lo más aconsejable es evitar cualquier riesgo y seleccionar un espesor de 76.2 mm (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.



3.2.2. 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:

$$\Delta t = T_{SE} - T_{SI}$$

$$\Delta t = 33 \text{ }^\circ\text{C} - 9 \text{ }^\circ\text{C} = 24 \text{ }^\circ\text{C}$$

Interpolando en la **tabla 6** determinamos el coeficiente global de transferencia de calor, siendo $0.33 \text{ Kcal / m}^2 \text{ h }^\circ\text{C}$, 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:

$$h_i = 1.08 \text{ BTU / h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F} = 5.27 \text{ Kcal / m}^2 \text{ h }^\circ\text{C} = 6.129 \text{ W / m}^2 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$h_e = 4.00 \text{ BTU / h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F} = 19.52 \text{ Kcal / m}^2 \text{ h }^\circ\text{C} = 22.71 \text{ W / m}^2 \text{ }^\circ\text{K}$$

Reemplazando los valores en la Ec. 3.1.

$$0.33 = \frac{1}{\frac{1}{75.27} + \frac{1}{19.52} + \frac{e_x}{0.02305} + \frac{0.0005}{0.03725} + \frac{0.0005}{0.03725}}$$

Despejando la incógnita e_x :

$$e_x = 0.06368 \text{ m} = 64 \text{ mm}$$

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.).

3.2.3. 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 colocará una capa de piedras secas y sobre estas se aplicará una capa de brea como barrera antivapor. Respecto a la carga dinámica debido al montacarga –por lo general en este tipo de aplicaciones es de 5 toneladas- está vinculada directamente al espesor y tipo de construcción. En la sección 3.3.1 se analizan las tres posibles configuraciones y su aislamiento.

3.3. Cálculo de la carga de refrigeración.



Para establecer el sistema de refrigeración debemos realizar un cálculo preciso de la carga de refrigeración. Un mal cálculo no compensará esfuerzos extraordinarios en otras fases del proyecto. 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:

3.3.1. 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:

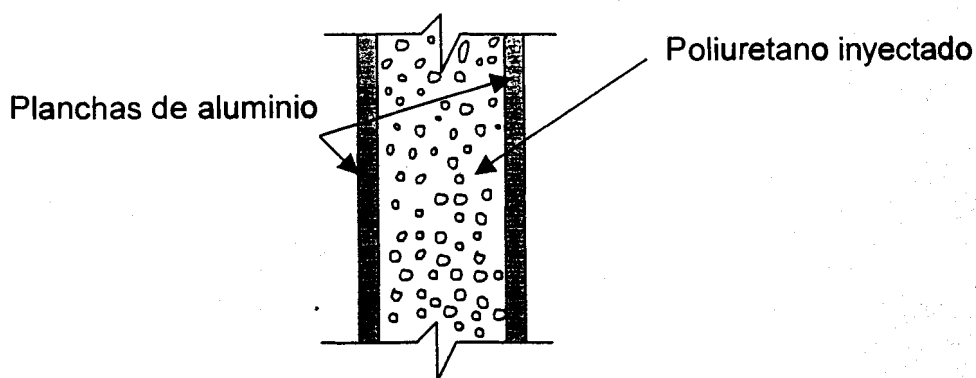


Fig. 3.2 Esquema de la configuración del aislante de la pared.

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

$$U = \frac{1}{\frac{1}{7.12} + \frac{1}{19.52} + \frac{0.0762}{0.02305} + \frac{0.0005}{0.03725} + \frac{0.0005}{0.03725}} = 0.28375 \quad \text{Kcal/h.m}^2 \cdot \text{°C}$$

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

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

$$Q = USA\Delta t \quad \text{Ec.3.2}$$

donde,

Q = aporte calorífico, Kcal/h.

S = superficie de transferencia exterior, m².



Δt = diferencia de temperatura (respecto a cada pared) entre la temperatura exterior promedio y la temperatura promedio del espacio refrigerado, °C.

Está 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 (31).

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 mayorar o 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 (31)

Podemos elaborar una tabla en la cual se indiquen las temperaturas de proyecto según su orientación:

ORIENTACION	TEMP. PROYECTO °C	TEMP. CAMARA °C	DIFERENCIA TEMP. °C
Tumbado	48	9	39
Pared norte	33	9	24
Pared oeste	43	9	34
Pared este	38	9	29
Pared sur	38	9	29
Piso	36*	9	27

*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 sección 3.1, pudiéndose resumir lo siguiente:

Tumbado 15 x 10.2 m
 Piso 15 x 10.2 m
 Pared Norte 3.5 x 10.2 m
 Pared Sur 3.5 x 10.2 m
 Pared Oeste 3.5 x 12 m
 Pared Este 3.5 x 12 m

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

Pared Norte: $0.28375 \times 35.7 \times 24 = 243.12$ Kcal/h

Pared Sur $0.28375 \times 35.7 \times 29 = 293.77$ Kcal/h

Pared Oeste $0.28375 \times 42 \times 34 = 405.20$ Kcal/h

Pared Este $0.28375 \times 42 \times 29 = 345.61$ Kcal/h

Tumbado $0.28375 \times 153 \times 39 = 1394.35$ Kcal/h



Para determinar la ganancia de calor debido al piso, primero debemos 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"(13). Existen tres arreglos para construir el piso de la cámara, a saber: (1) Utilizando hormigón armado con 300 mm de espesor, por tanto:



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

$$Q = \frac{1.3 \times 153 \times 27}{0.3} = 17901 \quad \text{Kcal/h}$$

(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: por tanto el coeficiente –tomando el coeficiente de película con flujo de calor hacia arriba, tabla 9- es:

$$U = \frac{1}{\frac{0.1}{0.4} + \frac{0.01}{0.7} + \frac{0.01}{1.7} + \frac{0.01}{1.7} + \frac{1}{7.96}} = 2.49 \quad \text{Kcal/h.m}^2.\text{°C}$$

Donde: $Q = 2.49 \times 153 \times 27 = 10286 \text{ Kcal/h}$

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

(3) La tercera opción es colocar sobre el piso una cimentación de hormigón, aislamiento con elevada resistencia a la compresión y sobre está una losa de rodadura. Como podemos darnos cuenta solamente el aislamiento ya es un monto considerable – aislamiento con baja resistencia cuesta 17.50 dólares /m² en 153 m² tendríamos más de 2700 dólares, ya que el aislamiento con elevada resistencia es mucho más caro que el mencionado-.

El total de carga calorífico debido a paredes, piso y tumbado es de 12968 Kcal/h.



3.3.2. Aporte calorífico debido al producto.

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 y temperatura a otro estado y temperatura debemos utilizar una o todas la s formulas siguientes:

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

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

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

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



Calor latente del producto:

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

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

$$Q = m \times c_i \times (t_f - t_3) \quad Ec.3.7$$

donde

Q = calor removido, Kcal.

m = masa del producto, Kg.

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

t₁ = temperatura inicial, °C.

t₂ = temperatura mas baja sobre congelamiento, °C

t_f = temperatura de congelamiento, °C.

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

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

t₃ = temperatura final bajo congelamiento, °C.

El cálculo estará basado en un promedio de 29000 Kg. en las condiciones de almacenamiento establecidas. Las propiedades termodinámicas del limón Tahití fueron indicadas en el CAPITULO II y utilizaremos la ecuación 3.4. Para el limón Tahití se utilizan cajas de

cartón corrugado de plancha de fibra de dos piezas que tiene las siguientes propiedades termofísicas:

Densidad	ρ	930 Kg/m ³ (26)
Conductividad térmica	k	0.055 Kcal/h.m.°C (15)
		0.016 W/m.°K
Calor específico	c_p	1340 J/Kg.°K (26)
		0.32012 Kcal/Kg.°C



La masa de una caja de cartón es de 1.355 Kg. (largo 40 cm, ancho 30 cm, alto 24.5 cm). La temperatura a la cual ingresan las cajas con el producto es de 33 °C hasta llegar a los 9 °C, la carga del producto por lo tanto será:

Producto: $0.98 \text{ Kcal/Kg.}^\circ\text{C} \times 29000 \text{ Kg} \times 24^\circ\text{C} = 682080 \text{ Kcal (24 h)}$

Embalaje: $(1610) \times 0.32012 \text{ Kcal/Kg.}^\circ\text{C} \times 1.355 \text{ Kg} \times 24^\circ\text{C} =$
 $16760.59 \text{ Kcal (24 h)}$

Las tarimas son construidas en madera de pino amarillo cuyas dimensiones para una P10 son 100 x 120 cm y tiene una altura de 14.5 cm. Cada una de estas tarimas tiene una masa aproximado de 30 kg., por lo tanto para las 32 tarimas tenemos:

Tarima: $(32) \times 30 \text{ Kg.} \times 0.67010 \text{ Kcal/Kg.}^\circ\text{C} \times 24 \text{ }^\circ\text{C} =$
 $15439.10 \text{ Kcal (24 h)}$

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:

Temperatura Del refrigerante	Tiempo de operación del equipo
30 °F o más sin escarcha	20-22 horas
30 °F o menos y 35 °F del almacén o más (con escarcha)	16 horas

*De ASHRAE Handbook of Fundamentals, Cap. 23, New York, 1972.

Otra clasificación cuando el desescarchado es recomendado (19):



Para temperaturas (cámara) sobre la de congelación 18-20 horas

Para temperaturas (cámara) bajo cero 16 horas

Para temperaturas (cámara) intermedias 14-16 horas



De lo anterior podemos resumir lo siguiente (19).

Cámaras comerciales 14 a 16 h

Cámaras industriales 18 a 20 h

La carga debido al producto, embalaje y tarima es:

$$\frac{682080 + 16760.59 + 15439.10}{20h} \text{ Kcal/h} = 35713.98 \text{ Kcal/h}$$

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:

I_r = calor de respiración, Kcal/ton.

La tabla 10 presenta el calor de respiración para el limón:

TABLA 10 (27)

CALOR DE RESPIRACIÓN PARA EL LIMÓN

Temp. °F	Temp. °C	I_r , BTU/ton.24h	I_r , Kcal/ton.24h
32	0	580	146.16
40	4.4	810	204.12
60	15.6	2070	521.64
80	26.7	6200	1562.4

*Respiración = Desprendimiento de CO_2 y H_2O .

De Refrigeration Data Book, 5ª. Ed., 1943 New York ASHRAE

Interpolando los valores de la tabla 10 se obtuvo 469.78 Kcal / ton.24h para el calor de respiración a 9 °C. El aporte debido a la respiración del limón es:

$$Q = 29\text{ton} \times 469.78 \frac{\text{Kcal}}{\text{ton} \times 24\text{h}} \times \frac{1}{20} = 681.18 \text{Kcal} / \text{h}$$

3.3.3. 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 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-, como es la disminución de la vida útil del producto almacenado; es necesario renovarlo y reemplazarlo por aire fresco. “En las cámaras (de refrigeración) una gran parte de la renovación proviene del movimiento de las puertas de acceso”(31).

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:

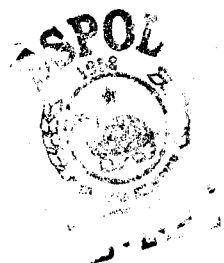
N = número de renovaciones por día.

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

v_a = volumen específico del aire en condiciones ambientales exterior, m^3/kg .

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

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



Para determinar las propiedades físicas del aire, hacemos uso del diagrama psicrométrico de la Fig. 3.2 evaluadas a las temperaturas promedio de la tabla VIII. Los valores obtenidos fueron los siguientes:

$$\begin{array}{ll} V_a = 0.875 \text{ m}^3/\text{Kg} & h_a = 18.6 \text{ Kcal/Kg.} \quad h_f = 6 \text{ Kcal/kg} \\ V = 25.5 \text{ m}^3 & N = 1^* \end{array}$$



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

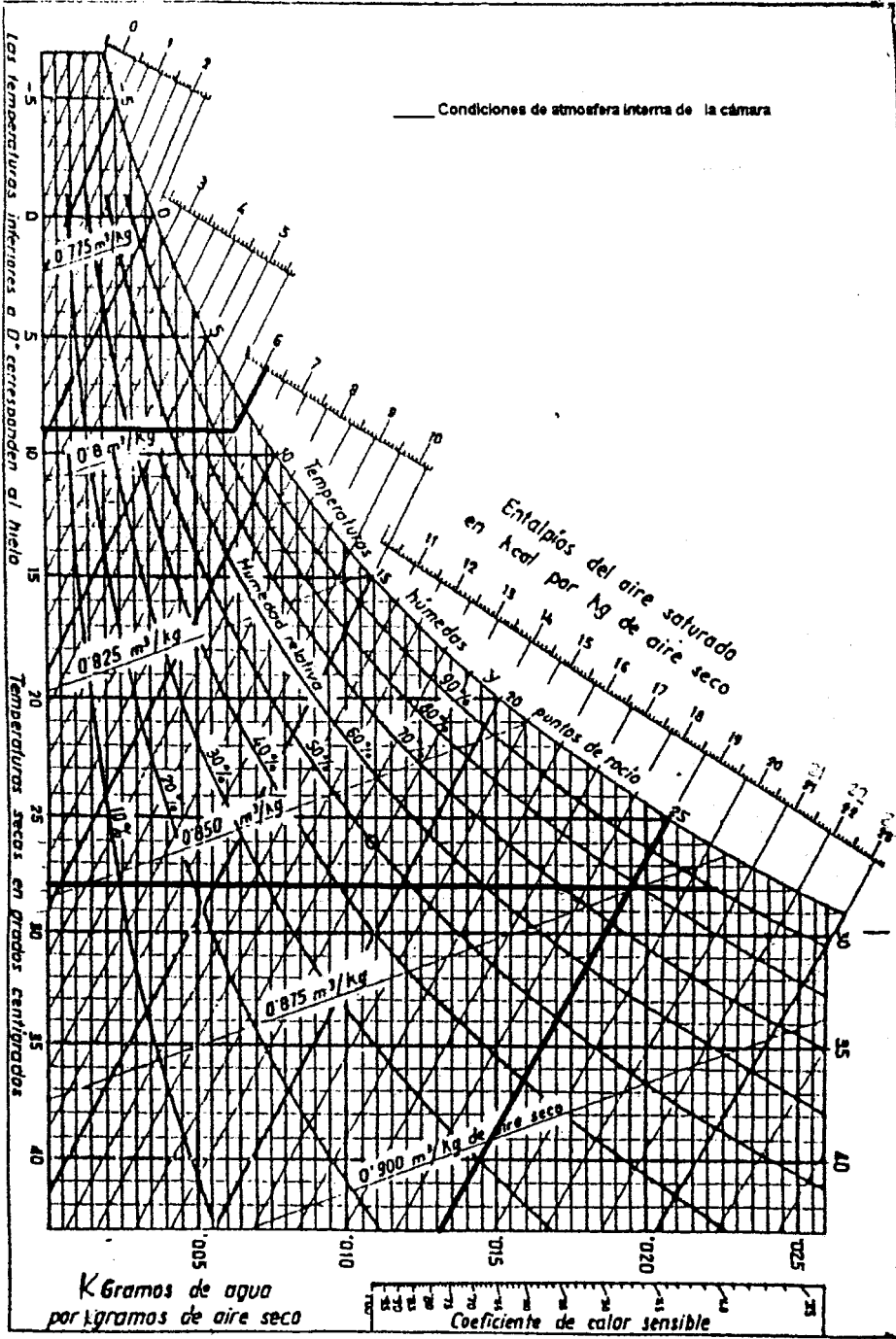
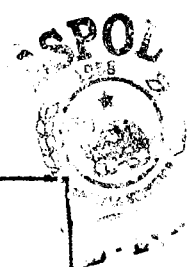


Fig. 3.3 Diagrama Psicrométrico, tomado de "Curso de Refrigeración" Ángel Vargas Z. 1974.

$$Q = 1 * \times \frac{25.5m^3}{0.875m^3 / Kg} \times (18.6Kcal / Kg - 6Kcal / Kg) = 367.2Kcal(24h)$$

Por lo tanto, como se especificó en la sección 3.3.2 para una cámara industrial la carga equivalente a un día es de 20 horas de operación, entonces:

$$Q = \frac{367.2}{20} Kcal / h = 18.36Kcal / h$$

3.3.4. Aporte calorífico de los equipos eléctricos y persona.

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

Puede ser más importante para el cálculo de la carga de enfriamiento el calor desprendido de las personas en teatros, iglesias y restaurantes. En otros casos constituye una parte despreciable de la carga (22).

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

$$Q_m = \sum 860 \times P \times t \quad \text{Ec.3.10}$$

$$Q_f = 860 \times W \times t \quad \text{Ec.3.11}$$



860 = factor de conversión, 1KW =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, conductibilidad 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 (19). "Se admite en promedio la cifra que va de 150 a 200 Kcal/h", los aportes correspondiente a este ítem viene dado por:

$$Q_p = N \times C \times t \quad \text{Ec.3.12}$$

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 tenemos:

$$Q = 0.10 \times (12968 + 35713.98 + 681.18 + 18.36) \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} = 4938.15 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$$

La carga total que necesita nuestro equipo frigorífico es:

$$Q_T = (49381.92 + 4938.15) \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} = 54320 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$$

$$Q_T = 63.16 \text{KW}$$

$$Q_T = 84.70 \text{HP}$$

$$Q_T = 215524 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$



la capa de ozono. 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.

El amoníaco, hidrocarburos y dióxido de carbono son refrigerantes que se utilizan en menor medida, si bien no reducen el ozono tienen potencial de calentamiento global (GWP) - conocido por sus siglas en inglés: Global Warming Potential-.

Aún existen algunas mezclas (blends) tales como el R401A, R401B, R409A entre otros, llamados sustitutos temporales, porque poseen R22 en su composición y tienen un plazo determinado para ser eliminados.

4.1.2. Clasificación de los refrigerantes.

Los refrigerantes se clasifican en dos grandes grupos:

- **Refrigerantes primarios**, son sustancias químicas que utilizan su calor latente de vaporización para absorber calor de un



cuerpo o sustancia a enfriar, se caracterizan por su tendencia a vaporizarse a bajas temperatura al absorber calor y se condensan fácilmente cuando ceden su calor latente al medio ambiente. Estos refrigerantes son usados en sistemas de refrigeración directa (29) y (30).

Los refrigerantes primarios usados en refrigeración doméstica y comercial son:

- Amoniaco.....R 717
- Refrigerante 12R 12
- Refrigerante 22R 22
- Refrigerante 502.....R 502
- Refrigerante 134a.....R 134a
- Refrigerante 125.....R 125



- **Refrigerantes secundarios**, son aquellos refrigerantes que han sido enfriados por algún refrigerante primario para luego enfriar o absorber calor de un a sustancia o cuerpo. Estos refrigerantes son usados en sistemas de refrigeración indirecta (29). Se caracterizan por tener bajo punto de congelación y bajo punto eutéctico (30).



4.1.3. Comentarios sobre algunos refrigerantes primarios.

De los refrigerantes mencionados pasaremos a tratar los que actualmente están en vigencia, pero también de los que dejarán de utilizarse:

R 12: su fórmula química es CCl_2F_2 , se lo denomina Diclorodifluorometano; hasta ahora es uno de los refrigerantes más usados. Tiene la particularidad de ser miscible con aceite en cualquier proporción y temperatura lo que garantiza buena operación de la planta frigorífica.

Sin embargo sus inconvenientes surgen en el momento de fugas, ya que es difícil de detectar pues es incoloro e inodoro, no puede operar a bajas temperaturas (temperatura de ebullición $-29.8\text{ }^\circ\text{C}$) (24) y (25). Su agresión al medio ambiente queda clara porque tiene un ODP de 1.0. Se recuerda que el ODP es el potencial de destrucción del ozono.

R 22: su fórmula química es CHClF_2 , se lo denomina Clorodifluorometano, se conocen perfectamente sus propiedades termodinámicas que son aceptables.

La aplicación en las instalaciones frigoríficas de mediana y baja temperatura hasta $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ no crea problemas (30).

Este refrigerante tiene algunas desventajas siendo la principal su irregular miscibilidad con los aceites, lo cual ocasiona problemas en las instalaciones. Este fluido frigorígeno al poseer cloro se le asigna un ODP de 0.05 y un GWP de 0.35, se lo debe considerar como un candidato a mediano plazo (2).

R 502: Es una mezcla azeotrópica de R22 y de R 115 en una proporción de 48.8 % y 51.2 % respectivamente. Su fórmula es C_2ClF_5 y su nombre químico es Cloropentafluoretano. Este refrigerante tiene la ventaja que puede ser usado a muy bajas temperaturas a causa de su punto de ebullición que es $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ inferior al del R 22 (esto es $-45\text{ }^{\circ}\text{C}$) (30). Este refrigerante también ha sido vetado por la convención de Montreal por causar daños a la capa de ozono.

R 134a: Es una alternativa al refrigerante R 12. Pertenece al grupo de los HFC, al no tener cloro no es miscibles con los aceites

minerales, pero si es compatible con aceites sintéticos como el poliolester.

Se evapora a $-26.4\text{ }^{\circ}\text{C}$ a presión atmosférica, pero se prevé su utilización en instalaciones frigoríficas que no tengan una temperatura inferior a $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ ya que se ha comprobado que a partir de esa temperatura disminuye su eficiencia termodinámica en relación al R-12.

Los HFC son muy higroscópicos y absorben gran cantidad de humedad (13).

De los HFC el 134a es el único definitivo los demás se emplean para mezclas (R-125, R-143a, R-152a).

El acuerdo de Montreal regula el uso de los CFC y HCFC pero en el acuerdo de Kyoto no son considerados. Lo que implica tener presente las restricciones relacionadas con el efecto invernadero, pues bien si su ODP es cero su GWP es de 1300, es decir, agrava más el efecto invernadero.



R 717: este fluido frigorígeno es conocido como amoníaco, la denominación simbólica corresponde al grupo 700 designada para compuestos inorgánicos y el 17 corresponde al peso molecular. Otros compuestos de este mismo grupo son el agua (H_2O), designado por el código R 718, el dióxido de carbono (CO_2) con el código R 744.

La particularidad que tiene el amoníaco es que no tiene ningún efecto sobre el ozono atmosférico; su duración de vida está entre algunos días y menos de dos semanas (17). Tiene excelentes propiedades termodinámicas, el amoníaco necesita menos energía para producir la misma cantidad de "frío" que otro refrigerante; esto es muy importante ya que su incidencia indirecta –o efecto indirecto- en el efecto invernadero, proveniente de la emisión del CO_2 en la generación de la energía primaria es una de las más reducidas en comparación con otros fluidos frigorígenos (17).

Existen mitos sobre el uso del amoníaco en torno a su peligrosidad y el costo adicional de equipos de seguridad y accesorios, en un informe realizado en los Estados Unidos en 1999, de A. D. Little calculó que el uso de amoníaco añadiría \$660 millones anuales



por lo anteriormente acotado en torno a su seguridad –equipo adicional de seguridad, accesorios y energía-.

4.1.4. Propiedades de los refrigerantes alternativos.

Entre las propiedades de los refrigerantes primarios a la hora de seleccionar, las más importantes son:

Características termodinámicas

- Una propiedad de particular importancia es la relacionada con el punto de ebullición (P.E.), pues la relación temperatura – presión de trabajo en el evaporador debe ser tal que la presión sea mayor que la atmosférica en el lado de baja presión, evitando de esta manera el peligro de filtración de aire y humedad en el caso de fuga. Mientras que la temperatura de evaporación del sistema debe ser superior a la temperatura de ebullición (22).
- La temperatura crítica debe ser alta respecto a la temperatura de condensación; y de congelación inferior respecto a la temperatura mínima de trabajo.
- Alto calor latente de evaporación y bajo calor específico. El calor latente elevado es importante porque afecta la magnitud del efecto refrigerante, la cantidad de refrigerante

que circula en el sistema de refrigeración y el tamaño de la tubería y equipo –por ende el costo- (26).



Características técnicas

- Ser química y físicamente inerte en las condiciones de operación hasta el grado de no ser inflamable, ni tóxico, ni explosivo, tanto en estado puro como cuando esté mezclado con el aire en determinada proporción (26).
- El refrigerante debe ser estable y no corrosivo para los materiales comunes de construcción.
- No debe causar deterioro en el aceite (lubricante). Debe existir compatibilidad con el lubricante, la miscibilidad permite el retorno del aceite al compresor.
- Su comportamiento en presencia del agua debe ser nulo. A pesar de tomar las precauciones debidas siempre aparece en las instalaciones.
- La temperatura de descarga de cualquier refrigerante siempre disminuye a medida que baja la relación de compresión. Por lo tanto deseamos que la temperatura de descarga sea la más baja posible para alargar la vida del compresor. Lo anterior resulta porque los refrigerantes que

tienen una alta temperatura de descarga de compresor manifiestan cierta tendencia a separar aceite y por lo tanto a formar lodos.

Características de seguridad

- Tener bajo riesgo de toxicidad, es decir, no ser venenoso ni irritante.
- El tipo de refrigerante seleccionado no debe contaminar los productos almacenados en caso de fugas.
- "Sus fugas deben ser detectables por medio de pruebas sencillas que se realicen con facilidad" (22).

Además de las propiedades mencionadas, conviene tener un costo bajo y disponibilidad en el mercado nacional, "pero esta consideración rara vez desempeña un papel importante en la evaluación final de los refrigerantes que existen hoy en el comercio" (16).

A continuación veamos las propiedades de los refrigerantes más usados:



TABLA 11
REFRIGERANTES PRIMARIOS USADOS EN INSTALACIONES FRIGORÍFICAS

PROPIEDADES		R 12	R22	R 134 a	R 600 a	R 401A	R 401B	R 409A	R 717
Fórmula química		CCl ₂ F ₂	CHClF ₂	CF ₃ CH ₂ F	CH(CH ₃) ₃	-	-	-	NH ₃
Componentes		R12	R22	R134a	R600a	R22/R152a/ R124	R22/R152a/ R124	R22/R142B/ R124	R 717
Composición % en peso		100	100	100	100	53/13/34	61/11/28	60/15/25	100
Peso molecular		120.93	86.48	102.03	52	94.4	92.8	97.45	17
Tipo		Puro	Puro	Puro	Puro	No azeotrópico	No azeotrópico	No azeotrópico	Puro
T. ebullición, °C		-29.8	-40.8	-26.4	-11.7	-33	-35	-34.5	-33.33
T. crítica, °C		112	96	100	-	108	106	107	132.25
Presión crítica, bar abs.		41.13	49.33	40.59	37.89	668 psia 4604 KPa	679 psia 4682 KPa	667.2 psia 4600 KPa	113.3
ODP		1.0	0.055	0	0	0.03	0.035	0.05	0
GWP (100 años ITH)		8500	1500	1300	3	970	1060	1290	0
Inflamabilidad	LEL (% volumen)	No inflamable	No inflamable	No inflamable	1.9	No inflamable	No inflamable	No inflamable	15
	UEL (% volumen)	No inflamable	No inflamable	No inflamable	8.5	No inflamable	No inflamable	No inflamable	28
Toxicidad, TLV-TWA		No tóxico, 1000 ppm	No tóxico, 1000 ppm	Similar al R12	No tóxico, 800 ppm	Similar al R12	Similar al R12	Similar al R12	Muy tóxico, 25 ppm
Compatibilidad con materiales		Toleran todos los materiales usados en las instalaciones frigoríficas.			Son compatibles con la mayoría de los materiales metálicos y elastómeros normalmente utilizados en sistemas de refrigeración para el R 12. Materiales como caucho natural y sílica no son apropiados para la utilización con hidrocarburos.			Reaccionan descomponiendo el cobre y aleaciones	
Miscibilidad		Compatible con aceite mineral, alquilato, incompatible poliol éster	Compatible con aceite mineral, alquilato, incompatible poliol éster	Incompatible con aceite mineral, alquilato y compatible poliol éster	Compatible con aceite mineral, alquilato y poliol éster	Compatible con alquilato y poliol éster, incompatible con aceite mineral.	Compatible con alquilato y poliol éster, incompatible con aceite mineral.	Compatible con aceite mineral, alquilato, incompatible con poliol éster.	No es miscible en cantidades apreciables con el aceite lubricante.
Detectores de fuga		Muy difícil		Necesitan detectores apropiados	Muy difícil		Fácil		



4.1.5. Selección del refrigerante.

Del conjunto de propiedades analizadas en la sección 4.1.4. se debe buscar un equilibrio al seleccionar un refrigerante, es decir, a más de los dos grupos en las cuales podemos reunir las propiedades –Propiedades termodinámicas, Propiedades físicas, químicas, medioambientales y fisiológicas- se deben considerar otros factores.

Existen 2 factores a considerar para seleccionar un refrigerante: 1) la reducción del ozono; y 2) el calentamiento global. Respecto al primero hemos dado a conocer algunas alternativas y profundizado en cada uno de ellos. En cambio respecto al segundo factor, se debe considerar los efectos indirectos y directos derivados del uso del refrigerante a seleccionar.

El “efecto directo” tiene que ver con el impacto sobre el efecto invernadero causado por fugas del sistema de refrigeración, pero para minimizar el “efecto indirecto” (el causado por la liberación de CO₂ en la generación de la energía consumida por el equipamiento) se deben diseñar sistemas muy eficientes para bajar el consumo de energía.

Diseñar sistemas más eficientes implica la posibilidad de utilizar refrigerantes secundarios, el empleo de evaporadores inundados o de expansión directa, los posibles beneficios de usar sistemas multietapas, si tenemos fuentes de calor de otros procesos podemos utilizar ciclos de absorción, la posibilidad de utilizar sistemas de recuperación de calor para ser utilizados en otros procesos y de la posibilidad de aumentar la temperatura de condensación para obtener una fuente térmica (3).

A continuación se evaluarán las propiedades de los refrigerantes para efectos de selección por tres características fundamentales, adicionalmente a las ya mencionadas en la sección 4.1.4.:

- Presión de vapor.
- Temperatura y presión crítica.
- Masa molecular M .



Para tener una mejor apreciación elaboraremos una matriz de decisión para seleccionar el refrigerante. Entre los refrigerantes candidatos tenemos: R 134a, R 600a, y amoníaco. Esta preselección contempla las propiedades termodinámicas, físicas, químicas, medioambientales y aplicación (refrigeración comercial).

Como se puede apreciar en la tabla de abajo la selección resulto ser el refrigerante ecológico R 134a, por lo tanto de aquí en adelante se hará mención a las propiedades a este fluido frigorígeno.

**MATRIZ DE DECISION EVALUADO CADA PARAMETRO
SOBRE 10 PUNTOS**

	R 134a	R 600 a	R409	NH3
Punto de ebullición(P.E)	7.9	3.5	9.9	10
Temp. critica	7.6	-	9.4	10
Pres. critica	3.6	3.3	4.0	10
Masa molecular	10	5.7	8.1	1.7
Acción sobre productos perecederos	7	8	7	0
Disponibilidad	-	-	-	-
Precio, lb+IVA	4.86(8.3)	4.13(9.03)	7.56(4.17)	3.16(10)
Total	44.4	29.53	42.57	41.7

4.2. Selección del sistema de refrigeración.

4.2.1. Tipos de sistema de refrigeración.

Los sistemas de refrigeración se clasifican de acuerdo al tipo de fluido frigorígeno que estén utilizando. Así tenemos, los que utilizan refrigerantes primarios se los conoce como Sistemas de refrigeración Directa o de Expansión Directa, mientras que los que



utilizan refrigerantes secundarios. Sistemas de refrigeración Indirecta.

Otra clasificación contempla la naturaleza del fluido, y estos pueden ser clasificados como sistemas de gas y sistemas de vapor.

4.2.2. 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

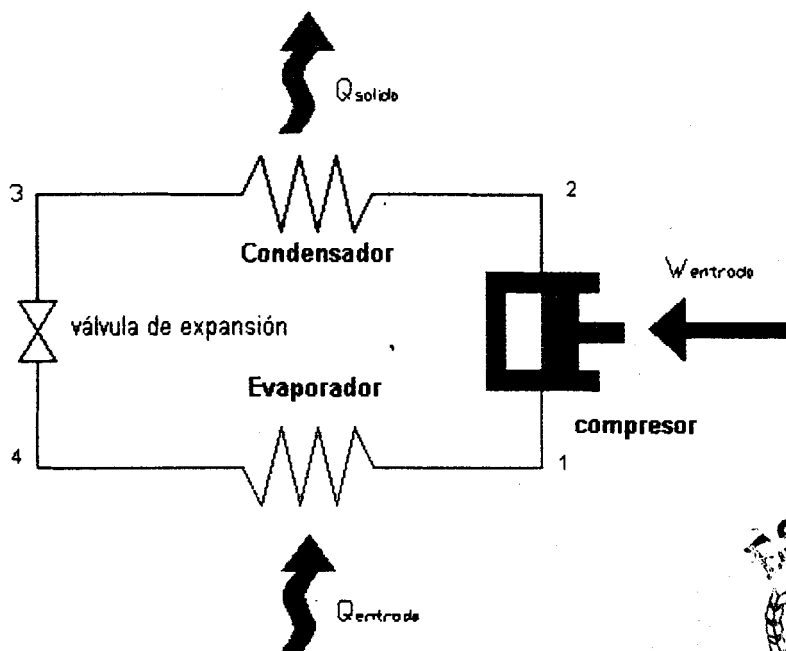


Fig. 4.1 Ciclo básico de refrigeración



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 gráfica de

presión – entalpía (diagrama ph), en el cual la escala de presión es logarítmico. Es conveniente al analizar ciclos de refrigeración por compresión de vapor debido a que (a) tres de los cuatros procesos aparecen en él como líneas rectas, y (b) para los proceso del evaporador y condensador, el calor transferido es proporcional a la longitud de la trayectoria del proceso (18).

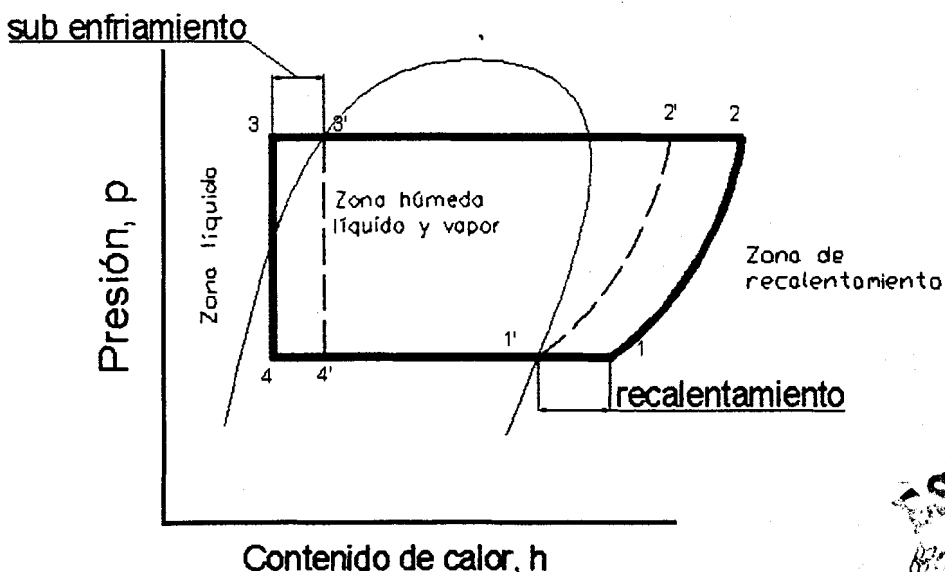


Fig. 4.2 Diagrama P-h

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 isentálpica 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 (31).

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 (31).

Compresión no isentrópica, la compresión real consume mayor potencia y la temperatura de descarga del fluido refrigerante es mayor que la teórica (31).

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 incrementa, y/o
- Ya sea porque la temperatura de evaporación disminuya;



Estas dos causas ocasionarán 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 más 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: **el compuesto** y el **de cascada** (21).

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

a.1) Ciclo de Inyección Total



- a.2) Ciclo de Inyección Parcial
- b) Ciclo de compresión de 3 etapas



4.2.3. Sistema de refrigeración indirecta.

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

4.2.3.1. Ventajas de la refrigeración Indirecta.

- La gran ventaja de este sistema es que el refrigerante primario se mantiene confinado en 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 amoniaco 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 (31).



4.2.3.2. Desventajas de la refrigeración Indirecta.

- La necesidad de utilizar una temperatura de evaporación más baja –refrigeración directa- 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 atmósfera como vapor de agua principalmente en los sistemas abiertos.
 - Elevada viscosidad de algunos líquidos incongelables.
 - Toxicidad y combustibilidad.
 - Precio



4.2.3.3. Selección del sistema de refrigeración.

El sistema de refrigeración ha utilizar será el de expansión o de refrigeración directa, debido a que la temperatura de operación de la cámara es de +9 °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.

Si la temperatura de servicio fuera bajo cero, se tendrá que estudiar la posibilidad de utilizar un sistema de refrigeración indirecta, considerándose las ventajas ya anotadas y los efectos menos nocivos al medio ambiente si utilizamos como refrigerante primario el amoniaco.

4.3. 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 en 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 (16).

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 –evaporativo y enfriado por agua-. El mantenimiento será menos costoso por lo expuesto en el párrafo precedente, puesto que no necesita tratamiento de agua (16).

En la práctica se adopta una diferencia de temperatura de 10 a 15 °C (entre la temperatura promedio del aire y la temperatura de condensación del refrigerante) para condensadores enfriados por aire.

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

donde,

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

$T_{\text{aire, bulbo seco}}$ = temperatura del medio (aire), 33 °C.

ΔT = incremento de temperatura recomendado, 12 °C.

La temperatura de condensación del refrigerante será:

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

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”(31).**

TABLA 12

**DIFERENCIA DE TEMPERATURA VS. HUMEDAD RELATIVA
(31)**

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

Las condiciones establecidas en el almacenamiento del limón Tahití 9 °C y 90 % de humedad relativa, para un evaporador de tubos con aletas se tomará la diferencia de temperatura de 6 °C,



se prefiere uno con aletas ya que el problema del desescarchado no es un inconveniente cuando se tienen temperaturas positivas.

La temperatura de evaporación del refrigerante será:

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

donde,

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

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

ΔT = diferencia de temperatura recomendado, 6 °C.

$$T_{\text{evaporación}} = 9 \text{ °C} - 6 \text{ °C} = 3 \text{ °C}$$

4.4. Trazado del ciclo 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 4.3 se determinó las temperaturas de evaporación y condensación respectivamente, haciendo uso de la tabla 13 presión vs. temperatura de algunos fluidos refrigerantes se obtendrán las presiones de evaporación y condensación.





Los datos obtenidos de la tabla 13 son:

$$P_{\text{condensación}} = 154 \text{ psig} = 1061.799 \text{ KN/m}^2 \text{ (KPa)}$$

$$P_{\text{evaporación}} = 32.62 \text{ psig} = 224.908 \text{ N/m}^2 \text{ (KPa)}$$

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

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

TABLA 13
Presión vs. Temperatura de algunos refrigerantes (28)

	R12	R134a	R600a	R401A	R401B	R409A
T (°c)	p (psig)	p (psig)	p (psig)	p (psig)	p (psig)	p (psig)
-30	0.41	50.05	16.1	0.16	1.30	1.40
-25	3.18	0.71	12.6	3.79	5.17	5.22
-20	7.11	4.51	8.47	8.07	9.73	9.72
-15	11.7	9.03	3.58	13.1	15.1	15.0
-10	17.0	14.3	1.03	19.0	21.3	21.1
-5	23.0	20.5	4.28	25.7	28.4	28.1
0	29.9	27.7	8.03	33.5	36.7	36.1
5	37.7	35.9	12.3	42.3	46.0	45.2
10	46.5	45.4	17.2	52.4	56.6	55.5
15	56.4	56.1	22.8	63.7	68.6	67.1
20	67.4	68.2	29.0	76.4	82	80.0
25	79.6	81.8	36.0	90.7	97	94.4
30	93.1	97.1	43.8	106	114	110
35	108	114	52.5	124	132	128
40	124	133	62.2	143	152	148
45	142	154	72.8	165	175	169

donde:

r = relación de compresión.

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

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

Para los datos obtenidos tenemos:

$$r = \frac{154 + 14.7}{32.62 + 14.7} = 3.57$$

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* (ΔT_o) que por lo general va de 5 a 10 °C sobre la temperatura del vapor saturado-ver Fig. 4.2 y APÉNDICE B-, por lo general es de 5°C.

El punto 1 tendrá las siguientes propiedades:

$$T_1 = 8 \text{ °C (46.4°F)}$$

$$p_1 = 0.3879 \text{ Mpa (56.26 psia)}$$

$$h_1 = 255.4 \text{ KJ/Kg}$$

$$v_1 = 0.06404 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

$$s_1 = 0.9303 \text{ KJ/Kg.K}$$



*Los grados de recalentamiento es el ΔT_o que se adiciona a la temperatura de saturación a la presión de evaporación.

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

$$T_2 = 49 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$p_2 = 1.161 \text{ Mpa}$$

$$v_2 = 0.0206288 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

$$h_2 = 278.50 \text{ KJ/Kg}$$

$$s_2 = 0.9303 \text{ KJ/Kg.K}$$



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 $5 \text{ } ^\circ\text{C}$ - El subenfriamiento por lo general fluctúa entre 5 y $10 \text{ } ^\circ\text{C}$. Se aprovecha el frigorígeno frío que sale del evaporador en el subenfriador -, puesto que el equipo se encuentra dotado de un intercambiador subenfriador entre las líneas de salida del condensador y evaporador-ver Fig.4.2-.

$$T_3 = 45 - 5 \text{ } ^\circ\text{C} = 40 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$p_3 = 1.161 \text{ Mpa}$$

$$v_3 = 0.000873 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

$$h_3 = 108.245 \text{ KJ/Kg}$$

$$s_3 = 0.3947 \text{ KJ/Kg.K}$$

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 entalpía constante, hasta alcanzar las condiciones de mezcla húmeda (punto 4) a la entrada del evaporador.

$$T_4 = 3 \text{ }^\circ\text{C} (37.4^\circ\text{F})$$

$$p_4 = 0.3879 \text{ MPa}$$

$$X = 27\%$$

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

$$h_4 = 108.245 \text{ KJ/Kg}$$

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



Interpolando de la tabla de saturación líquido – vapor, tabla de presión, se obtuvo los valores representados en el anexo 5. El punto 4 está en la zona de mezcla húmeda por lo tanto debemos determinar su calidad utilizando los valores de entalpía:

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

$$X = \frac{108.245 - 55.7494}{252.2 - 55.7494} = 0.267 \quad \cong 27\%$$



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

$$v = v_f + Xv_{fg} \quad \text{Ec.4.4}$$

$$v_4 = 0.0007788 + 0.27 \times (0.062715 - 0.0007788) = 0.0170157 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

$$s = s_f + Xs_{fg} \quad \text{Ec.4.5}$$

$$s_4 = 0.2181 + 0.27 \times (0.9302 - 0.2181) = 0.410367 \text{ KJ/Kg.K}$$

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 APÉNDICE B y Fig.4.2.

4.4.1. Cálculo de los principales parámetros del ciclo.

Los principales parámetros del ciclo a analizar utilizando el gráfico del APÉNDICE 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 necesitamos remover del cálculo de la carga en el capítulo 3. La ecuación 4.6

relaciona el flujo másico y la diferencia de entalpía entre el los puntos 4 y 1 (entrada y salida del evaporador).

$$Q_{evap} = m \cdot (h_1 - h_4) \quad Ec.4.6$$

donde,

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

m_r = flujo másico del refrigerante, Kg/h.

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

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

Despejando de la Ec.4.6 obtenemos:

$$m_r = \frac{Q}{h_1 - h_4} \quad Ec.4.7$$

$$m_r = \frac{54320 \frac{Kcal}{h} \times 4.1868 \frac{KJ}{Kcal}}{(255.4 - 108.245) \frac{KJ}{Kg}} = 1545.5 \frac{Kg}{h}$$



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

$$P = \frac{m(h_2 - h_1)}{\eta_i \eta_m} \quad \text{Ec.4.8}$$

donde,

P = potencia del compresor, KW.

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

η_i = eficiencia indicada del compresor.

η_m = eficiencia mecánica del compresor.



Existe una relación lineal entre la relación de compresión (r) y la eficiencia volumétrica como se muestra en la Fig. 4.11. Aproximadamente la eficiencia indicada y mecánica son iguales.

En la sección 4.4 el valor de r fue determinado y es 3.57, para la Fig. 4.11 la eficiencia volumétrica es 0.755.

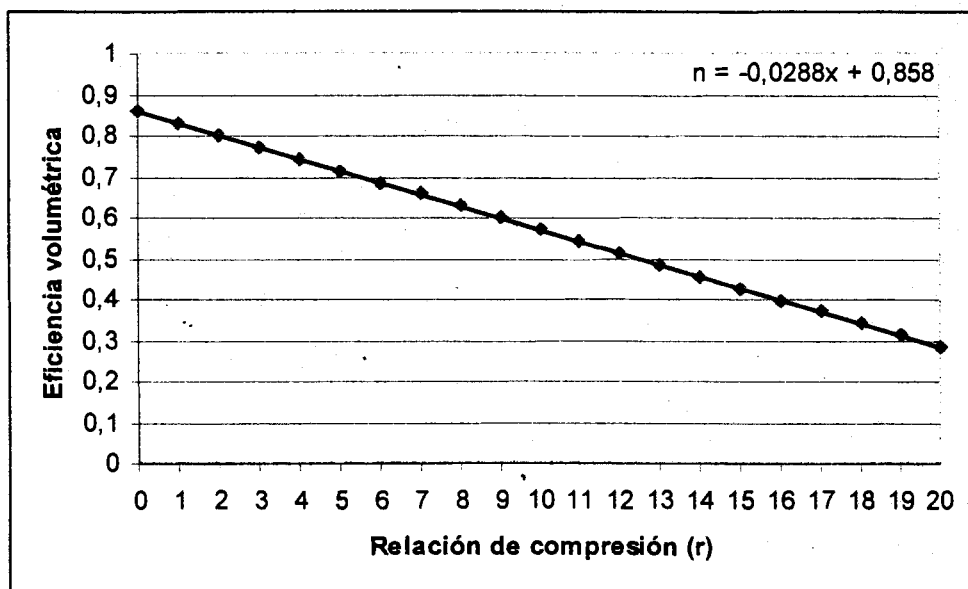
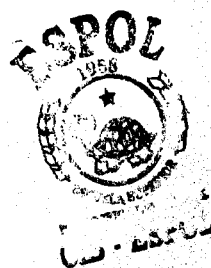


Fig. 4.3 Eficiencia volumétrica Vs. Relación de compresión(31)

La potencia a instalar será:

$$P = \frac{1545.5 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \times (278.5 - 255.4) \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}}{0.755 \times 0.755} = 62631 \text{KJ/h}$$

$$P = 17.4 \text{KW} \approx 24 \text{HP}$$



El caudal volumétrico es obtenido mediante la Ec.4.9:

$$\dot{V} = m x v_1 \quad \text{Ec.4.9}$$

donde:

\dot{V} = caudal volumétrico, m^3/h .

v_1 = volumen específico en el punto 1, m^3/Kg .

$$V = 1545.5 \text{ Kg/h} \times 0.054160 \quad \text{m}^3 / \text{Kg} = 83.70 \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}}$$

El dispositivo que disipa o rechaza calor es el condensador, el cual está representado mediante la trayectoria 3-4 de la figura del APENDICE B. La expresión que nos da la magnitud es similar a la Ec.4.6, entonces:

$$Q_c = m \times (h_2 - h_3) \quad \text{Ec.4.10}$$

donde:

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

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

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

$$Q_{\text{rechazado}} = 1545.5 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} \times (278.5 - 108.245) \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} = 263129 \frac{\text{KJ}}{\text{h}}$$

$$Q_{\text{rechazado}} = 62847 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$$

$$Q_{\text{rechazado}} = 249358 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

$$Q_{\text{rechazado}} \approx 74 \text{ KW}$$

$$Q_{\text{rechazado}} \approx 100 \text{ HP}$$



CAPITULO 5

5. CÁLCULO Y DETERMINACIÓN DE LOS ELEMENTOS DE LA INSTALACIÓN FRIGORÍFICA

5.1. Cálculo y selección del condensador.

5.1.1. Especificaciones de diseño y materiales del condensador.

Como se especifico en la sección 4.3 el tipo de condensador a utilizar es el enfriado por aire. El cálculo del diseño de un intercambiador enfriado por aire comprende (Ref. 26, pág. 11-31 y 11-32).

- Determinación de la temperatura de bulbo seco.
- Recirculación del aire.
- Ruido.
- Requisitos de superficie y área de terreno.
- Seguridad.
- Corrosión atmosférica.
- Ensuciamiento del lado del aire.
- Incrustaciones del lado del refrigerante.
- Presión de diseño del lado del refrigerante.
- Costos de mantenimiento.
- Costos de operación.



El proceso de diseño del condensador requiere que se establezca la temperatura de bulbo seco del aire incrementado en un rango de 1 a 3 °C (2 a 6 °F). Para nuestro diseño tomaremos 33 °C que es la temperatura máxima de bulbo seco para el aire. En si el condensador quedará especificado una vez que se determine cuál es el **área o superficie de transferencia de calor**, pero considerando los puntos precedentes.

En general se utiliza para los tubos, aletas, armazones y rejillas aluminio para reducir el peso. En construcciones típicas los tubos son de acero al carbono con aletas de aluminio. El material seleccionado para construir el condensador atmosférico es el aluminio a menos que se especifique otro material.

El diámetro de los tubos que se utilizan en condensadores para refrigerantes va de 9.5 mm (3/8 pulg.) a 50.8 mm (2 pulg.) de diámetro externo, por lo general se utilizan de 25.4 mm (1 pulg.) de diámetro exterior. La altura de las aletas varía entre 12.7 y 15.9 mm (0.5 y 0.625 pulg.), el espaciamento entre aletas fluctúa entre 3.6 y 2.3 mm (7 y 11 aletas por pulgada lineal). La longitud de los tubos frecuentemente está entre 6.1 y 12.2 m (20 a 40 pies) (26)





5.1.2. Cálculo del condensador.

La cantidad de calor a evacuar es de 62847 Kcal/h \approx 74 KW (21 ton), se despreciará para el cálculo la zona de subenfriamiento la cual es relativamente pequeña, estableciéndose de esta manera la temperatura de condensación del refrigerante como constante e igual a:

Temperatura de condensación = 45 °C

La temperatura del aire asumiremos a la salida del condensador en 35 °C, hipótesis que luego debe ser confirmada para no incurrir en errores, la misma que se demuestra en el APÉNDICE J. Asimismo la temperatura superficial del tubo se asumirá en 45 °C, dada la elevada conductividad térmica del aluminio.

Las propiedades que aparecerán en las ecuaciones precedentes están evaluadas en la temperatura de película:

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2} \quad Ec.5.1$$

donde:

T_f = temperatura de película

T = temperatura del fluido en corriente libre, 33 °C.



T_s = temperatura superficial, 45 °C.

Así tenemos que la temperatura de película del aire es de 39 °C (312 °K). Las propiedades del aire a la temperatura de película se presentan a continuación (10):

Propiedades termodinámicas del aire a 39°C (10)

ρ kg/m ³	C_p kJ/kg.K	$\mu \cdot 10^7$ N.s/m ²	$\nu \cdot 10^6$ m ² /s	$k \cdot 10^3$ W/m.K	$\alpha \cdot 10^6$ m ² /s	Pr
1.1215	1.007	190.26	17.10	27.19	24.28	0.705

Existen dos geometrías básicas para colocar los tubos en el condensador: en línea y tresbolillo (alineado). Se prefiere utilizar la configuración en línea por cuanto es más fácil su construcción. La velocidad del aire en corriente libre se estimará en 3 m/s (26), mayores velocidad pueden provocar demasiado ruido y por lo tanto disminuir la eficiencia (26).

Antes de pasar a realizar los cálculos, primero se establecerá las dimensiones del condensador. Como se mencionó en la sección 5.1 una de las consideraciones de diseño comprende las restricciones de superficie y área de terreno, en nuestro caso no existen ya que se trata de una instalación nueva. La configuración dimensional será la siguiente:

Longitud efectiva de los tubos	: 3 m
Diámetro exterior de los tubos	: 25.4 mm
Separación vertical de los tubos	: 50 mm
Separación longitudinal de tubos	: 50 mm
Geometría de aletas	: circular
Altura de las aletas	: 14 mm
Paso de aletas (t)	: 3 mm

Los parámetros adimensionales a utilizar son el número de Reynolds (Re) el cual es evaluado en el diámetro exterior y velocidad máxima dentro del banco de tubos. La velocidad máxima está dada por la ecuación 5.2:

$$V_{\max} = \frac{S_T}{S_T - D} V \quad \text{Ec.5.2}$$

donde:

S_T = distancia entre tubos sección transversal al flujo.

D = diámetro exterior de los tubos

La Fig. 5.1 muestra un corte transversal del banco de tubos:



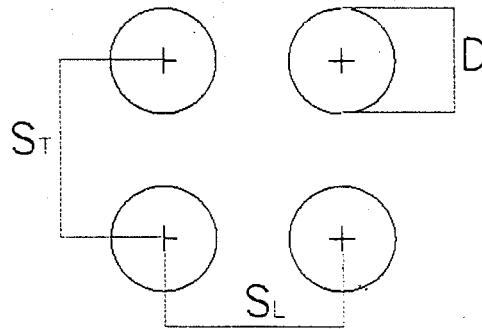


Fig. 5.1 Corte transversal del banco de tubos

La velocidad máxima del aire dentro del banco es:

$$V_{\max} = \frac{50\text{mm}}{(50 - 25.4)\text{mm}} 3\text{m/s} = 5.769\text{m/s}$$

Entonces el número de Reynolds evaluado con las propiedades a la temperatura de película es:

$$Re_{\max} = \frac{\rho V_{\max} t}{\mu} \quad \text{Ec.5.3(28)}$$

$$Re_{\max} = \frac{1.1215 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times 5.769 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 3 \times 10^{-3} \text{m}}{190.26 \times 10^{-7} \frac{\text{N}\cdot\text{s}}{\text{m}^2}} = 1020$$



El proceso de condensación abarca tres zonas: a) desrecalentamiento, b) condensación y c) subenfriamiento. De estas zonas se puede despreciar la del subenfriamiento, ya que es muy pequeña en comparación con las de condensación y desrecalentamiento, como se menciona al comienzo de la sección. El diagrama de temperaturas mostrado en la Fig. 5.2 representa los cambios físicos que se producen en el condensador, a los cuales se remitirán nuestro calculo.

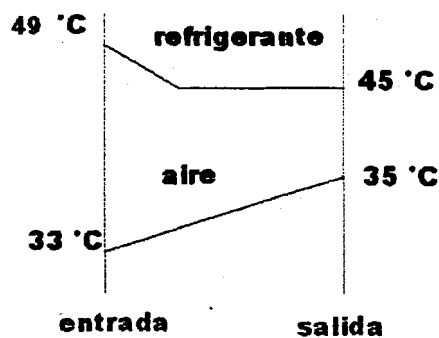


Fig. 5.2 Diagrama de temperaturas del condensador

El calor de condensación está dividido en dos partes:

$$\dot{Q}_c = 62847 \frac{\text{Kcal}}{h} (263129 \frac{\text{KJ}}{h}) = Q_{c1} + Q_{c2} \quad \text{Ec.5.4}$$

El calor latente cedido de condensación, Q_{c2} , está dado por la siguiente ecuación - Q_{c1} es el calor sensible de condensación- :

$$Q_{c2} = m_r (h_2 - h_3) \quad \text{Ec.5.5}$$

donde:

m_r = flujo másico del refrigerante, 1545.5 Kg/h.

h'_2 = entalpía del refrigerante vapor saturado, 273.785 KJ/Kg.

h_3 = entalpía del refrigerante líquido saturado, 108.245 KJ/Kg.

Por lo tanto la ecuación 5.5 da como resultado:

$$Q_{c2} = \frac{1545.5}{3600} (273.785 - 108.245) = 71.067 \text{ KW} (255842 \frac{\text{KJ}}{\text{h}})$$

De acuerdo a la ecuación 5.4, el calor sensible cedido de condensación es $Q_{c1} = 2 \text{ KW} (7287 \text{ KJ/h})$

A) Zona de condensación

La superficie de transferencia de calor está dada por:

$$A = \frac{Q_{c2}}{U \Delta T_{ml}} \quad \text{Ec.5.6}$$

Donde ΔT_{ml} está definida por la ecuación 5.7:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_s - T_i) - (T_s - T_o)}{\ln \frac{T_s - T_i}{T_s - T_o}} \quad \text{Ec.5.7}$$

Reemplazando los valores se obtiene-VER FIG. 5.2-:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(45 - 33)^\circ\text{C} - (45 - 35)^\circ\text{C}}{\ln \frac{45 - 33}{45 - 35}} = 10.97^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{ml} = 10.97^\circ\text{C}$$



Para calcular el coeficiente global de transferencia de calor U necesitamos determinar los coeficientes de convección del lado del aire y del lado del refrigerante.

5.1.2.1. Cálculo del coeficiente de convección del aire, α_a .

Duminil (6) presenta para el caso de condensadores y evaporadores con aletas la ecuación 5.6, que calcula el número de Nusselt (o Biot) - todas las propiedades serán evaluadas a la temperatura de película del aire-:

$$Nu = 0.116 \left(\frac{d}{t}\right)^{-0.54} \cdot \left(\frac{h}{t}\right)^{-0.14} \cdot Re^{0.72} \cdot Pr^{0.4} \quad Ec.5.8 \quad (6)$$

El coeficiente de convección del aire está relacionado por medio de la ecuación 5.7:

$$\alpha_a = Nu \frac{K_a}{t} \quad Ec.5.9 \quad (6)$$

Donde:

K_a = conductividad térmica a la temperatura de película del aire 33 °C, $27.19 \times 10^{-3} \text{ W/m.}^\circ\text{K}$.

t = paso de aletas, 3 mm.

$$Re = \frac{1.1215 \frac{Kg}{m^3} \cdot 5.769 \frac{m}{s} \cdot 3 \times 10^{-3} m}{190.26 \times 10^{-7} \frac{N \cdot s}{m^2}} = 1020$$



$$Nu = 0.116 \left(\frac{25.4}{3} \right)^{-0.54} \cdot \left(\frac{14}{3} \right)^{-0.14} \cdot (1020)^{0.72} \cdot (0.705)^{0.4} = 3.76$$

$$\alpha_a = 3.76 \frac{27.19 \times 10^{-3}}{3 \times 10^{-3}} = 34 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K}$$



5.1.2.2. Cálculo de la eficiencia global superficial, η_o .

Para hallar la eficiencia superficial global utilizaremos la siguiente expresión –tomada de la sección 3.6.5 de Incropera, Ref. 10–:

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_f) \quad \text{Ec.5.10}$$

Donde A_f es toda el área superficial de la aleta, A es el área superficial total y η_f es la eficiencia de una aleta. La eficiencia de una aleta está definida por medio de la ecuación 5.11 –tabla 3.5 Ref. 10–:

$$\eta_f = \frac{\operatorname{tgh} \left\{ \sqrt{\frac{2\alpha_o}{K_f \cdot e_f}} \left(h + \frac{e_f}{2} \right) \right\}}{\sqrt{\frac{2\alpha_o}{K_f \cdot e_f}} \left(h + \frac{e_f}{2} \right)} \quad \text{Ec.5.11}$$

donde:

e_f = espesor de la aleta 0.0005 m.

K_f = conductividad térmica de la aleta, 177 W/m.°K@318 °K.

h = longitud de la aleta, 0.014 m.



Reemplazando los valores tenemos:

$$\eta_f = \frac{\operatorname{tgh} \left\{ \frac{2(34 \frac{W}{m^2 \cdot K})}{177 \frac{W}{m^2 \cdot K} (0.0005m)} (0.014 + \frac{0.0005}{2})m \right\}}{\sqrt{\frac{2(34 \frac{W}{m^2 \cdot K})}{177 \frac{W}{m^2 \cdot K} (0.0005m)} (0.014 + \frac{0.0005}{2})m}} = 0.95$$

$$\eta_f = 95\%$$

Para una hilera tenemos que el área total de la aleta está dado por la Ec. 5.12:

$$\rho_f = \frac{\text{longitud}}{\text{paso}, t} = \frac{3000}{3} = 1000 \text{aletas / tubo}$$

$$A_f = \left(\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4} \right) 2\rho_f \quad \text{Ec.5.12}$$

$$A_f = \left(\frac{\pi 0.0254^2}{4} - \frac{\pi 0.02286^2}{4} \right) 2 \times 1000 m^2 = 0.19 m^2$$

El área de la superficie externa incluida las aletas, A_o , es la siguiente:

$$A_o = \pi D_o (L - \rho_f e_f) + \left(\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d_o^2}{4} \right) 2\rho_f \quad \text{Ec.5.13}$$

donde:

A_o = área de la superficie externa para un tubo, m^2 .

L = longitud del tubo del evaporador, 3.0 m.

ρ_f = cantidad de aletas por tubo, 1000.

D = diámetro exterior de la aleta, 0.0534 m.

d = diámetro exterior del tubo del evaporador, 0.0254 m.

$$A_o = \pi \times 0.0254 \text{ m} (3.0 \text{ m} - 1000 \times 0.0005 \text{ m}) + \left(\frac{\pi 0.0534^2}{4} - \frac{\pi 0.0254^2}{4} \right) \times 2 \times 1000 = 3.665$$

$$A_o = 3.665 \text{ m}^2$$

El valor de A_o es 3.665 m^2 , entonces:

$$\eta_o = 1 - \frac{3.466}{3.665} (1 - 0.95) = 0.954 \approx 0.95 \Rightarrow 95\%$$



El cociente $3.466/0.199$ es 17, por lo general está entre 7 y 20 – relación de la superficie extendida respecto a la superficie externa lisa del tubo vacío (26)-

5.1.2.3. Cálculo del coeficiente de película del refrigerante, α_r .

Para la condensación de vapor fluyendo dentro de tubos cilíndricos, experimentos de Akers, Deans y Crossers (5) reportaron que la condensación de vapor en tubos horizontales o verticales, siguen la correlación dada en la ecuación 5.14 (tiene un rango de 20% de exactitud):

$$\begin{aligned} \text{Para } Re_G < 5 \times 10^4, \quad Nu &= 5.03(Re_G)^{1/3} (Pr)^{1/3} \\ \text{Para } Re_G > 5 \times 10^4, \quad Nu &= 0.0265(Re_G)^{0.8} (Pr)^{1/3} \end{aligned} \quad \text{Ec.5.14} \quad (5)$$

El número de Reynolds (Ec. 5.16) está definido en función de la velocidad másica (Ec. 5.15), la cual es el flujo de masa por unidad de área de sección transversal del tubo:

$$G = V \cdot \rho \quad \text{Ec.5.15} \quad (5)$$

$$\text{Re}_G = \frac{D_i G}{\mu} \quad \text{Ec.5.16} \quad (5)$$

La correlación de Akers, dada en las ecuaciones anteriores está en términos de la velocidad másica equivalente G_E , definida como:

$$G_E = G_L + G_v \left(\frac{\rho_L}{\rho_v} \right)^{1/2} \quad \text{EC.5.17}$$

En la ecuación 5.17 G_L y G_v son las velocidades másicas basadas en tuberías llenas si fuese un vapor o líquido. Los símbolos ρ_L y ρ_v son las densidades del líquido y vapor del refrigerante es estado saturado respectivamente.

En el cuadro a continuación, se presentan las propiedades más importantes del refrigerante R134a- tomado de Máxime Duminil (6), Curso de Refrigeración (31) y (15)-. Propiedades como el calor específico y viscosidad serán extrapoladas hasta 45°C , en el caso del calor específico aproximaremos este valor a una expresión lineal, puesto que muchos investigadores han encontrado expresiones polinomiales de hasta cuarto grado

para representar como varían respecto a un rango determinado de temperatura.

PROPIEDADES DEL REFRIGERANTE R134a(31)

Calor específico del líquido a 25°C (77°F)	1.42 KJ/Kg.°K
Calor específico del líquido a 30°C (86°F)	1.445 KJ/Kg.°K
Calor específico del vapor a 1 atm. y 25°C	0.854 KJ/Kg.°K
Calor específico del vapor a 1 atm. y 30°C	0.882 KJ/Kg.°K
Conductividad térmica del líquido a 25°C	0.0824 W/m.°K
Conductividad térmica del vapor a 1 atm. y 30°C	0.0145 W/m.°K
Viscosidad del líquido a 30 °C (86°F)	0.2×10^{-3} Pa.s
Tensión superficial a 30 °C	7.45×10^{-3} N/m

Propiedades del R134a (45°C)

ρ_L kg/m ³	ρ_V kg/m ³	C_{pL} kJ/kg.K	C_{pV} kJ/kg.K	$(l)\mu \cdot 10^3$ N.s/m ²	$(v)\mu \cdot 10^5$ N.s/m ²	Pr
1123.6	57.6	1.520	0.966	0.20	1.39	3.41

La determinación del calor específico y viscosidad del vapor del R134a a la temperatura de 45 °C se las detalla en el APÉNDICE I. Para determinar la velocidad dentro del condensador, asumiremos que el condensador tiene 5 pasos por lo que la velocidad del líquido es:

$$D_i = 22.86 \text{ mm (0.9 pulg.)}$$

$$e = 1.27 \text{ mm (0.05 pulg.)}$$

$$A_i = 9.6 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$



$$V = \frac{\left(\frac{m_r}{5}\right)}{\rho_L A_i} = \frac{\frac{1545.5 \frac{Kg}{h}}{3600 \times 5}}{1123.6 \frac{Kg}{m^3} \cdot 9.6 \times 10^{-5} m^2} = 0.795 \frac{m}{s}$$

Según (26) la velocidad en la tubería de líquido está entre 0.5 y 1.25 m/s, aproximando este valor al promedio 0.875 m/s. Asumiendo que la velocidad del vapor y del líquido son iguales la velocidad másica equivalente es- la experiencia ha demostrado que en equilibrio termodinámico y para un flujo completamente desarrollado está consideración es adecuada, www.vcimapstwo_phases.pdf - :

$$G_E = (0.875 \times 1123.6) + (0.875 \times 57.60) \left(\frac{1123.6}{57.60}\right)^{1/2} = 1205.75 \frac{Kg}{s \cdot m^2}$$

$$Re_G = \frac{22.86 \times 10^{-3} \times 1205.75 \frac{Kg}{s \cdot m^2}}{200 \times 10^{-6} \frac{N \cdot s}{m^2}} \approx 137817.225$$

$$Nu = 0.0265(137817)^{0.8} (3.41)^{1/3} = 515.55$$

$$\alpha_r = 515.55 \frac{14.5 \times 10^{-3}}{22.86 \times 10^{-3}} = 327 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K}$$



El coeficiente global de transferencia de calor U está expresado por medio de la ecuación 5.18, las resistencias están comprendidas entre el lado del aire y el refrigerante, es:

$$U = \frac{1}{\frac{2\pi r_1 L}{\alpha_a A_o \eta_o} + \frac{2r_1 e}{K_{Al}(r_1 + r_2)} + \frac{1}{\alpha_r}} \quad \text{Ec.5.18}$$

$$U = \frac{1}{\frac{2\pi(11.43 \times 10^{-3}) \times 3}{34 \times 3.665 \times 0.95} + \frac{2(11.43)(1.27 \times 10^{-3})}{177(11.43 + 12.7)} + \frac{1}{327}} = 205 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K}$$

De acuerdo a la ecuación 5.6 el área de transferencia de calor para la zona de condensación es:

$$A = \frac{74000}{205 \times 10.97} = 32.9 m^2$$

B) Zona de desrecalentamiento

De acuerdo a la ecuación 5.19 se determina el coeficiente del refrigerante, para un flujo turbulento y en estado gaseoso, la constante requiere que las unidades en el sistema Inglés:

$$\alpha_r = 0.00226 \frac{G^{0.8}}{D_i^{0.2}} \quad \text{Ec.5.19} \quad (6)$$



Para hallar la velocidad del vapor emplearemos la misma expresión que usamos para la velocidad del líquido, con la diferencia que ahora se utilizará la densidad del vapor del refrigerante, así:

$$Re_G = \frac{G_v D_i}{\mu_v} \geq 10000 \Rightarrow G_v \geq \frac{10000 \mu_v}{D_i}$$

La densidad y viscosidad dinámica del vapor refrigerante a la temperatura media de 45 °C (318 °K) son: 57.6 Kg/m³ y 0.0139x10⁻³ Pa.s, respectivamente.

$$G_v \geq \frac{10000 \times 0.0139 \times 10^{-3} \text{ Pa.s}}{22.86 \times 10^{-3} \text{ m}} = 6.08 \frac{\text{Kg}}{\text{s.m}^2} = 4474.37 \frac{\text{Lb}}{\text{h.pie}^2}$$

$$D_i = 0.0747 \text{ pie}$$

La relación anterior da:

$$\alpha_r = 0.00226 \frac{(4474.37)^{0.8}}{(0.0747)^{0.2}} = 3 \frac{\text{BTU}}{\text{h.pie}^2 \cdot ^\circ\text{C}} = 15.43 \frac{\text{Kcal}}{\text{h.m}^2 \cdot ^\circ\text{C}} = 18 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{K}}$$

El coeficiente global de transferencia de calor es:

$$U = \frac{1}{\frac{2\pi(11.43 \times 10^{-3})}{34 \times 0.389 \times 0.96} + \frac{2(11.43)(1.27 \times 10^{-3})}{177(11.43 + 12.7)} + \frac{1}{18}} = 16 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{K}}$$

Ahora la diferencia de temperatura media logarítmica es:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(49 - 33)^\circ\text{C} - (45 - 35)^\circ\text{C}}{\ln \frac{49 - 33}{45 - 35}} = 12.8^\circ\text{C}$$



De acuerdo a la ecuación 5.6 el área de transferencia de calor para la zona de desrecalentamiento es:

$$A = \frac{2000W}{16 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K} \times 12.8^\circ K} = 9.77 m^2 = 10 m^2$$

El área de transferencia total de calor es: 50 m². El condensador a seleccionar es el **BBV/BLV-3500H2** con compresor 6DG3-350E lubricado con aceite polioléster. Las especificaciones técnicas se dan el APENDICE C.

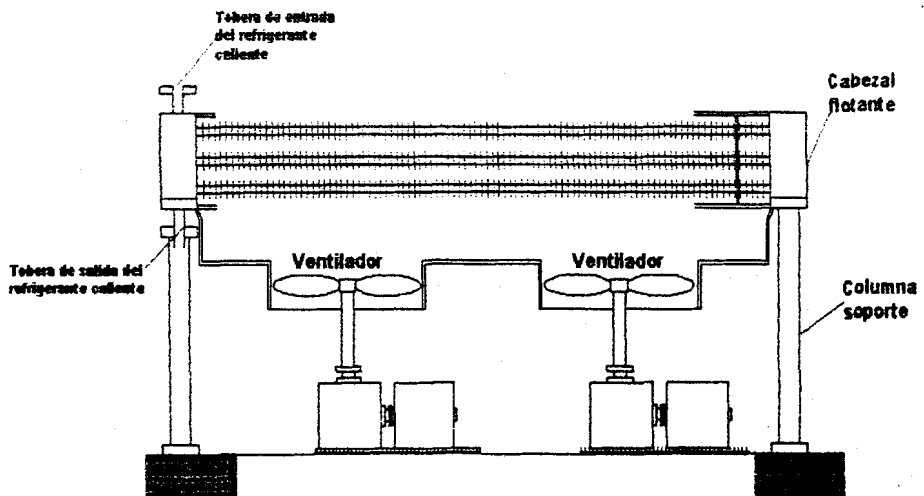


Fig. 5.3 Intercambiador de calor enfriado por aire, de tiro forzado (Ref. 26, pág. 11-27)





5.2. Cálculo y selección del evaporador.

Para diseñar un evaporador debemos calcular parámetros *adimensionales* y *dimensionales* tales como: *Diferencia media* logarítmica de temperatura, la carga de enfriamiento del o los evaporadores y sobre todo el área de transferencia de calor.

Está ampliamente generalizado el uso de evaporadores con aletas, el procedimiento será de encontrar la superficie de transferencia de calor y luego seleccionar el evaporador de acuerdo al fabricante.

En la sección 4.3 se estableció la diferencia de temperatura promedio –aire / refrigerante– de 6°C para 90 % de humedad relativa del aire. Para establecer la diferencia de temperatura media logarítmica se tomará la de 6°C y se asumirá una temperatura de entrada y salida del aire a través del evaporador.

Utilizando la ecuación 5.8 podemos hallar iterando los valores de la temperatura de entrada y salida del aire (T_i y T_o). La expresión resultante es la siguiente –ver figura 5.3-:

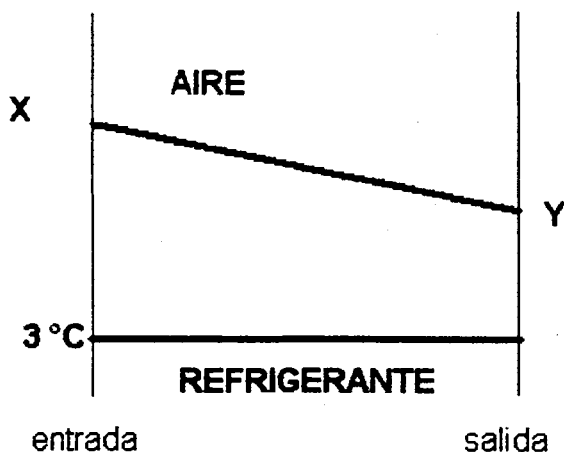


Fig. 5.4 Temperatura del aire y refrigerante en el evaporador

$$\frac{\frac{\Delta T_o}{\Delta T_o}}{e^{\Delta T_{ml}}} = \frac{\frac{\Delta T_i}{\Delta T_i}}{e^{\Delta T_{ml}}} \Rightarrow \frac{Y-3}{e^{-6}} = \frac{X-3}{e^{-6}} \Rightarrow A \equiv B \text{ de Ec.5.8}$$

Donde X es la temperatura de entrada del aire y Y es la temperatura de salida del aire del evaporador, las variables A y B determinan la igualdad e ambos lados de la ecuación. Iterando se obtuvo los siguientes valores:

X °C	Y °C	A	B
15	5.438	1.624	1.624
11	7.365	2.109	2.109
10	8.1	2.180	2.180
9.8	8.250	2.189	2.189

Debido a que no se deben producir variaciones elevadas de temperatura dentro de la cámara frigorífica y sabiendo que estas temperaturas se pueden establecer fácilmente con los controles automáticos del sistema de refrigeración, se selecciona la

temperatura del aire a la entrada de 9.8 °C y de salida de 8.25 °C (se admite hasta 10 °C (7); pero como podemos observar la diferencia es mínima con la que acabamos de seleccionar).

La disposición de los evaporadores en la cámara frigorífica será la siguiente:

- Evaporadores colocados a lo largo de la cámara,
- Se instalarán 6 evaporadores tipo tumbado.

Los resultados que se desean obtener son (31):

- Al existir más de un evaporador la distribución del aire frío es mejor,
- Al colocarlos a lo largo de la cámara la velocidad de salida del aire será lo suficiente como para distribuirse hasta la otra pared;
- Por lo que necesita una velocidad lo suficiente alta sobre la superficie de intercambio térmico para obtener mayores coeficientes de transferencia de calor (régimen turbulento).

Se debe tener cuidado que el aire frío no salga cuando la(s) puerta(s) se abre(n), es decir, los evaporadores se deben evitar colocar enfrente de las puertas.

La carga para cada evaporador será:





$$\frac{Q}{6} = \frac{54320 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}}{6} = 9053.3 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \approx 9055 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$$

Ahora pasaremos a determinar el número de secciones en paralelo para determinar la altura del evaporador. La cantidad de fluido frigorígeno requerido para cada evaporador es:

$$\frac{m}{6} = \frac{1545.5 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}}{6} = 258 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}$$

El caudal volumétrico para un evaporador a la salida del mismo (punto 1 del ciclo) es:

$$V_{\text{evap}} = 258 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} \times 0.06404 \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}} = 16.5 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \approx 17 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

La velocidad recomendada para la tubería de aspiración en el compresor fluctúa entre 8 y 15 m/s para el R12 y R22 (31), adoptaremos un valor menor al mínimo recomendado de 6 m/s para el R134a, estamos asumiendo válido este rango de velocidad ya que el R12 tiene similares propiedades físicas y termodinámica que el R134a.

Para determinar la cantidad de hileras en posición horizontal nos restringiremos a una altura máxima de 1m, debido a las limitaciones en la cámara. El área de flujo del refrigerante será:



$$S_i = \frac{V_{evap}}{V} = \frac{17 \frac{m^3}{h}}{3600 \times 6 \frac{m}{s}} = 7.87 \times 10^{-4} m^2 = 7.87 cm^2$$

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

TABLA 14 (26)
TUBERÍA DE COBRE DE DIAM. EXTERNO PARA SERVICIOS
DE REFRIGERACIÓN, AUTOMOTRICES Y DE USO GENERAL
(ASTM B280)

Para accesorios mecánicos o soldados

Tamaño estándar pulg.	Diám. Ext. pulg. (mm)	Espesor de pared pulg. (mm)	Área sección transversal del hueco mm ²
3/8	0.375 (9.52)	0.030 (0.762)	71.181
1/2	0.500 (12.7)	0.035 (0.889)	93.690
5/8	0.625 (15.9)	0.040 (1.02)	150.874
3/4	0.750 (19.1)	0.042 (1.07)	225.913
7/8	0.875 (22.3)	0.045 (1.14)	314.787
1-1/8	1.125 (28.6)	0.050 (1.27)	533.382
1-3/8	1.375 (34.9)	0.055 (1.40)	809.282
1-5/8	1.625 (41.3)	0.060 (1.52)	1149.687
2-1/8	2.125 (54.0)	0.070 (1.78)	1998.204
2-5/8	2.625 (66.7)	0.080 (2.03)	3923.769

Para tramos rectos (aplicable sólo a tubería templada)

Serpentin			
Tamaño estándar pulg.	Diám. Ext. pulg. (mm)	Espesor de pared pulg. (mm)	Área sección transversal del hueco mm ²
1/8	0.125 (3.18)	0.030 (0.762)	2.153
3/16	0.187 (4.75)	0.030 (0.762)	8.173
1/4	0.250 (6.35)	0.030 (0.762)	18.292
5/16	0.312 (7.92)	0.032 (0.813)	31.113
3/8	0.375 (9.52)	0.032 (0.813)	48.942
1/2	0.500 (12.7)	0.032 (0.813)	96.316
5/8	0.625 (15.9)	0.035 (0.889)	156.633
3/4	0.750 (19.1)	0.035 (0.889)	235.660
3/4	0.750 (19.1)	0.042 (1.07)	225.913
7/8	0.875 (22.3)	0.045 (1.14)	314.788
1 1/8	1.125 (28.6)	0.050 (1.27)	533.382

NOTA: ADAPTADO DE LA PAG. 6-68(26)

Seleccionamos el tubo de 3/8" de diámetro nominal ya que son 16 hileras que se levantan, como una prueba inicial. La idea principal es optimizar la cantidad de material.

Las aletas a utilizar son de sección circular construidas en aluminio y de 0.5 mm de espesor –consideración de diseño-. Para hallar el diámetro de la aleta, sabemos que se obtiene un rendimiento satisfactorio con aletas cuando se cumple que la superficie de la aleta es menor o igual que 7 veces la superficie central del agujero (31).

$$\frac{A_{aleta}}{A_{hueco}} \leq 7 \quad \left[\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4} \leq 7 \frac{\pi d^2}{4} \Rightarrow D \leq 2.82d \right]$$

La relación anterior muestra que el diámetro de la aleta es 2.82 veces el diámetro del tubo del evaporador, es decir, $2.82 \times 9.52 \text{ mm} = 26.850 \text{ mm}$.



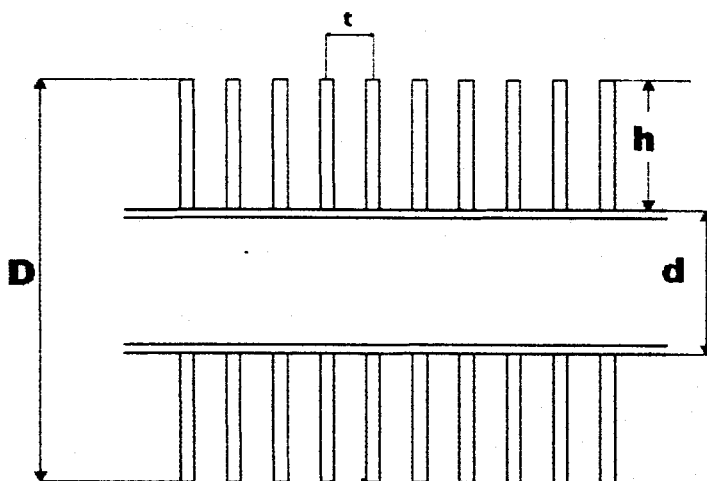


Fig. 5.5 Geometría de aleta y tubo

La separación entre dos hileras de aletas se establece en 2 mm – consideración de diseño-, por lo tanto la altura H –ver Fig. 5.3- perpendicular a la dirección del flujo del aire es: $H = 16 \times 26.850 \text{ mm} + 17 \times 2 \text{ mm} = 463.6 \text{ mm}$

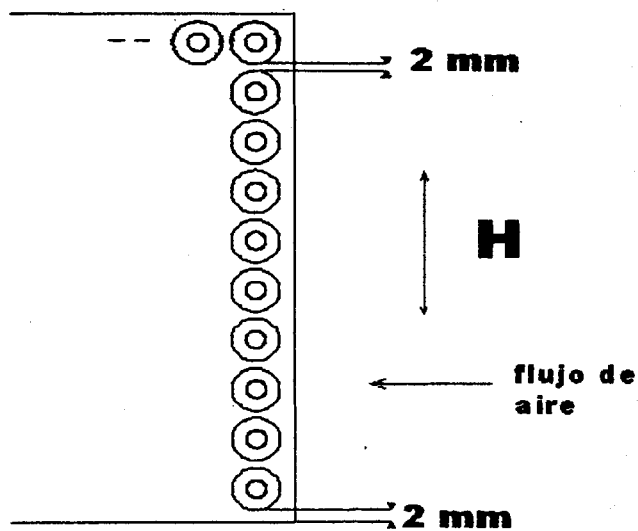


Fig. 5.6 Sección transversal del evaporador

Como podemos apreciar esta altura lógicamente nos traería como resultado longitud de tubos del evaporador muy largos en donde la aplicación del evaporador ya no será ventajosa. La altura máxima que puede tener el evaporador es de 1 m –sección 3.1 del capítulo 3-, por lo tanto H puede ser 927 mm, es decir, dos veces más la cantidad de tubos calculadas anteriormente.

Para determinar la longitud del evaporador debemos saber cuál es el caudal deseado de aire que debe pasar a través del mismo. El flujo másico de aire que se necesita la temperatura de 9 °C (282 °K) para transferir 63160 W es:

Propiedades a 282 °K: $\rho_a = 1.1707 \text{ Kg/m}^3$, $c_{pa} = 1007 \text{ J/Kg.}^\circ\text{K}$

$$\dot{V}_a = \frac{Q_{evap}}{\rho_a c_{pa} (T_i - T_o)} = \frac{63160 \frac{J}{s}}{1.1707 \frac{Kg}{m^3} \times 1007 \frac{J}{kg.^\circ K} \times (9.8 - 8.25)^\circ K} = 34.56 \frac{m^3}{s}$$

La sección perpendicular al flujo será asumiendo una velocidad frontal del aire o de corriente libre de 3 m/s –velocidades típicas máximas para evaporadores está entre 3.6 y 1.5 m/s (26)- para un evaporador:



$$\frac{34.56 \frac{m^3}{s}}{6 \times 3 m/s} = 1.92 m^2$$

El nuevo valor de H es 92.72 cm, por lo tanto la longitud de los tubos del evaporador será:

$$\frac{1.92 m^2}{0.9272 m} = 2.070 m$$

La separación entre aletas es t e igual a 8 mm (31). La velocidad máxima dentro del banco de tubos es, según Ec. 5.2:

$$V_{\max} = \frac{32}{32-10} 3 m/s = 4.36 m/s$$

5.2.1. Cálculo del coeficiente de convección exterior: α_a .

La expresión 5.20 nos permite calcular el coeficiente de convección -la simbología corresponde a la de la Fig. 5.5-:

$$\alpha_a = 0.116 \frac{Ka}{h} \cdot \left(\frac{d}{t}\right)^{-0.54} \cdot \left(\frac{h}{t}\right)^{-0.14} \cdot Re^{0.72} \cdot Pr^{0.4} \quad Ec.5.20 \quad (6)$$

Las propiedades termodinámicas del aire a la temperatura de película de 279 °K (6 °C) son:

AIRE A 279 °K (10)

ρ kg/m ³	C_p kJ/kg.K	$\mu \cdot 10^7$ N.s/m ²	$\nu \cdot 10^6$ m ² /s	$k \cdot 10^3$ W/m.K	Pr
1.2593	1.006	174.1	14.021	24.62	0.712

El número de Reynolds evaluado en el paso t:

$$Re = \frac{V_{\max} t}{\nu_a} = \frac{4.36 \times 8 \times 10^{-3} \frac{m^2}{s}}{14.02 \times 10^{-6} \frac{m^2}{s}} = 2487.7 \approx 2490$$



Reemplazando los valores en la ecuación 5.20 tenemos:

$$\alpha_a = 0.116 \frac{0.02462}{0.008665} \cdot \left(\frac{9.52}{8}\right)^{-0.54} \cdot \left(\frac{8.665}{8}\right)^{-0.14} \cdot (2490)^{0.72} \cdot (0.712)^{0.4} =$$

$$\alpha_a = 72.266 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K}$$

5.2.2. Cálculo de la eficiencia global superficial: η_o .

Para hallar la eficiencia superficial global utilizaremos la siguiente expresión –tomada de la sección 3.6.5 de Incropera, Ref. 10-:

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_f) \quad Ec.5.10$$

Donde A_f es toda el área superficial de la aleta, A es el área superficial total y η_f es la eficiencia de una aleta. La eficiencia de una aleta está definida por medio de la ecuación 5.11 –tabla 3.5

Ref. 10-:

$$\eta_f = \frac{tgh \left\{ \sqrt{\frac{2\alpha_o}{K_f \cdot e_f}} \left(h + \frac{e_f}{2} \right) \right\}}{\sqrt{\frac{2\alpha_o}{K_f \cdot e_f}} \left(h + \frac{e_f}{2} \right)} \quad \text{Ec.5.11}$$



donde:

e_f = espesor de la aleta 0.0005 m.

K_f = conductividad térmica de la aleta, 172 W/m.°K@279 °K

h = longitud de la aleta, 0.010 m.

Reemplazando los valores tenemos:

$$\eta_f = \frac{tgh \left\{ \sqrt{\frac{2(72.266 \frac{W}{m^2 \cdot K})}{172 \frac{W}{m \cdot K} (0.0005m)}} \left(0.008665 + \frac{0.0005}{2} \right) m \right\}}{\sqrt{\frac{2(72.266 \frac{W}{m^2 \cdot K})}{172 \frac{W}{m \cdot K} (0.0005m)}} \left(0.008665 + \frac{0.0005}{2} \right) m} = 0.958$$

$$\eta_f = 96\%$$

Para una hilera tenemos que el área total de la aleta está dado por la Ec. 5.12 igual que en el cálculo del condensador:

$$\rho_f = \frac{\text{longitud}}{\text{paso}, t} = \frac{2070}{8} = 260 \text{aletas / tubo}$$

$$A_f = \left(\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4} \right) 2 \rho_f \quad \text{Ec.5.12} \quad (21)$$

$$A_f = \left(\frac{\pi 0.02685^2}{4} - \frac{\pi 0.00952^2}{4} \right) 2 \times 260 \text{m}^2 = 0.256 \text{m}^2$$

El valor de A es el hallado en la ecuación 5.13 e igual a 0.314 m²:

$$\eta_o = 1 - \frac{0.256}{0.314} (1 - 0.96) = 0.966 \approx 0.97 \Rightarrow 97\%$$

El área de la superficie externa incluida las aletas, A_o, es la siguiente:

$$A_o = \pi D_o (L - \rho_f e_f) + \left(\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4} \right) 2 \rho_f \quad \text{Ec.5.13} \quad (21)$$

donde:

A_o = área de la superficie externa para un tubo, m².

L = longitud del tubo del evaporador, 2.07 m.

ρ_f = cantidad de aletas por tubo, 260.

D = diámetro exterior de la aleta, 0.02685 m.

d = diámetro exterior del tubo del evaporador, 0.00952 m.



$$A_o = \pi 0.00952(2.07 - 260 \times 5 \times 10^{-3}) + \left(\frac{\pi 0.02685^2}{4} - \frac{\pi 0.00952^2}{4} \right) \times 2 \times 260 =$$

$$A_o = 0.314 \text{ m}^2$$

5.2.3. Cálculo de la superficie de intercambio de calor: α .

Podemos utilizar el método de las resistencias para hallar el coeficiente K , derivado del diagrama mostrado en la Fig. 5.4. Nótese que la diferencia de temperatura está comprendida entre T' y la temperatura del aire T_a .

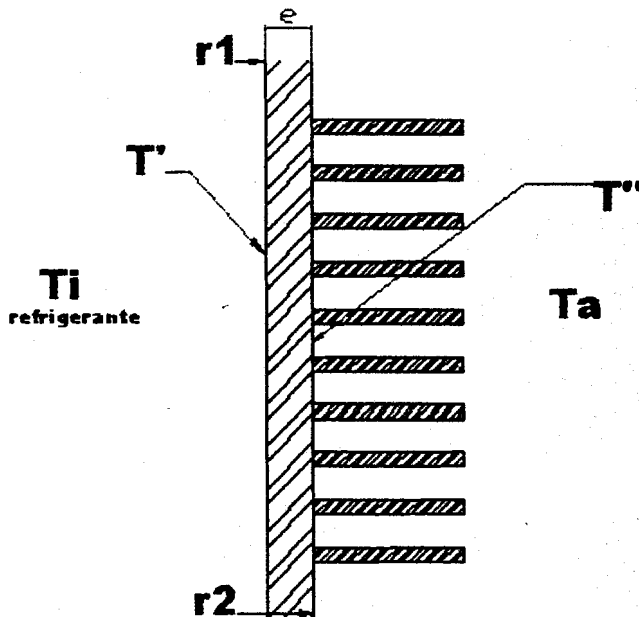


Fig. 5.7 Corte transversal tubo del evaporador

Como la transferencia de calor es constante en la dirección radial, podemos tomar cualquier sección a lo largo del tubo; una longitud característica para el evaporador es la longitud del evaporador. Para hallar la resistencia total debemos expresar el flujo por unidad de longitud en flujo unitario dividiendo la expresión 29 para el área interna –ver sec. 3.3.1 de la referencia 8-.

Para la pared comprendida entre el lado del aire y la superficie interna del tubo (T') las expresiones a continuación expresan el flujo unitario:

$$Q_{ul} = \alpha_r (T' - T_i) A = \alpha_a A_o \eta_o (T_\infty - T'') = \frac{K_{Cu}}{e} \frac{2\pi(r_1 + r_2)L}{2} (T'' - T')$$

Ec.5.21.1 (6)

$$Q_{ul} = \frac{Q_{ul}}{2\pi r_1 L} = \alpha_1 (T' - T_i) = \frac{\alpha_a A_o \eta_o (T_\infty - T'')}{2\pi r_1 L} = \frac{K_{Cu}}{e} \frac{2\pi(r_1 + r_2)}{2\pi r_1 L \cdot 2} (T'' - T')$$

Ec.5.21.2 (6)

$$Q_{ul} = \alpha_1 (T' - T_i) = \frac{(T_\infty - T')}{\frac{2\pi r_1 t}{\alpha_a A_o \eta_o} + \frac{2r_1 e}{K_{Cu}(r_1 + r_2)}} = \alpha (T_\infty - T)$$

Ec.5.22 (6)

De las dos ecuaciones anteriores se obtiene:



$$\alpha = \frac{1}{\frac{2\pi r_1 L}{\alpha_a A_o \eta_o} + \frac{2r_1 e}{K_{Cu}(r_1 + r_2)}} \quad \text{Ec.5.23}$$

Reemplazando los valores y tomando el espesor de la tabla 14, se obtiene - la conductividad térmica del cobre se tomo de la pág. 3-306 de (26)-:

$$\alpha = \frac{1}{\frac{2\pi \times 3.947 \times 8.13 \times 10^{-6}}{72.266 \times 0.314 \times 0.97} + \frac{2 \times 3.947 \times 10^{-3} \times 0.813 \times 10^{-3}}{398 \times (3.947 + 4.76)}} = 426.752 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K}$$

$$\alpha = 426.752 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ K$$

5.2.4. Cálculo de la temperatura del aire T'

En la sección 5.2 se determinó que a temperatura promedio del aire es de 9°C, de la ecuación 5.22 tenemos:

$$Q_{ul} = 426.752 \times (9 - T')$$

También sabemos que el calor transferido debe ser el mismo que el refrigerante a la temperatura T_i transfiere a la pared del tubo del evaporador (T'), se tiene que:

$$Q_u = \alpha_r (T' - T_i) \quad \text{Ec.5.24}$$

donde $T_i = 3^\circ C$





Para la expresión anterior $Q_{ul} = 426.752x(9 - T')$:

Q_u W/m^2	2133.76	1920.384	1707	1493.632	1280.256
T' $^{\circ}C$	4	4.5	5	5.5	6

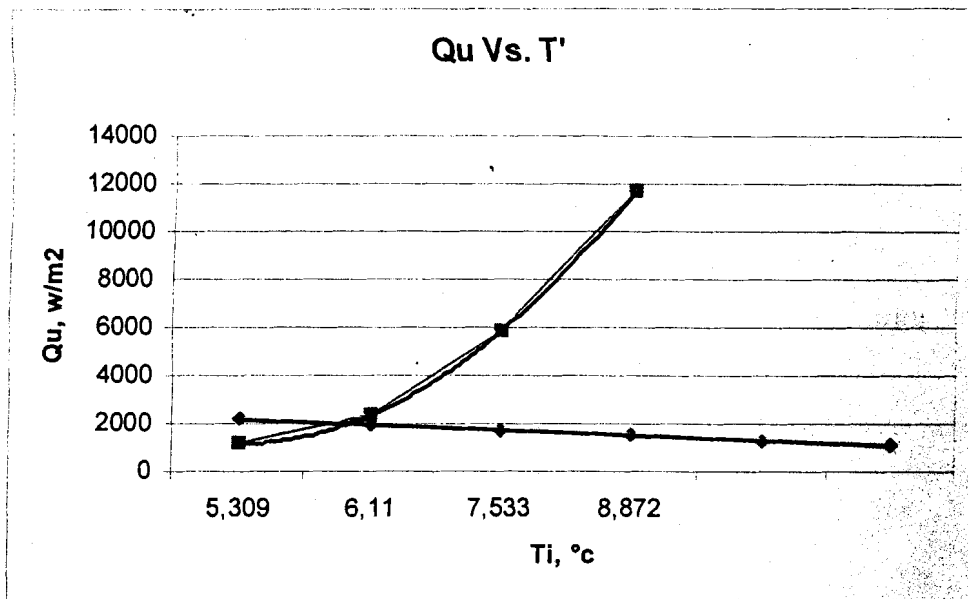


Fig. 5.8 Valores ajustados de las tablas para hallar T'

El punto interceptado para T' es $5.4^{\circ}C$ y el flujo unitario de calor es $1536 W/m^2$. La superficie de transferencia de calor requerida es:

$$A = \frac{Q_{evap}}{Q_{ul}} = \frac{9055 \times 4186.8}{3600 \times 1536} = 6.86 m^2$$

La longitud por metro de tubería para un diámetro nominal de $3/8''$

(≈ 10 mm) presenta una superficie interna de: $\pi \times d \times 1m =$

$3.1416 \times 7.894 \times 10^{-3} = 24.80 \times 10^{-3} \text{ m}^2/\text{m}$. La longitud total de tubería requerida es:

$$L_t = \frac{6.86}{24.8} 10^3 = 276.612 \text{ m}$$

Como tenemos la restricción en la longitud de los tubos de 2.22 m, la cantidad de tubos total será:

$$N = \frac{276.612}{2.07} = 133.6 \approx 134$$

Como en la dirección vertical tenemos 32 tubos, necesitamos $134/32 = 4.2 \approx 4$ tubos (ancho). Las dimensiones del evaporador son:

$$H = 0.927 \text{ m (93 cm)}$$

$$L = 2.07 \text{ m}$$

$$A = 0.15 \text{ m (15 cm) \{sin ventiladores, } \approx 30 \text{ cm con vent.}\}$$

En el APÉNDICE E se encuentra una lista de evaporadores de los cuales seleccionamos el **BHE/BHL 400**.

5.3. Selección de los componentes principales de la instalación.

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

- Separador de aceite

- Deshidratador
- Botella de líquido
- Visor
- Botella separadora de líquido
- Intercambiador subenfriador de líquido*
- Válvula de presión constante
- Válvula de retención (check valve)
- Válvula de expansión
- Válvula solenoide
- Termostato



VALVULA DE EXPANSION

De los dos tipos de válvula de expansión seleccionamos 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 tenemos que considerar ciertos factores, tales como el subenfriamiento. Este debe ser tomado en cuenta al momento de seleccionar una válvula de expansión termostática; para ello aplicamos un factor de corrección de acuerdo al fabricante (K_t). Este factor de corrección depende del refrigerante, temperatura de evaporación y temperatura de líquido (saturado).



Para el dimensionamiento necesitamos los siguientes datos:

Capacidad de enfriamiento	: 10.5 KW(9055 Kcal/h)
Temperatura de evaporación	: 3 °C
Presión de evaporación	: 3.2 bar (0.32 MPa)
Temperatura de condensación	: 45 °C
Presión de condensación	: 12 bar (1.2 MPa)
Subenfriamiento	: 5 °K
Temperatura de líquido	: 45 °C
Refrigerante	: HFC134a
Diferencia de presión a través de válvula	: Δp
Tipo de válvula requerida	: Serie T ofrece muchas ventajas, ver ANEXO 6

Para determinar la caída de presión a través de la válvula partimos 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 (6), la pérdida en la tubería de líquido es 1.8 psi/100ft, asumiendo una longitud de 10m, tenemos: 0.59 psi ó 0.04 bar.

La capacidad nominal de refrigeración se la obtiene a partir de la Ec. 5.26:

$$Q_n = Q_{evap} \times K_1 \times K \Delta p \quad Ec.5.26$$

El valor de K_t lo seleccionamos del ANEXO 6 al igual que el valor de $K\Delta p$, para ello calculemos la caída de presión Δp :

$$\Delta p = 12 - (3.2 + 0.3 + 0.04) = 8.46 \text{ bar} = 8.5 \text{ bar}$$

Donde $K\Delta p = 0.85$ y $K_t = 1.11$. Entonces:

$$Q_n = 10.5 \times 1.11 \times 0.85 = 9.9 \text{ KW} \approx 10 \text{ KW}$$

Del ANEXO 7 seleccionamos la válvula TCLE-250MW. Para una temperatura máxima de evaporación – 11 °C – el código MOP (Presión máxima de trabajo) es 55 (ANEXO 6). El código es:

TCLE-250MW55DL10X16

VALVULA SOLENOIDE

Se utilizará 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, necesitamos 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	: 10.5 KW (9055 Kcal/h)
Temperatura de evaporación	: 3 °C
Subenfriamiento	: 5 °K
Temperatura de líquido	: 40 °C
Refrigerante	: HFC134a
Diferencia de presión a través de válvula	: Δp

Como la instalación es grande es lógico asumir un valor elevado de caída de presión a través de la válvula solenoide, entonces:

$$\Delta p = 0.75 \text{ bar (ver ANEXO 8)} \Rightarrow K\Delta p = 0.45$$

Para calcular la capacidad nominal de la válvula empleamos la ecuación 5.27:

$$Q_n = Q_{evap} \times K_t \times K\Delta p \quad \text{Ec.5.27}$$

reemplazando los valores en la Ec.5. 27:

$$Q_n = 10.5 \times 1.038 \times 0.45 = 4.9 \approx 5 \text{ KW}$$

Analizando el ANEXO 8, se selecciona la 200RB3, como va soldadas a la tubería y tiene conexión de 3/8 pulg. De diámetro la válvula es:

200RB3T3





TERMOSTATO

El termostato a seleccionar es de la serie TS1, se va a utilizar uno con carga de vapor y contacto SPTD con conmutador selector (automático/parada). Del ANEXO 9, seleccionamos el:

TS1-B2A

Las características son las siguientes:

Punto de ajuste superior	: -30.....+15 °C
Diferencial ΔT	: 1.5....16 °K
Punto de ajuste mínimo	: -36 °C
Máx. 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. 5.28 tenemos que la capacidad nominal está dada en función de la capacidad de refrigeración de la cámara y la corrección para la temperatura de líquido –en nuestro caso -.

$$Q_n = Q_{evap} \times K_t \quad \text{Ec.5.28}$$

Capacidad de enfriamiento	: 63.16 KW
Temperatura de líquido	: 40 °C
Refrigerante	: HFC134a

Del anexo 10 obtenemos el valor de $K_t = 1.048$, por lo tanto la capacidad nominal es:

$$Q_n = 63.16 \times 1.048 = 66.19 \approx 66.20 \text{ KW}$$

Las series disponibles para los filtros son: ADK-plus, BFK y ADKS-plus con núcleos H/S/W48. Para la capacidad de arriba en la serie ADKS-plus la encontramos y seleccionamos:

4485T con núcleo **H48** (conexiones a soldar 16 mm, caída de presión 0.07 bar). Las características se las puede observar en el ANEXO 10.

VISOR

De los dos tipos de visores seleccionamos 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 ½ pulg. tenemos el MIA 012. Las especificaciones técnicas y dimensiones la encontramos en el ANEXO 11.





SEPARADOR DE ACEITE

Para seleccionar el separador de aceite tenemos que hallar la capacidad nominal en función de la cual se seleccionará. Se aplica la misma relación anterior la única diferencia es el valor del factor de corrección.

Para temperatura de condensación de 45 °C y 3 °C de temp. de evaporación, tenemos que $K_t = 0.971$.

$$Q_n = 63.16 \times 0.971 = 61.30 \text{ KW}$$

El valor más próximo es 73.8 KW, por lo tanto seleccionamos el OSH-617 con conexión 2-1/8" y capacidad de 7.9 litros (ver ANEXO 12 -). También podemos seleccionar el OSB-617 bridado en la parte inferior.

VALVULA DE PRESION CONSTANTE

Igual que en el caso anterior se requiere corregir la capacidad por un factor de corrección de la temperatura de condensación y evaporación. En nuestro caso interpolando nos dio 1.15, por lo tanto:

$$Q_n = 10.5 \times 1.15 = 12.08 \approx 12 \text{ KW}$$

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 HFC134a es de 7.4 KW, por lo tanto seleccionamos el **PRE-21C**, con conexión ODF de 28 mm, las especificaciones técnicas se encuentran en el ANEXO 13.

RECIBIDOR HORIZONTAL

Como botella de líquido se utilizarán un recibidor horizontal de la STANREF (www.stanref.com, ANEXO 14) , cuya capacidad para los 1545.5 Kg de refrigerante corresponde al modelo HR12301 (capacidad de bombeo 2576 Lib. de R22). 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.





5.4. Cálculo de dimensiones de tubería.

5.4.1. Cálculo de diámetros.

a) Tubería de gas refrigerante.- el diámetro es obtenido por medio de la ecuación de continuidad Ec. 5.29. El valor recomendado para velocidades de gas refrigerante está entre 15 y 25 m/s (31), adoptamos 15 m/s.

$$D_i = 2 \sqrt{\frac{m}{\rho V \pi}} \quad \text{Ec.5.29}$$

m = flujo másico del refrigerante, 258 Kg/h ó 0.0720 Kg/s.

D_i = diámetro interior, m.

ρ = densidad del R134a en condiciones de vapor recalentado
(1.2 MPa @ 53 °C), 52.6 Kg/m³.

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

$$D_i = 2 \sqrt{\frac{0.0720}{52.6 \times 15 \times \pi}} = 0.011 \text{ m} = 11 \text{ mm}$$

De acuerdo a la tabla 14 el diámetro nominal es de 1/2 pulg.

b) Tubería de líquido.- El valor recomendado para velocidades de frigorígeno líquido está entre 0.5 y 1.25 m/s (31), adoptamos 0.5 m/s. Los nuevos valores para la Ec. 5.25 son:



$m = 258 \text{ Kg/h}$ ó 0.0720 Kg/s .

$D_i =$ diámetro interior, m.

$\rho =$ densidad del R134a en condiciones de líquido saturado
(1.2 MPa @ 40 °C), 1148 Kg/m^3 .

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

$$D_i = 2 \sqrt{\frac{0.0720}{1148 \times 0.5 \times \pi}} = 0.0126 \text{ m} = 12.6 \text{ mm}$$

De acuerdo a la tabla 14 el diámetro nominal es de 1/2 pulg.

c) Tubería de aspiración.- El valor recomendado para velocidades en la tubería de aspiración está entre 8 y 15 m/s (31), seleccionamos 8 m/s, un valor conservador. Los nuevos valores para la Ec. 5.14 son:

$m = 258 \text{ Kg/h}$ ó 0.0720 Kg/s .

$D_i =$ diámetro interior, m.

$\rho =$ densidad del R134a en condiciones de vapor saturado
(0.32 MPa @ 3 °C), 16 Kg/m^3 .

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

$$D_i = 2 \sqrt{\frac{0.0720}{16 \times 8 \times \pi}} = 0.0267 \text{ m} = 27 \text{ mm}$$

De acuerdo a la tabla 14 el diámetro nominal seleccionado es de 1-1/8 pulg (28.6 mm).



5.4.2. 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 (31).

a) Tubería de gas refrigerante.- 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 Kg/cm² (2 psi) para el R12, se tomará el mínimo valor para el R134a.

La expresión que determina la caída de presión está dada por la Ec. 5.30:

$$h_f = f \frac{LV^2}{D_i 2g} \quad EC.5.30$$



Donde:

h_f = pérdidas por fricción, m.

f = factor de fricción.

L = longitud total de tubería, 7.8 m (trayecto más largo).

D_i = diámetro interior de tubería, mm.

V = velocidad del gas refrigerante, m/s.

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

h_f = pérdidas por fricción, m.

$f = 0.027^*$

L = longitud total de tubería, 14.5 m (trayecto más largo).

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

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

D_i = diámetro interior de tubería, 11.07 mm.

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

Para hallar la longitud equivalente 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 está en función del coeficiente de resistencia K , de la siguiente manera:

$$L_e = K \frac{D_i}{f} \quad \text{Ec.5.31}$$

$$L_e = 3(30 D_i) + 4(18 D_i) = 162 D_i = 1.79 \text{ m}$$

$$h_f = 0.027 \frac{(14.5 + 1.79)(0.5)^2}{(0.01107)2(9.8)} = 0.506 \text{ m}$$

$$\Delta p = 0.506 \text{ m} \times 1148 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 581.785 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2} = 0.058 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

c) Tubería de aspiración.- La longitud se estima en 20 m, para el trayecto más largo. Se debe limitar la caída de presión para el R12 a 0.21 Kg/cm^2 (3 psi) (31).

h_f = pérdidas por fricción, m.

$$f = 0.027$$

L = longitud total de tubería, 20 m.

$$8 \text{ codos } 90^\circ \equiv K = 30f \text{ (APENDICE F)}$$

D_i = diámetro interior de tubería, 26.06 mm.

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

$$L_e = 8(30 D_i) = 6.25 \text{ m}$$

$$h_f = 0.027 \frac{(20 + 6.25)(8)^2}{(0.02606)2(9.8)} = 88.8 \text{ m}$$

$$\Delta p = 88.8 \text{ m} \times 16 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 1420.8 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2} = 0.142 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$



Los cálculos realizados en las secciones 5.4.1 y 5.4.2 han asumido valores de velocidad y caídas de presión admisibles para el refrigerante R12 en virtud de la similitud de las propiedades termodinámicas. Existe mucha información sobre pruebas realizadas específicamente con el refrigerante R134a sobre velocidades en líneas de succión (ó aspiración) y de líquido, así como la caída de presión (apéndice G y H). Estos resultados han sido graficados para condiciones de operación indicadas en los APÉNDICE G y H, los cuales pueden ser aplicadas a nuestras condiciones de operación sin ocurrir cambios apreciables.

Por lo expuesto, recalcularemos los diámetros utilizando los gráficos mencionados. El método a seguir será el siguiente: como tenemos dos gráficos en ambos casos tenemos 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 gráfico del apéndice G como en el del H.

Realizado esto se obtuvo la tabla 15 donde se presenta tanto para la succión como en la tubería de líquido los diámetros de tubería

de cobre, la velocidad y la caída de presión por cada 100 pies de longitud.

TABLA 15
VALORES DE VELOCIDAD Y CAIDA DE PRESION EN LINEAS
DE ASPIRACIÓN Y LIQUIDO (APÉNDICE G y H)

SUCCION (ASPIRACIÓN)		
ϕ_n , pulg.	Veloc., pies/min	Δp , psi/ 100pies
Valores de G y H		
5/8	7000 (36 m/s)	27
3/4	5250 (27 m/s)	10
7/8	3000 (15 m/s)	5
1-1/8	2000 (10 m/s)	1.5
1-3/8	1375 (7 m/s)	0.5
1-5/8	730 (4 m/s)	0.2
LIQUIDO		
ϕ_n , pulg.	Veloc., pies/min	Δp , psi/ 100pies
Valores de G y H		
3/8	200 (1.02 m/s)	10
1/2	125 (0.6 m/s)	1.8



De la tabla anterior podemos concluir que el diámetro en la tubería de líquido es de 1/2 pulg. y en la aspiración va desde 7/8 a 1-5/8 pulg. para el cálculo anterior el diámetro calculado fue de 1-1/8 pulg. Si recalculamos de nuevo la caída de presión tenemos, con los valores de la tabla 15 para diámetros de 1/2 y 1-1/8 pulg.:

$$\frac{1.5 \text{ psi}}{100 \text{ pies}} \times 26.25 \text{ m} \times 3.28 \frac{\text{pies}}{\text{m}} = 1.29 \text{ psi} \approx 0.1 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \quad \text{aspiración}(\phi 1-1/8")$$
$$\frac{1.8 \text{ psi}}{100 \text{ pies}} \times 16.29 \text{ m} \times 3.28 \frac{\text{pies}}{\text{m}} = 0.96 \text{ psi} \approx 0.06 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \quad \text{líquido}(\phi 1/2")$$

Como podemos apreciar al asumir los valores del R12 se obtiene buenos resultados ya que estos se encuentran dentro del rango de aplicación para el HFC134a; por ejemplo, para la tubería de líquido prácticamente fue el mismo valor de caída de presión, además, el rango de diámetros obtenidos en la tabla 15 abarcaron los calculados en las secciones anteriores.

5.5. Dimensionamiento de tuberías para los diferentes equipos - aislamiento.

En esta sección se tratará 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.

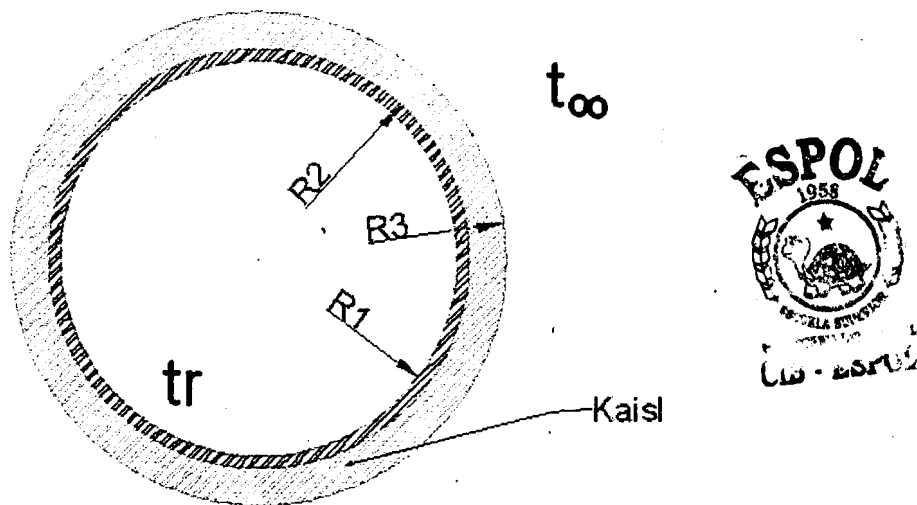


Fig. 5.9 Esquema de aislamiento de tubería

La temperatura superficial de las tuberías a las que hacemos mención tienen su temperatura superficial inferior a la de rocío del ambiente, por lo tanto se produce condensación. El cálculo del espesor del aislamiento adecuado para cada tubería permite que esta temperatura superficial sea igual o superior a la de rocío, lo que evitará la condensación. Además de los datos para el cálculo de la temperatura superficial, necesitamos el de la humedad relativa del aire ambiente, que a veces no es conocida o sólo puede estimarse. **Cuanto más elevada es la humedad relativa,**

más difícil es obtener un valor preciso, por lo que las fluctuaciones de humedad o de temperatura superficial son determinantes (manual de aislamiento en la industria).

Para la tubería de aspiración tenemos los siguientes datos:

Temp. interior	: 8 °C
Temp. Ambiente	: 33 °C
Humedad relativa	: 75 % (promedio)
Diám. ext. tubería sin aislamiento	: 0.054 m (2-1/8 pulg.)
Conductividad térmica coquilla	: 0.029 W/m.°K



En la Fig. 3.3 se tiene un diagrama psicrométrico del aire para las condiciones anotadas arriba, la temperatura de rocío es de 28 °C; por lo tanto para evitar la condensación del vapor de agua en la superficie del tubo lo establecemos en 29°C.

Cálculo del coeficiente de convección del aire:

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:

$$Nu = 0.525(Gr.Pr)^{1/4} \quad 10^4 < Gr.Pr < 10^9 \quad Ec.5.32$$

donde.

$$Gr = \frac{d^3 \cdot \rho^2 \cdot g \cdot \beta \cdot \Delta t}{\mu^2} = \frac{d^3 \cdot g \cdot \beta \cdot \Delta t}{\nu^2} \quad Ec.5.33$$

β 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 β que es evaluada a la temperatura de corriente libre.

$$t_f = \frac{t_s + t_\infty}{2} = \frac{33^\circ C + 8^\circ C}{2} = 20.5^\circ C \equiv 293.5^\circ K$$

Las propiedades del aire a la temperatura de película son:

$$\begin{aligned} \beta &= 1/306 \text{ }^\circ K \\ \mu &= 180.3 \times 10^{-7} \text{ N.s/m}^2 \\ \nu &= 15.31 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \\ \rho &= 1.2033 \text{ Kg/m}^3 \\ c_p &= 1007 \text{ J/Kg. }^\circ K \\ K &= 25.78 \times 10^{-3} \text{ W/m. }^\circ K \\ Pr &= 0.709 \end{aligned}$$

$$Gr = \frac{(0.054)^3 \cdot 9.8 \cdot (1/306) \cdot (33 - 8)}{(15.31 \times 10^{-6})^2} = 537867.8$$

$$Nu = 0.525(537867.8 \times 0.709)^{1/4} = 13.04$$

$$\alpha = \frac{Nu \cdot K}{d} = \frac{13.04 \times 0.02578}{0.054} = 6.22 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ K$$



Cálculo del coeficiente de convección refrigerante tubería:

Para el cálculo podemos 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:

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \quad Ec.5.34$$

Las propiedades del refrigerante (vapor recalentado) a la temperatura media son $(3+8)/2=5.5^{\circ}C$:

$$\mu = 102.65 \times 10^{-7} \text{ N.s/m}^2$$

$$v = 0.726 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\rho = 14.14 \text{ Kg/m}^3$$

$$c_p = 0.742 \text{ KJ/Kg. }^{\circ}K @ 5^{\circ}C$$

$$K = 0.0145 \text{ W/m.}^{\circ}K @ 25^{\circ}C$$



$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{K} \quad Ec.5.35$$

La expresión que nos permite calcular en número de Reynolds es, recordemos que el flujo de refrigerante es 1545.5 Kg/h ó 0.429 Kg/s:

$$Re = \frac{4m}{\pi \rho d_1 v} \quad Ec.5.36$$

Los datos de la tubería para el cálculo son los siguientes:

Diám. ext. Tubería: 0.054 m (2-1/8 pulg.)
 Diám. int. Tubería: 0.05044 m
 Espesor 1.78 mm
 ASTM B280 tubería de cobre templada.

$$Re = \frac{4 \times 0.429}{\pi \times 14.14 \times 0.726 \times 10^{-6} \times 0.05044} = 1054885$$

$$Pr = \frac{0.742 \times 10^{-3} \times 102.65 \times 10^{-7}}{0.0145} = 0.525$$

$$Nu = 0.023(1054885)^{0.8} \cdot (0.525)^{0.4} = 1170$$

$$\alpha_r = \frac{Nu \cdot K}{d} = \frac{1170 \times 0.0145}{0.05044} = 336 \text{ W / m}^2 \cdot \text{°K}$$



Cálculo del calor transmitido por unidad de longitud de tubería: La ecuación que nos permite hallar el calor cedido por unidad de longitud es:

$$\frac{Q}{L} = \alpha \cdot 2\pi r_3 (t_\infty - t_3) \quad \text{Ec.5.37}$$

$$\frac{Q}{L} = 6.22 \times 2 \times \pi \times r_3 (33 - 29) = 156.3 r_3 \quad \text{W / m}$$

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:



$$\frac{Q}{L} = \alpha_r \cdot 2\pi r_3 (t_1 - t_r) = \frac{2\pi K_{cu} (t_2 - t_1)}{\ln(r_2 / r_1)} = \frac{2\pi K_{aisl} (t_3 - t_2)}{\ln(r_3 / r_2)} \quad Ec.5.38$$

despejando t_1 , nos queda:

$$\frac{Q}{L} = \frac{2\pi(t_3 - t_r)}{\frac{1}{r_1 \alpha_r} + \frac{\ln(r_2 / r_1)}{K_{cu}} + \frac{\ln(r_3 / r_2)}{K_{aisl}}}$$

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

$$r_3 \ln \frac{r_3}{0.02522} + 0.0034192r_3 - 0.03030 = 0$$

el valor de r_3 que satisface esta ecuación es 0.0475 m, por lo tanto el espesor del aislamiento es:

$$e(\text{aislamiento}) = r_3 - r_2 = 0.0475 - 0.0252 = 0.0223 \text{ m} = 2.23 \text{ cm}$$

Por lo que finalmente se seleccionara un espesor de 25.4 mm o 1 pulgada de espesor.

Aislamiento de la tubería del líquido refrigerante:

Está comprende desde la salida del condensador hasta el subenfriador de líquido. Se utilizará como aislante la coquilla con un espesor de 25.4 mm (1 pulg.) igual al calculado anteriormente, valor que es aceptado en la práctica.

5.5. Instalación.

En esta sección se especificará la ubicación exacta de cada componente, para ello se elaboró el plano de la instalación de la cámara. Las siguientes acotaciones harán mención en relación con el plano.

El evaporador ha utilizar es tipo tumbado y quedará instalado a 10 cm del techo. La separación respecto a la pared será de 50 cm. para obtener una buena recirculación del aire –recomendación del fabricante -. La tubería que sale del evaporador al compresor es de 1-5/8 pulg., la calculada fue de 1-1/8 pulg.

El condensador seleccionado es enfriado por aire, esta unidad incluye el compresor; la ubicación se detalla en el plano 2 La conexión del evaporador al compresor no supera los 3 m por lo que no será necesario un codo sifón para separar el aceite en la aspiración. La tubería de aspiración tiene una inclinación de 1°- a la salida del evaporador -, la tubería que baja a la aspiración del condensador es de 2-1/8 pulg. de diámetro de 1.55 m como mínimo.



El **recibidor de líquido** quedará instalado al mismo nivel que la unidad condensadora, es decir, a continuación de la unidad ocupando el ancho de la cámara. Se tendrá que aumentar el diámetro de la tubería que conecta la unidad condensadora al recibidor a (Di)92 mmm (3-5/8 pulg., diám. Interior).

El sistema bajo correas se utilizará para colocar el **panel**, tal como lo muestra la figura 5.9 de abajo.

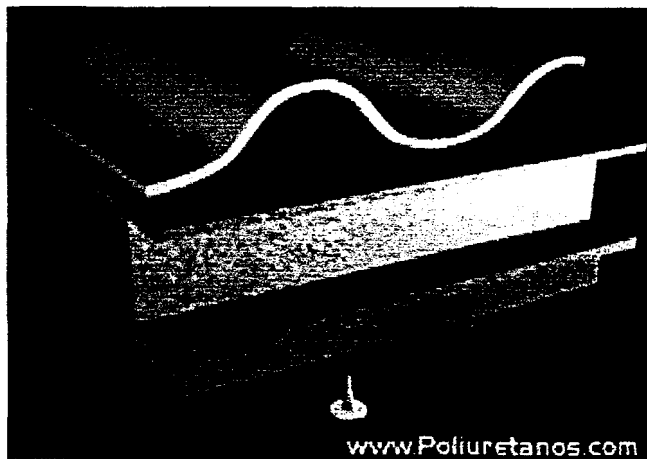


Fig. 5.9 Sistema bajo correa

Para colocar el panel en el techo como en las paredes se necesitará de accesorios tales como:

- Clavos con cuerpo de hierro y cabeza de plástico, especiales para hierro y madera.
- Perfil plástico en H.
- Ángulo plástico de 90 °

En la Fig. 5.10 se observan los accesorios que se requieren para el montaje de los paneles prefabricados.

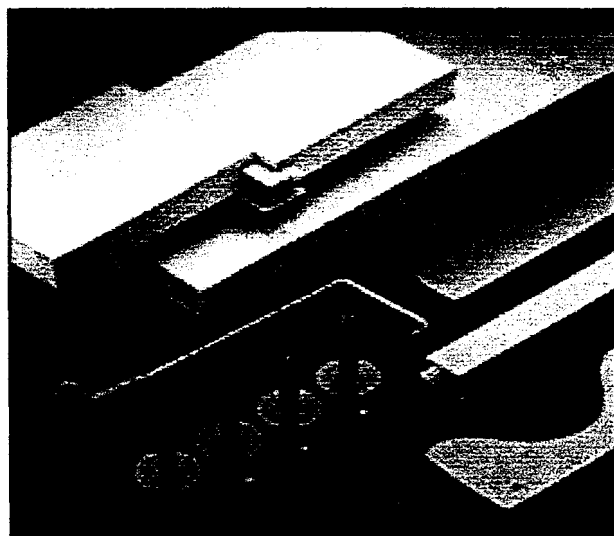


Fig. 5.10 Accesorios para colocación

Las paredes y techo son planchas de ISOPANEL con poliuretano inyectado de 4 pulg. (10 mm) de espesor con planchas de acero con recubrimiento galvánico. Estas planchas vienen en dimensiones de 2.40 x 1.20 m.





CAPITULO 6

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

1. La cámara frigorífica objeto de esta tesis ha sido dimensionada para almacenar 29000 Kg. de limón Tahití.
2. Se ha hecho referencia a los dos tipos de tarimas según la norma Europea – P8 y P10 – para determinar la capacidad de la cámara. La normalización basada en la utilización de cargas unitarias con tarima es conveniente para el logro de una manipulación más eficaz de los productos.
3. El diseño de la cámara y disposición de los equipos fue contemplada para realizar ampliaciones en forma de L.
4. Se debe tener presente que la superficie interior de la cámara frigorífica comprende dos elementos importantes: la zona de almacenamiento de los productos y los pasillos de circulación.
5. Al seleccionar el tipo de construcción y aislamiento – aislamiento interior, estructura exterior – se dificulta la sustentación de los evaporadores y

tuberías, debido a la inaccesibilidad de la estructura desde el interior de la cámara.



6. Como se indico en la sección 3.3.1 la ganancia de calor a través del piso es despreciable en comparación a otras cargas, por lo que se elimina completamente el aislamiento del suelo – temperatura elevada de la cámara frigorífica por encima del punto de congelación-.
7. El sistema de refrigeración a utilizar es el de expansión directa con el refrigerante HFC134a. Para seleccionar el refrigerante se elaboró una matriz de decisión, pero actualmente empresas dedicadas al estudio de refrigerantes presentan recomendaciones en torno a conversiones de sistemas de refrigeración con los refrigerantes alternativos.
8. Las propiedades termodinámicas utilizadas para el R134a fueron extrapoladas en base a criterios considerados confiables dentro de un rango de temperatura o presión ya sea el caso.
9. Las variaciones del calor específico respecto a la temperatura de sustancias inorgánicas, especialmente a base de carbón en estado gaseoso siguen una relación lineal para un rango de temperatura comprendido entre 273 - 1200 °K. En cambio para compuestos a base de flúor se tienen relaciones lineales para un rango de temperatura comprendido entre 300 – 3000 °K con una incertidumbre del 5%. Lo que

nos avala el procedimiento realizado en el APÉNDICE I para el cálculo del calor específico.

10. El valor de la viscosidad para el R134a en estado gaseoso, se obtuvo de la ecuación de Shuterland donde se puede observar que la temperatura es más importante que la presión en el comportamiento de la viscosidad

dinámica:
$$\mu = \frac{1.0337T^{3/2}}{102.789 + T}; \quad T[^\circ K], \mu \left[\frac{N.s}{m^2} \right]$$



11. La conexión del evaporador al compresor no supera los 3 m de altura, por lo que no será necesario un codo sifón para separar el aceite en la aspiración.

12. La inclinación de las tuberías horizontales debe ser no menor a 13 mm por cada 3 m de longitud en dirección del flujo de refrigerante.

13. El evaporador que también puede seleccionarse es el BMA450B de la Heatcraft (12530 Kcal/h, DT=6°C, Tevap.=5°C). Tiro de aire 20 m, basado en cámaras de 5.5 m de altura, sin obstrucciones y velocidad final de 0.25 m/s.

14. El radio de aislamiento crítico K/h en este caso fue de 0.029W/m.°K / 6.22 W/m².°K = 4.66 x10⁻³ m ó 4.66 mm, es decir, el radio de la tubería (27 mm) es mayor al radio crítico del aislante por lo tanto la resistencia a la transmisión de calor total del sistema aislante – tubería aumenta y no necesitamos preocuparnos por los efectos de un radio de tubería menor

al radio crítico que magnifique el efecto de transferencia de calor por dicho sistema.

15. Los cálculos realizados en las secciones 5.4.1 y 5.4.2 han asumido valores de velocidad y caídas de presión admisibles para refrigerantes CFC's en virtud de la similitud de las propiedades termodinámicas. Existe mucha información sobre pruebas realizadas específicamente con el refrigerante R134a sobre velocidades en líneas de succión (ó aspiración) y de líquido, así como la caída de presión (apéndice G y H), que nos permiten concluir que son válidos para el R134a, y utilizarlos de una manera acertada al utilizar estos parámetros para el diseño.

16. Al asumir los valores recomendados de velocidad para refrigerantes CFC's para calcular los diámetros de las tuberías, se demostró que estos dan muy buenos resultados para el R134a, por ejemplo el rango de velocidades para la tubería de aspiración está entre 8 y 15 m/s – considerados para los CFC's- el calculado fue de 10 m/s utilizando los diagramas del APÉNDICE G. En cambio para la tubería de líquido la velocidad calculada fue de 0.6 m/s y el rango establecido para los CFC's es de 0.5 a 1.5 m/s (31).

17. Las caídas de presión tanto en la línea de succión como en la de líquido arrojaron resultados inferiores a los mínimos establecidos en el diseño para los CFC's, a saber:

Caída de presión para CFC's por cada 100 pies –recomendada (31)

ASPIRACIÓN: 0.03 PSI/100 pies

LÍQUIDO: 0.04 PSI/100 pies

Los obtenidos a partir del diagrama del APÉNDICE H fueron de 1.5 y 1.8 PSI/100 PIES respectivamente, demostrando otra vez la aplicabilidad de estos valores en el dimensionamiento de tubería.

18. El coeficiente de rendimiento (COP) para el sistema de refrigeración es $63.16\text{KW}/17.40\text{KW} = 3.63$. Para máquinas de fabricación de hielo y refrigeradores domésticos el coeficiente de rendimiento típico está entre 4 y 5 (18).



GLOSARIO

DBa, el dBa es una ponderación del nivel de presión acústica (21).

Hidrocarburos, gases naturales compuestos de únicamente por hidrógeno y Carbono.

Clorofluorocarbonos, productos químicos artificiales a base de metano y etano (CH_4 y C_2H_6) (10).

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 (6).

TLV (Threshold Limit Values), Valor que define la concentración máxima de gases tóxicos en ambiente de trabajo, sin afectar a las personas expuestas a ese ambiente.

TWA (Time Weight Average), Concentración máxima permisible en la que una persona en periodos de 8 horas puede tolerar gases tóxicos sin que se produzcan efectos reversibles e irreversibles como: pérdida de la conciencia, vómitos, mareos, imparidad de la vision.



APENDICE A

PROYECTO DE EXPLOTACIÓN CÁMARA DE REFRIGERACIÓN

DATOS PARA DETERMINAR CAPACIDAD DE ALMACENAMIENTO:

Producto: _____

Producción en el campo:

Condiciones de operación 1 turno 2 turnos 3 turnos

Número de hectáreas

Capacidad de producción

diaria
semanal
quincenal
mensual

Fechas de cosecha

Fechas de cultivo

Proyección de recolección a mediano plazo

Procesamiento y condiciones de almacenamiento:

Fecha de comercialización de los productos

Plan de maduración complementario

Toneladas diarias de producto a refrigerar

Temperatura de ingreso del producto

Temperatura de almacenamiento del producto

Tiempo de almacenamiento

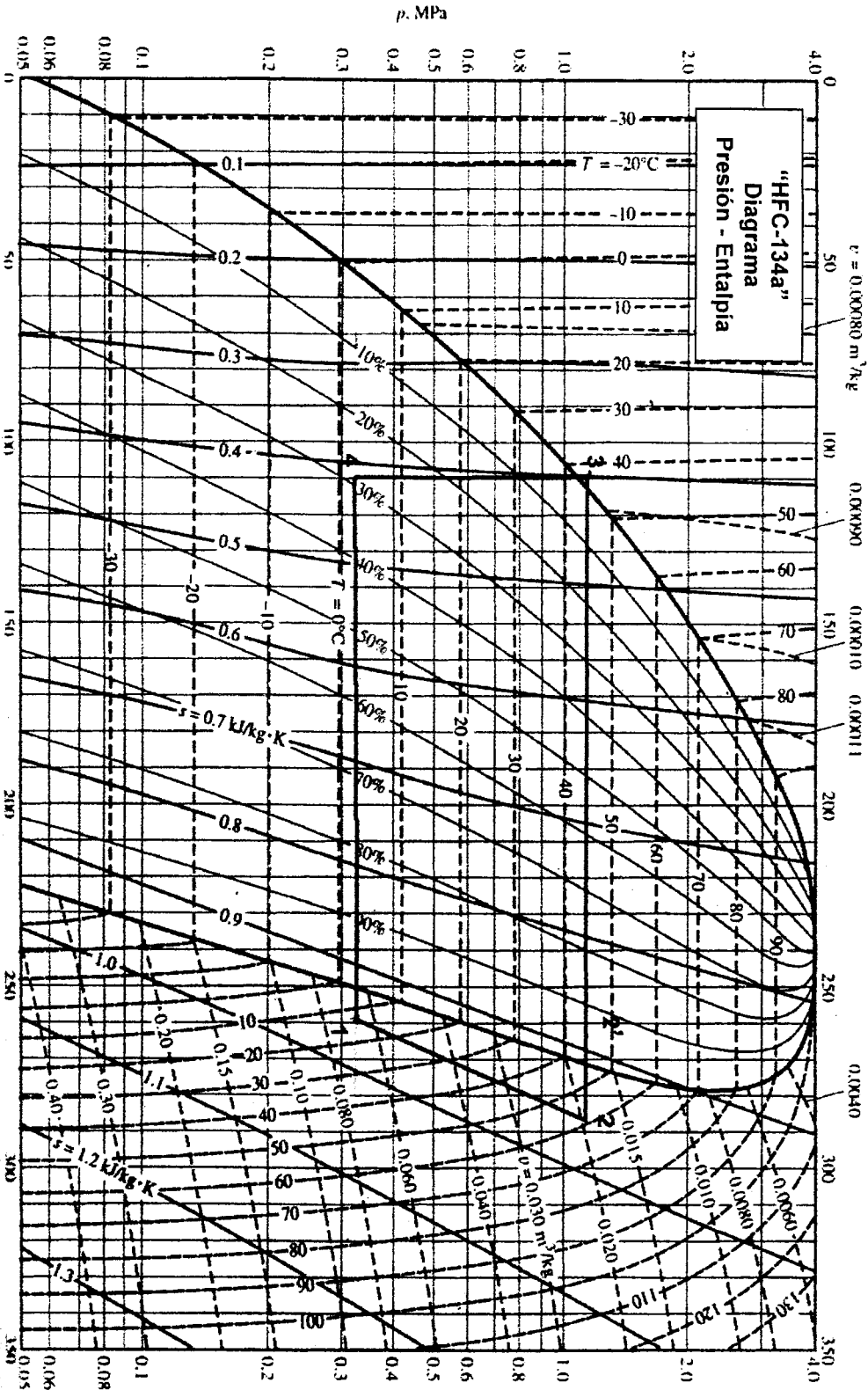
Entrada máxima de productos en el día más caluroso

Entrada mínima de productos en el día más frío





APENDICE B (18)
h, KJ/Kg





APÉNDICE C

UNIDAD DE CONDESACIÓN BOHN ENFRIADA POR AIRE BBV/BLV

Las nuevas unidades de condensación del modelo BBV/BLV están diseñadas para satisfacer las necesidades de la demanda del mercado de la refrigeración comercial e industrial. La configuración del producto cuenta con un diseño y construcción muy flexibles que le permiten responder a los requisitos o necesidades de los contratistas de refrigeración, ingenieros, consultores, operadores y propietarios. El modelo BBV/BLV se ha diseñado incluyendo el condensador ampliamente probado del modelo BRH. La tecnología del serpentín de tubos flotantes patentado incorporada en el producto proporciona una garantía altamente confiable contra fugas en las cabeceras de los tubos.

El producto cuenta con muchas ventajas y/o características las cuales fueron incorporadas usando la retroalimentación de vanos contratistas y proyectistas de refrigeración.

- Un numero mínimo de características estándar han sido incorporadas en el diseño de la base del producto La unidad se fabrica en una variedad amplia de opciones de configuración y con acciones de pre ingeniería para un tiempo de entrega competitivo, satisfaciendo (las necesidades del cliente en la mayoría de los casos).
- La unidad puede facilitarse con la configuración de ahorro de energía del sistema patentado BOHNMIZER ® de control de la alta presión o con el sistema incluido "Limitizer" o con el sistema estándar sin control de la alta presión.
- El gabinete es construido en lamina galvanizada con pintura resistente para proporcionar un acabado durable y de gran apariencia estética.

Todos los controles de servicios se localizan en un compartimento eléctrico por separado de la caja de alimentación de la energía principal. El servicio es fácil de hacer sin desconectar la alimentación de energía del equipo

- La utilización de compresores Disco de alta eficiencia cargados con aceite lubricante poliolester proporciona una operación eficiente con los refrigerantes HFC-404A/507 o HCFC-22.

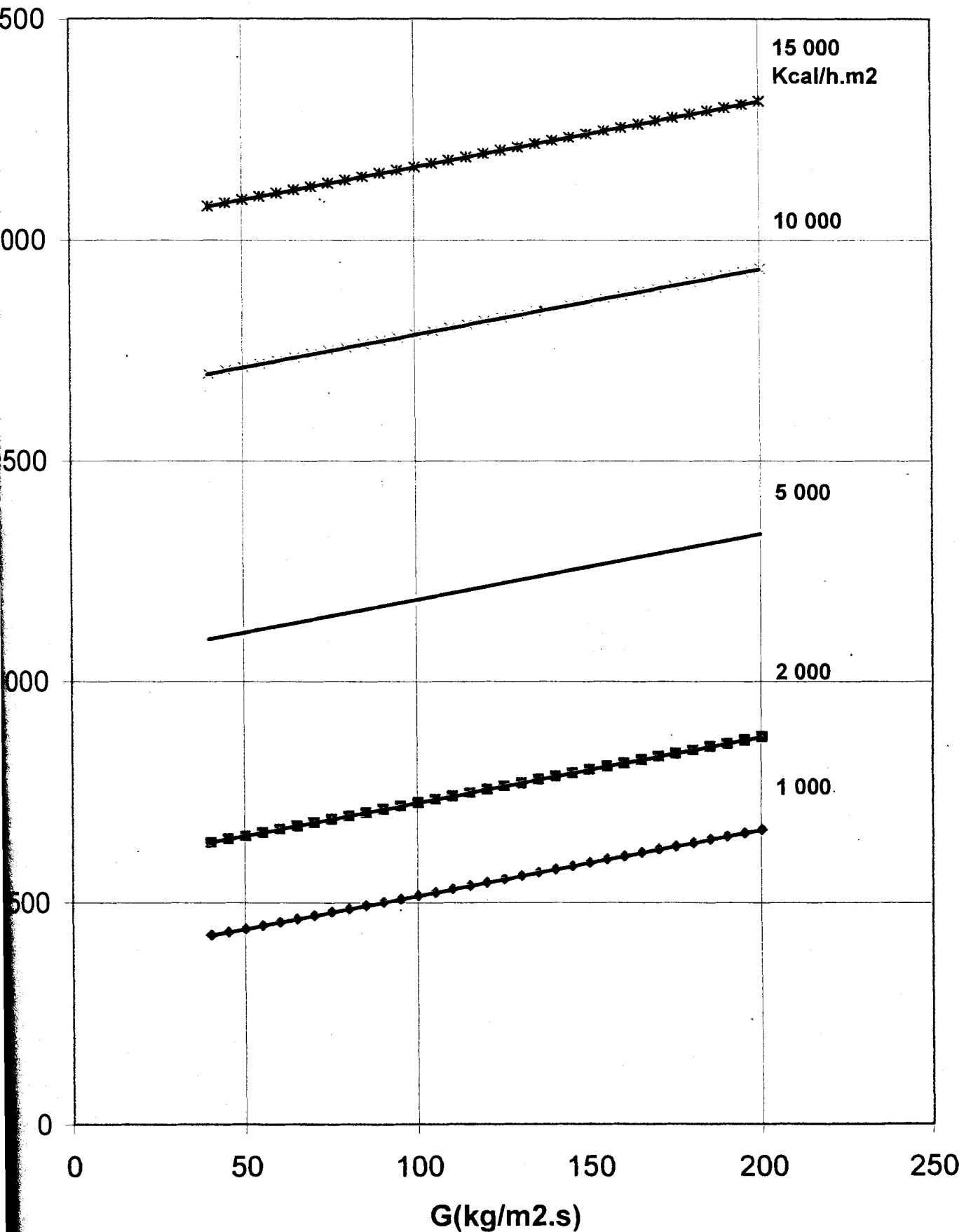
UNIDAD DE CONDESACIÓN BOHN ENFRIADA POR AIRE BBV/BLV

MODELO BBV/BLV	COMPRESOR	TEMP. SUCCIÓN °C	KCAL/H @35°C AMBIENTE	CONEXIONES EN PULG.		DIMENSIONES EN cm.			
				LIQUIDO	SUCCIÓN	ALTO	ANCHO	LARGO	
HFC 22									
1500H2	3DS3-150E	-3.9	33627	7/8	1 5/8	141	116	371	
2000H2	4DA3-200E		35239	7/8	1 5/8	141	116	371	
2500H2	4DH3-250E		46071	1 1/8	2 1/8	141	116	371	
2600H2	4DH3-250E		47053	1 1/8	2 1/8	141	116	432	
3000H2	4DJ3-300E		55390	1 1/8	2 1/8	141	116	432	
3500H2	6DH3-350E		70932	1 1/8	2 1/8	141	116	572	
3505H2	6DS3-350E		74307	1 1/8	2 1/8	141	116	572	
4000H2	6DJ3-400E		82191	1 1/8	2 1/8	141	116	572	
HFC 404A/507									
1500M6	3DS3-150E	-3.9	35617	7/8	1 5/8	141	116	371	
2000M6	4DA3-200E		37229	7/8	1 5/8	141	116	371	
2500M6	4DH3-250E		46700	1 1/8	2 1/8	141	116	371	
2600M6	4DH3-250E		48060	1 1/8	2 1/8	141	116	432	
3000M6	4DJ3-300E		57909	1 1/8	2 1/8	141	116	432	
3500M6	6DH3-350E		73703	1 1/8	2 1/8	141	116	572	
4000M6	6DJ3-400E			85290	1 1/8	2 1/8	141	116	572
						2 1/8	141	116	572



APENDICE D (6)

COEFICIENTE DE PELICULA DEL REFRIGERANTE VS. VELOCIDAD MASICA



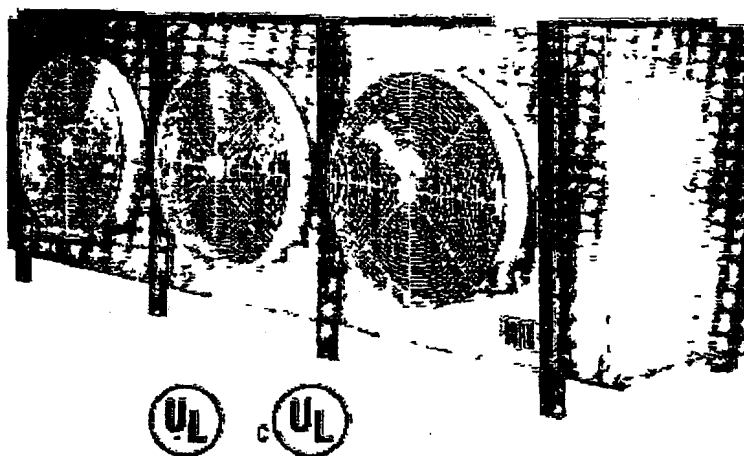
APENDICE E

EVAPORADORES PARA CAMARAS FRIGORÍFICAS BOHN

DESHELO ELECTRICO

Los **MODELOS BHE/BHL** son evaporadores grandes ideales para aplicaciones de cuartos grandes o bodegas de refrigeración y congelación con un rango amplio de capacidades y el diseño del Serpentin Thermoflex™ patentado, estos evaporadores grandes proporcionan una operación confiable y eficiente dentro de sus características incluye un gabinete en aluminio pulido, motores a 850 r.p.m. silenciosos y confiables, cableado para la válvula solenoide de liquido de rápida instalación, válvula pivote en la succión para una medición más fácil de la temperatura de succión. También cuentan con seguros o prisioneros sobre las cubiertas de acero para facilidad en el servicio evitando la perdida de tornillos y tuercas Los modelos BH llevan también un tablero terminales estandarizado que facilita las conexiones eléctricas o cableado en el tiempo.

Las opciones incluyen combinaciones de ventiladores y motores para manejo de alto volumen de aire, motores totalmente cerrados, motores de baja temperatura para enfriadores y congeladores rápidos, collares para tiro de aire largo para aplicaciones industriales y de cuartos fríos grandes, así como charolas drenadoras aisladas



BHE/ BHL Modelo No.	kcal/h (5.55OT) 23.38°C (20 °F)TSS	m³/hr	Información del motor								Conexiones (pulgadas)				Dimensiones (cm)		
			#	208- 230/1/60		208- 230 3/60	460/1/60		460/ 3/60	575/3 /60	Líqu.	Suc.	Igual. Ext.	Dren.	L	H	A
				1F	3F		1F	3F									
450	11335	16000	2	64	52	52	34	—	26	18	1 1/8	1 5/8	1/4	1 1/4	211	94	67
550	13854	15300	2	64	52	52	34	—	26	18	1 1/8	1 5/8	1/4	1 1/4	211	94	67
640	16121	22400	3	—	78	78	—	30	39	27	1 3/8	2 1/8	1/4	1 1/4	267	94	67
740	18640	21400	3	—	78	78	—	30	39	27	1 5/8	2 1/8	1/4	1 1/4	267	94	67
810	20403	29900	4	—	104	104	—	47	52	36	1 3/8	2 1/8	1/4	1 1/4	343	94	67
950	23929	26600	4	—	104	104	—	47	52	36	1 3/8	2 1/8	1/4	1 1/4	343	94	67
1020	25693	37200	3	—	138	138	—	—	69	78	1 3/8	2 1/8	1/4	1 1/4	344	113	91
1200	30227	35200	3	—	138	138	—	—	69	78	1 5/8	2 1/8	1/4	1 1/4	344	113	91
1390	35013	41300	3	—	198	198	—	—	99	78	(2)1 3/8	(2)2 1/8	(2)1/4	1 1/4	344	128	91
1650	41562	45100	3	—	210	210	—	—	105	84	1 5/8	2 5/8	1/4	1 1/4	362	128	91
2120	53401	60200	4	—	280	280	—	—	140	112	1 5/8	2 5/8	1/4	1 1/4	471	128	91
480	12091	16000	2	64	52	52	34	—	26	18	1 1/8	1 5/8	1/4	1 1/4	211	94	67
560	14106	23500	3	—	78	78	—	30	39	27	1 3/8	2 1/8	1/4	1 1/4	267	94	67
650	16373	22400	3	—	78	78	—	30	39	27	1 5/8	2 1/8	1/4	1 1/4	267	94	67
710	17884	31300	4	—	104	104	—	47	52	36	1 3/8	2 1/8	1/4	1 1/4	343	94	67
840	21159	29900	4	—	104	104	—	47	52	36	1 5/8	2 1/8	1/4	1 1/4	343	94	67
860	22418	38800	3	—	138	138	—	—	69	78	1 3/8	2 1/8	1/4	1 1/4	344	113	91
1050	26448	36700	3	—	138	138	—	—	69	78	1 5/8	2 1/8	1/4	1 1/4	344	113	91
1220	30730	42800	3	—	198	198	—	—	99	78	(2)1 3/8	(2)2 1/8	(2)1/4	1 1/4	344	128	91
1440	36272	46900	3	—	210	210	—	—	105	84	1 5/8	2 5/8	1/4	1 1/4	362	128	91
1860	46851	62600	4	—	280	280	—	—	140	112	1 5/8	2 5/8	1/4	1 1/4	471	128	91



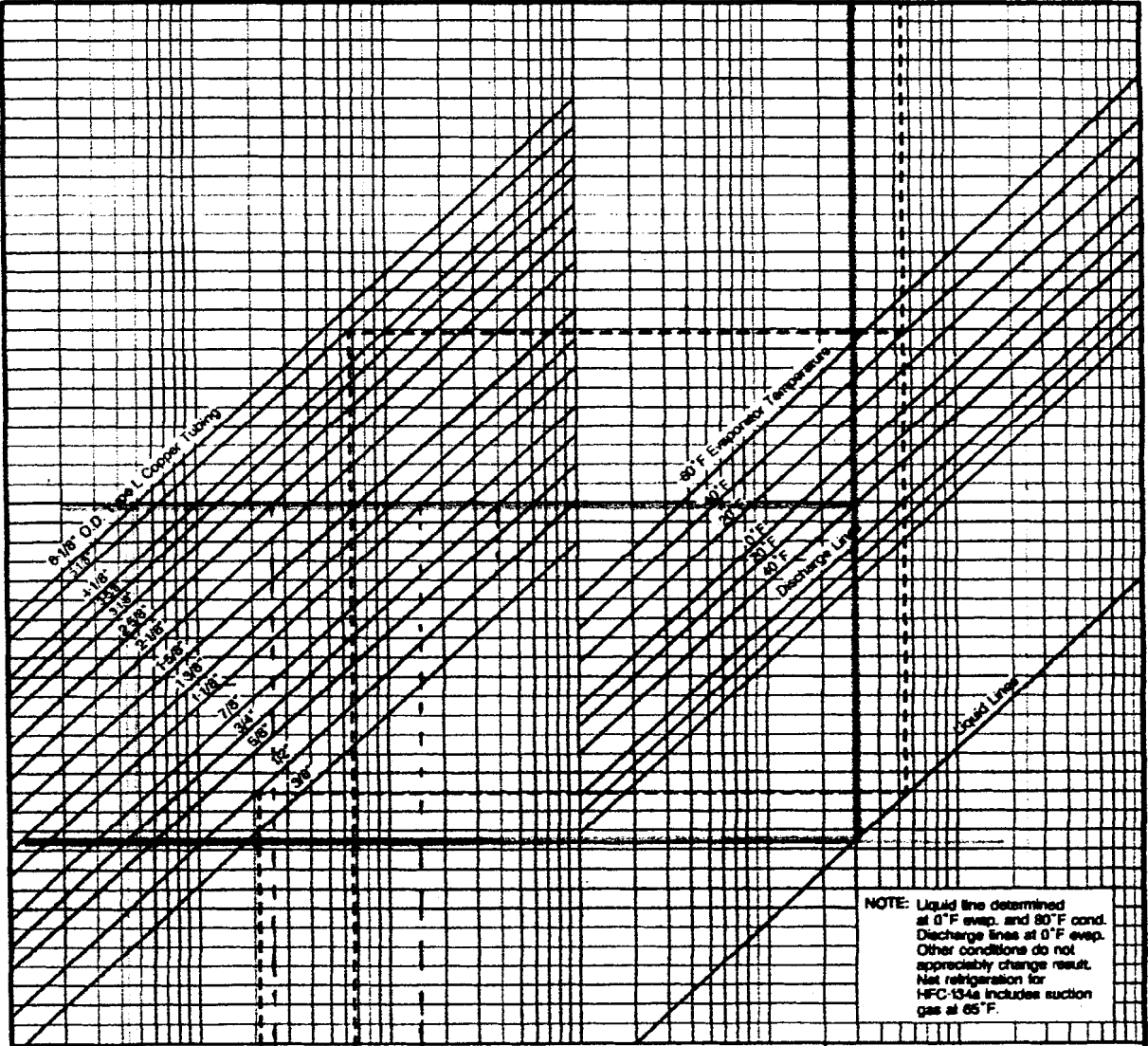
APENDICE G

HFC-134a REFRIGERANT

VELOCITY IN LINES (65°F Evap. Outlet)

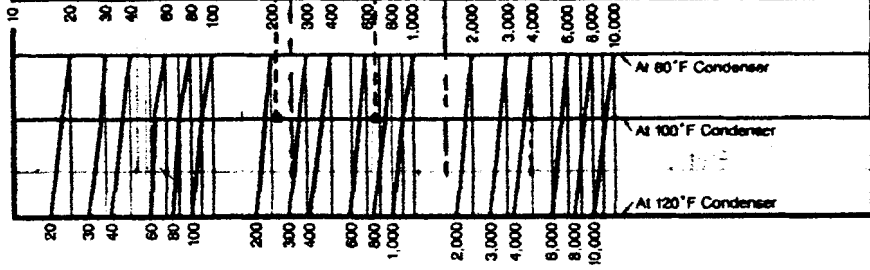
TONS OF REFRIGERATION

0.1 0.2 0.4 0.8 1 2 4 6 10 20 40 60 100



Cond.
80°F
100°F
120°F

NOTE: Liquid line determined at 0°F evap. and 80°F cond. Discharge lines at 0°F evap. Other conditions do not appreciably change result. Net refrigeration for HFC-134a includes suction gas at 65°F.



EXAMPLE
5.5 tons at 40°F evap. and 100°F cond.
5 1/8" suction line velocity = 730 ft/min.
1/2" liquid line velocity = 230 ft/min.

VELOCITY IN FEET/MINUTE



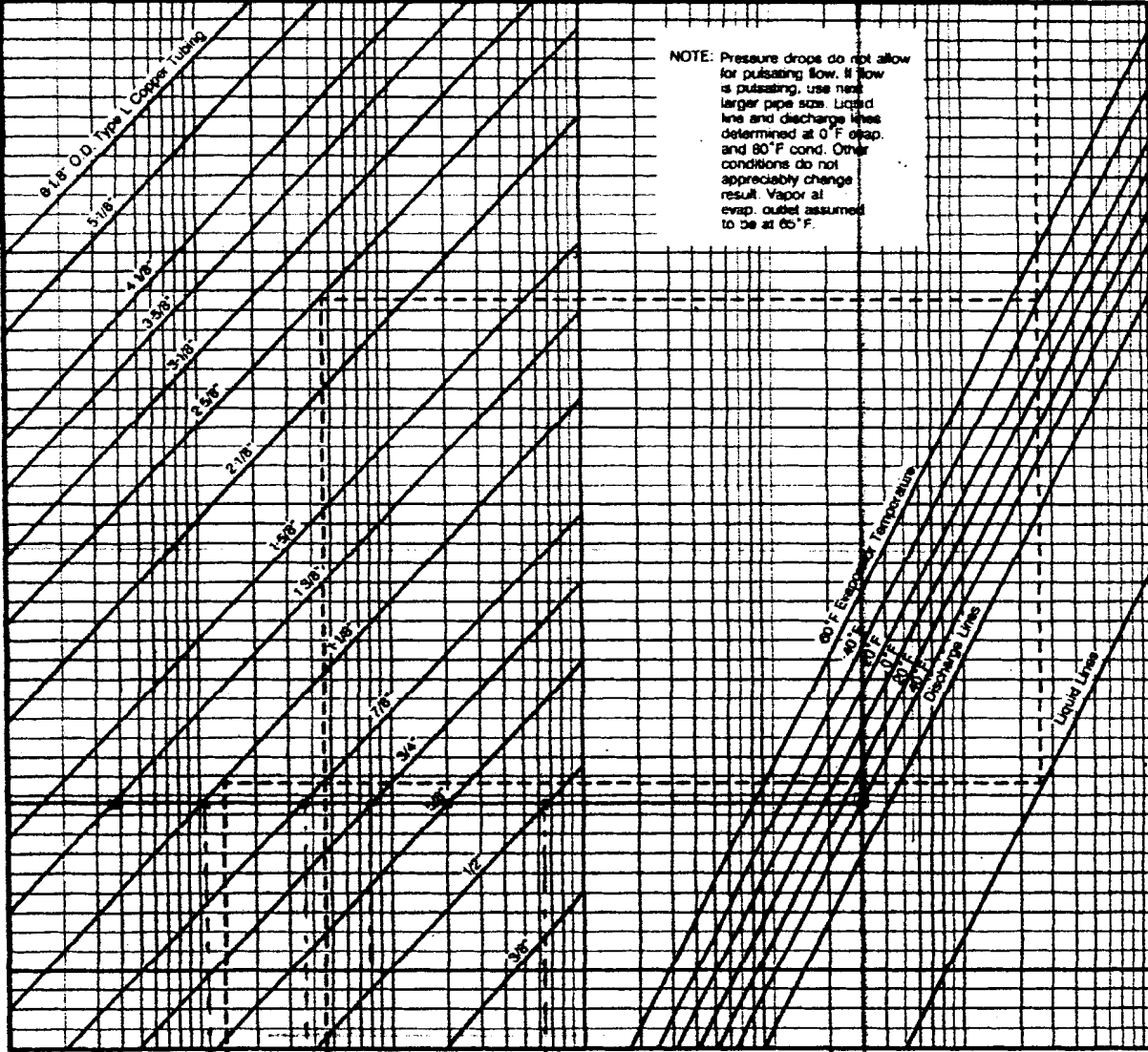
APENDICE H

HFC-134a REFRIGERANT

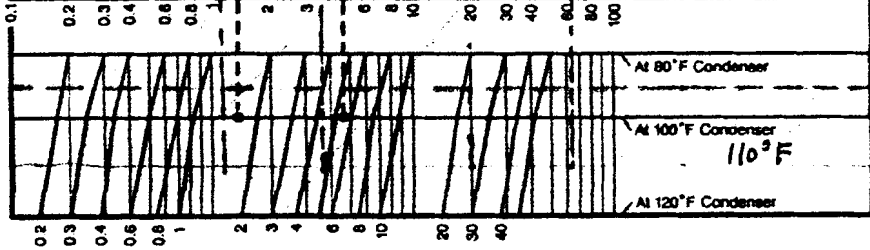
PRESSURE DROP IN LINES (65°F Evap. Outlet)

TONS OF REFRIGERATION

0.1 0.2 0.4 0.6 1 2 4 6 10 20 30 40 60 100



NOTE: Pressure drops do not allow for pulsating flow. If flow is pulsating, use next larger pipe size. Liquid line and discharge lines determined at 0°F evap. and 80°F cond. Other conditions do not appreciably change result. Vapor at evap. outlet assumed to be at 60°F.



EXAMPLE
 25 tons at -40°F evap. and 100°F cond.
 5/8" suction line
 pressure drop = 5.5 psi/100 ft.
 1-1/8" liquid line
 pressure drop = 1.6 psi/100 ft.

PRESSURE DROP IN PSI PER 100 FT.

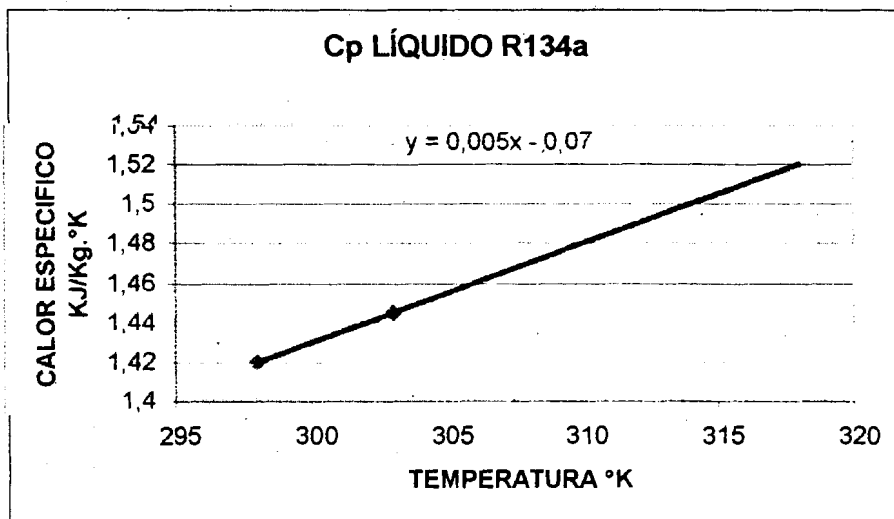
APENDICE I

Para estimar los datos del calor específico del R134a a la temperatura de condensación (45 °C) se extrapoló utilizando los datos del cuadro precedente:

PROPIEDADES DEL REFRIGERANTE R134a

Calor específico del líquido a 25°C (77°F)	1.42 KJ/Kg.°K
Calor específico del líquido a 30°C (86°F)	1.445 KJ/Kg.°K
Calor específico del vapor a 1 atm. y 25°C	0.854 KJ/Kg.°K
Calor específico del vapor a 1 atm. y 30°C	0.882 KJ/Kg.°K
Conductividad térmica del líquido a 25°C	0.0824 W/m.°K
Conductividad térmica del vapor a 1 atm. y 30°C	0.0145 W/m.°K
Viscosidad del líquido a 30 °C (86°F)	0.2×10^{-3} Pa.s
Tensión superficial a 30 °C	7.45×10^{-3} N/m.

El resultado fue la siguiente gráfica lineal:



En el caso de la viscosidad del refrigerante se utilizará la fórmula de SHUTERLAND, cuya expresión da buenos resultados para la viscosidad absoluta de gases (23):



$$\mu = \frac{CT^{3/2}}{S+T}; \quad T[^\circ K]$$

Donde C y S son constantes que dependen del sistema de unidades a utilizar. Si conocemos dos valores de propiedades se pueden obtener las constantes. Para obtener estas constantes se utilizarán las propiedades del R12 ya que el R134a es un refrigerante alternativo del R12. Del gráfico de la Fig. 231-8 Pág. 456 de la referencia (6), se tomaron dos valores de la curva del R12:

T °C (°K)	v m ² /s	ρ Kg/m ³
-30 (243)	2x10 ⁻⁶	6.20
-60(213)	7.127x10 ⁻⁶	1.564

Resolviendo el sistema de ecuaciones, el valor de C y S es: 1.0337x10⁻⁶ y 102.789, respectivamente. Con estos valores la viscosidad dinámica del vapor a 45 °C (318 °K) es: 1.39 x10⁻⁵ Pa.s.

APÉNDICE J

Cálculo de la diferencia de temperatura a través del condensador.

Para las geometría especificada del condensador al inicio del capítulo 5, se determinara cuál es la temperatura de salida del aire del condensador.

Analizando el caso del aire por el enunciado de la conservación de la energía, tenemos que este debe absorber la misma cantidad de calor evacuada por el condensador más el trabajo agregado por el compresor; la ecuación 1.1 nos permite determinar la temperatura de salida del aire si conocemos el flujo de aire proporcionado por el ventilador.

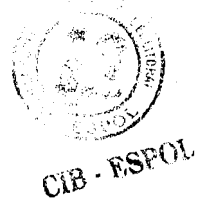
$$Q = m c_p (t_{c,o} - t_{c,i}) \quad Ec.I.1$$

donde:

m = flujo másico del aire , Kg/s.

$t_{c,o}$ = temperatura del fluido frío a la salida del condensador.

$t_{c,i}$ = temperatura del fluido frío a la entrada del condensador.



La densidad del aire a 33 °C ó 306 °K es de 1.1414 Kg/m³. El diámetro de cada ventilador es de 1.350 m para nuestro caso –en instalaciones mayores los diámetros pasan los 3 m-. Los diámetros de los ventiladores se escogen para que la PV sea alrededor de 2.5 mm de agua (26) o una velocidad frontal de 6.375 m/s.

Entonces,

$$A = \pi x \frac{D^2}{4}$$

$$A = \pi x \frac{(1.35m)^2}{4} = 1.431m^2$$

$$PV = \left[\frac{v}{4.033} \right]^2$$

$$PV = \left[\frac{6.375}{4.033} \right]^2 = 2.50mmH_2O$$

$$Qv = 4.424x1.431\sqrt{\frac{2.5}{1.1414}} = 9.454\frac{m^3}{s}$$

El flujo másico para 2 ventiladores axiales a colocar será – la longitud es de 3 m-:

$$m = 2x9.454x1.1215\frac{kg}{s} = 21.205\frac{kg}{s}$$

La diferencia de temperatura que alcanza a tener el aire al pasar el condensador es:



ANEXO 1

CIB - ESPOL

PRODUCCIÓN DE LIMONES EN EL ECUADOR POR REGIONES Y PROVINCIAS AÑO 1995

REGIONES Y PROVINCIAS	AREA (MILES DE HECTÁREAS)		PRODUCCIÓN DE LIMÓN (RENDIMIENTO)		
	SEMBRADA	COSECHADA	T.M.	%	TM/Ha
Total Nacional	4.26	2.76	11 757.17	100	4.02
Sierra	1.20	0.85	2 454.23	20.87	2.57
Azuay	0.16	0.16	624.22	5.31	4.06
Bolívar	*	-	-	-	-
Cañar	0.16	*	135.29	1.15	3.44
Carchí	*	*	69.52	0.59	2.19
Cotopaxi	-	-	-	-	-
Chimborazo	*	*	16.13	0.14	2.20
Imbabura	0.08	0.06	392.56	3.34	5.35
Loja	0.18	0.15	377.04	3.21	2.44
Pichincha	0.62	0.48	725.13	6.17	1.51
Tungurahua	*	*	114.34	0.97	7.59
Costa	3.06	1.91	9 050.28	76.98	4.70
El Oro	0.32	0.29	1 301.57	11.07	4.49
Esmeraldas	0.06	*	244.83	2.08	12.45
Guayas	1.48	0.55	2 630.18	22.37	4.80
Los Ríos	0.97	0.89	4 331.83	36.84	4.87
Manabí	0.23	0.18	541.87	4.61	3.06
Oriente	*	*	252.66	2.15	5.39
Morona Santiago	*	*	177.90	1.51	6.54
Napo	*	*	8.93	0.08	2.27
Pastaza	*	*	12.33	0.10	1.64
Zamora Chinchipe	*	*	53.50	0.46	6.49
Sucumbios	-	-	-	-	-

* : Menor de 50 Ha

- : No existen datos

Fuente: Instituto Nacional de Estadísticas y Censos – 1995.

Elaboración: Ángel Kuffo M. (17)



ANEXO 2

PRECIOS DE IMPORTACIÓN DEL LIMÓN TAHITÍ EN LA UNIÓN EUROPEA AÑO 2000

DESTINO	ORIGEN	PRECIO PROMEDIO USD/KG.						
		Ene.	Mar.	Abr.	May.	Jun.	Ago.	Sept.
Alemania	Brasil	1.88	1.46	1.38	1.41		1.76	1.32
Alemania	Cuba				1.48			
Alemania	El Salvador	2.19						
Alemania	México	2.55		2.52	2.37	2.21	2.24	1.82
Bélgica	Brasil	2.38	2.16	2.88	2.37			
Bélgica	México		1.56	1.84			2.33	2.21
Dinamarca	Belice	2.23					1.99	
Dinamarca	Brasil			1.83				
Dinamarca	Guatemala		1.88					
Dinamarca	México				2.37	2.11	2.84	2.23
España	Brasil		2.18					
España	México	1.97			1.36			
Finlandia	Brasil		2.85		2.06			
Finlandia	México	2.08		1.95		2.00	2.33	2.22
Francia	Brasil	1.69	1.62	1.70	1.31	1.45	1.63	
Francia	Honduras			1.27				
Francia	México	1.92	1.77	2.12	2.50	2.61	2.59	
Holanda	Brasil	1.92	1.49	1.81	1.21	1.40		
Holanda	Colombia							0.92
Holanda	Ecuador							1.15
Holanda	El Salvador	1.94						
Holanda	México	2.24	2.70		1.46	1.62	2.11	2.08
Italia	Brasil		2.63		1.88	2.36		
Italia	México	2.40					3.15	1.67
Reino Unido	Brasil	2.45	2.14	1.58		1.51	1.19	2.32
Reino Unido	México	2.13	1.74			1.51	1.19	2.32
Reino Unido	Venezuela	1.88	2.06			1.36	1.94	
Suecia	Brasil		2.24	2.64	1.36	1.80		
Suecia	México	2.89					2.51	1.98
Suiza	Brasil	3.33		1.91	1.97	2.02		
Suiza	México	3.33						2.02

Fuente: MNS European Fruits and Vegetals Report

ANEXO 3

EXPORTADORES ECUATORIANOS DE LIMÓN 2003

EXPORTADOR	PRODUCTOS
ASTROFLORES CIA. LTDA	ASTROMELIAS (ASTROMELIAS), LIMONAR (LEMON), ROSAS (ROSES)
FLORES MITAD DEL MUNDO S. A. FLOREMIT	LIMONIUM (LIMONIUM), GYPSOPHILIA (GYPSOPHILIA), STATICE (STATICE)
FRUTERA JAMBELI FRUJASA C. A.	FRUTAS TROPICALES (MANGO, PIÑA, MORADO, LIMON, ORITO)
INVERSIONES FLORICOLA S.D.R.L.	GYPSOPHILIA (GYPSOPHILIA), LIMONIUM (LIMONIUM), ROSAS (ROSES)
LINCORP S.A.	BANANO, LIMON, PAPAYA, PIÑA, MANGO
PALACIOS WANKE HENRY MICHAEL	PLATANO (PLANTAIN), YUCA (YUCA), LIMON (LEMON, LIMES)
REFIN S.A.	MANGO (MANGO), LIMON (LIMES), PLATANO (PLANTAINS), MALANGA (MALANGA), JENGIBRE (GINGER), • ÑAME (YAMS)
ROSTAL S.A.	FRUTAS EN CONSERVA (CONSERVE FRUITS), GRANOS, FRUTAS EN FRESCO (FRESH FRUITS), BANANO - PLATANO (BANANA, PLANTAIN), FLORES FRESCAS (FRESH FLOWERS)
SATROPIC S. A.	LIMON TAHITI (TAHITI LEMON) , MANGO (MANGOE) , MALANGA (MALANGA) , CEBOLLA (ONION) , PIÑA (PINEAPPLE), PLATANO BARRAGANETE (PLANTAIN), SANDIA (WATTERMELON), NARANJAS (ORANGES), AJO, YUCA (CASSAVA)
THREE POINT CORPORATION S.A.	PLATANO (PLANTAIN), MALANGA (MALANGA), GENJIBRE, YUCA (MANIOC), LIMON TAHITI (TAHITI LEMON)

Fuente: CORPEI

Elaboración: José Malavé G.



CIB - ESPOL



ANEXO 4

EXPORTACIONES ECUATORIANAS DE LIMÓN DESDE 1995 - 2002

AÑO 1995

PARTIDA	PAIS DE DESTINO	TM	VALOR FOB
805301000	ALEMANIA	59.481	42.985
805301000	BELGICA	14.773	9.771
805301000	ESTADOS UNIDOS	262.608	147.244
805301000	HOLANDA (PAISES BAJOS)	26.7	23.982

AÑO 1996

PARTIDA	PAIS DE DESTINO	TM	VALOR FOB
805301000	ALEMANIA	55.901	37.417
805301000	BELGICA	65.823	43.536
805301000	ESTADOS UNIDOS	565.412	276.654
805301000	FRANCIA	0.12	0.102
805301000	HOLANDA (PAISES BAJOS)	45.775	31.368

AÑO 1997

PARTIDA	PAIS DE DESTINO	TM	VALOR FOB
805301000	BERMUDAS	0.15	1.944
805301000	COLOMBIA	45.736	5.453
805301000	ESTADOS UNIDOS	1103.672	438.813
805301000	HOLANDA (PAISES BAJOS)	35.05	26.55

AÑO 1998

PARTIDA	PAIS DE DESTINO	TM	VALOR FOB
805301000	BELGICA	45.929	10.127
805301000	COLOMBIA	54.026	7.365
805301000	ESPAÑA	19.206	6.722
805301000	ESTADOS UNIDOS	182.924	48.656
805301000	FRANCIA	0.181	4.555



AÑO 1999

PARTIDA	PAIS DE DESTINO	TM	VALOR FOB
805301000	BELGICA	233.862	51.561
805301000	COLOMBIA	54.026	7.365
805301000	ESTADOS UNIDOS	1040.581	295.635
805301000	PERU	0.203	0.013

AÑO 2000

PARTIDA	PAIS DE DESTINO	TM	VALOR FOB
805301000	ALEMANIA	202.517	40.913
805301000	BELGICA	217.648	52.098
805301000	COLOMBIA	2927	265.286
805301000	ESPAÑA	0.484	0.232
805301000	ESTADOS UNIDOS	661.696	122.906
805301000	FRANCIA	2.157	17.728
805301000	HOLANDA (PAISES BAJOS)	178.636	40.643

AÑO 2001

PARTIDA	PAIS DE DESTINO	TM	VALOR FOB
805301000	ALEMANIA	382.432	85.588
805301000	BELGICA	200.028	44.1
805301000	COLOMBIA	6810	281.4
805301000	ESPAÑA	8.468	1.306
805301000	ESTADOS UNIDOS	991.288	327.761
805301000	FRANCIA	1.398	83.822
805301000	HOLANDA (PAISES BAJOS)	146.928	27.942

AÑO 2002 Primeros meses

PARTIDA	PAIS DE DESTINO	TM	VALOR FOB
805301000	ALEMANIA	40.206	9.467
805301000	BELGICA	24.918	5.494
805301000	CANADA	102.592	9.621
805301000	COLOMBIA	2164	173.12
805301000	ESTADOS UNIDOS	462.913	122.987

NOTA: VALOR FOB: EN MILES DE DÓLARES

Fuente: BCE

Elaboración: José Malavé G.

ANEXO 5

VALORES INTERPOLADOS DE LA TABLA SATURACIÓN LIQUIDO-VAPOR,

TABLA DE PRESION R134a (18)

P	T	V _f	v _g	H _f	h _{fg}	h _g	S _f	sg	sfg
KPa	°C	m ³ /Kg	m ³ /Kg	KJ/Kg	KJ/Kg	KJ/Kg	KJ/Kg.K	KJ/Kg.K	KJ/Kg.K
320	3	0,000777	0.063948	54.945	196.16	251.105	0.2151	0.7153	0.9304

R134a: Saturación líquido – vapor, tabla de temperatura

T	P	V _f	v _g	H _f	h _{fg}	h _g	S _f	sg	sfg
°C	KPa	m ³ /Kg	m ³ /Kg	KJ/Kg	KJ/Kg	KJ/Kg	KJ/Kg.K	KJ/Kg.K	KJ/Kg.K
-40	51.1	0,000705	0.361483	0.000	226.087	226.087	0.000	0.9697	0.9697
-35	66.1	0,000717	0.284244	6.280	222.928	229.208	0.0264	0.9361	0.9624
-30	84.3	0,000721	0.226069	12.56	219.762	232.323	0.0525	0.9038	0.9563
-25	106.3	0,000730	0.181675	18.828	216.608	235.436	0.0786	0.8723	0.9509
-20	132.7	0,000738	0.147400	25.357	213.143	238.501	0.1037	0.8424	0.9461
-15	163.9	0,000743	0.120655	31.866	209.805	241.671	0.1290	0.8131	0.9420
-10	200.6	0,000754	0.099570	38.325	206.277	244.602	0.1543	0.7839	0.9382
-5	243.4	0,000765	0.082770	45.031	202.502	247.533	0.1789	0.7559	0.9347
0	292.9	0,000774	0.069273	51.730	198.733	250.464	0.2034	0.7283	0.9317
5	349.9	0,000782	0.058343	58.429	194.965	253.394	0.2279	0.7013	0.9292
10	414.9	0,000793	0.049418	65.128	191.197	256.325	0.2520	0.6749	0.9270
15	488.8	0,000804	0.042072	72.257	186.809	259.066	0.2762	0.6485	0.9247
20	572.3	0,000815	0.035980	79.117	182.710	261.828	0.3000	0.6228	0.9229
25	666.1	0,000829	0.030902	86.235	178.092	264.327	0.3238	0.5974	0.9212
30	771.0	0,000844	0.026637	93.602	173.237	266.839	0.3476	0.5716	0.9192
35	887.9	0,000855	0.023036	100.948	168.402	269.351	0.3710	0.5468	0.9177
40	1017.8	0,000873	0.019971	108.245	163.389	271.634	0.3947	0.5215	0.9163
45	1161.0	0,000890	0.017353	115.773	158.012	273.785	0.4185	0.4958	0.9143
50	1319.0	0,000908	0.015099	123.650	151.979	275.629	0.4420	0.4706	0.9127
55	1492.6	0,000926	0.013150	131.605	145.848	277.453	0.4657	0.4447	0.9104
60	1682.8	0,000949	0.011456	139.560	139.327	278.887	0.4889	0.4178	0.9077
65	1890.6	0,000976	0.009973	147.934	132.221	280.155	0.5140	0.3908	0.9048
70	2117.4	0,001003	0.008662	156.434	124.467	280.901	0.5383	0.3627	0.9010
75	2364.3	0,001037	0.007499	165.317	115.924	281.241	0.5633	0.3332	0.8966
80	2633.0	0,001079	0.006450	174.571	106.386	280.957	0.5890	0.3012	0.8902
85	2925.2	0,001130	0.005494	184.452	95.366	279.818	0.6159	0.2663	0.8822
90	3242.9	0,001195	0.004604	195.064	82.348	277.412	0.6443	0.2264	0.8707

ANEXO 6

Guía de selección de válvulas de expansión (27)

Serie	Criterios de selección				Página del catálogo
	Gama de capacidad KW/ R 404A	Gama de temp. de evaporación °C	Aplicación	Característica	
E X 2	0,3 a 12,1	+15 a -40	Refrigeración	Modulada por pulsos Amplio margen de regulación	8
EX5/EX6	3 a 84	+15 a -45	Aire acondicionado Enfriadores de agua	Con motor paso a paso Amplio margen de regulación	11
E X 7 / E X 8	30 a 610	+15 a -45	Aire acondicionado Enfriadores de agua	Con motor paso a paso Amplio margen de regulación	12
TI	0,5 a 14,2	+20 a -45	Refrig./Aire-Acond. Bombas de calor	Orificios intercambiables	13
T X 2	0,8 a 15,0	+20 a -45	Refrig./Aire-Acond. Bombas de calor	Compacta, recalentamiento fijo, opcional con válvula de retención	•
TX3	0,8 a 15,0	+20 a -45	Refrig./Aire-Acond. Bombas de calor	Compacta, recalentamiento ajustable	•
TX6	13,3 a 57,0	+20 a -45	Refrig./Aire-Acond. Bombas de calor	Compacta, recalentamiento ajustable	18
T	2 a 209	+30 a -45	Refrig./Aire-Acond. Bombas de calor	Orificios, elementos termostáticos y cuerpos intercambiables	20
ZZ	1,9 a 81,2	-45 a -120	Aplicación en temperaturas bajas	Orificios, elementos termostáticos y cuerpos intercambiables	25
L	2 a 154	+20 a -50	Inyección de líquido Control recalent.	Orificios, elementos termostáticos y cuerpos intercambiables	29
935	5,2 a 43,5	+20 a -45	Inyección de líquido Control recalent.	Orificios, elementos termostáticos y cuerpos intercambiables	31

* Solicite información técnica a su distribuidor ALCO



ANEXO 7

Válvulas de Expansión Thermo® Serie

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 diafragma gracias a un mayor diámetro del mismo.
- 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 3 m (TERE, TIRE y THRE)
- PS: 31 bar, TS: -45 ... +65°C
- Sin Marca CE acorde al artículo 3.3 de la dir. 97/23EC



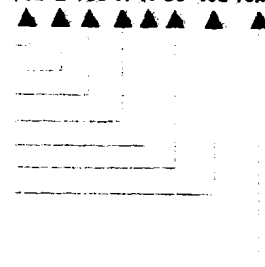
TCLE



Código

TCL E 100 H W 35 WL 10x16

- Tipo válvula
- Igualación externa
- Capacidad
- Refrigerante
- Código de carga
- Código de MOP
- Cuerpos de válvula
 - WL=paso angulo
 - DL=paso recto
- Conexiones



Cuadro de selección de orificios

Serie	R 134a		R 22		R-404A/R 507		R 407C		Orificio
	Tipo	Cap. Nom. kW	Tipo	Cap. Nom. kW	Tipo	Cap. Nom. kW	Tipo	Cap. Nom. kW	
TCLE	25 MW	1,5	50 HW	1,9	25 SW	1,3	50 NW	2,1	X 22440-B1B
	75 MW	2,9	100 HW	3,7	75 SW	2,6	100 NW	4,0	X 22440-B2B
	150 MW	6,1	200 HW	7,9	150 SW	5,6	200 NW	8,5	X 22440-B3B
	200 MW	9,3	250 HW	11,9	200 SW	8,4	300 NW	12,9	X 22440-B3.5B
	250 MW	13,5	300 HW	17,3	250 SW	12,2	400 NW	18,7	X 22440-B4B
	350 MW	17,3	500 HW	22,2	400 SW	15,7	550 NW	24,0	X 22440-B5B
	550 MW	23,6	750 HW	30,4	600 SW	21,5	750 NW	32,9	X 22440-B6B
	750 MW	32,0	1000 HW	41,1	850 SW	29,0	1000 NW	44,4	X 22440-B7B
900 MW	37,2	1200 HW	47,8	1000 SW	33,8	1150 NW	51,7	X 22440-B8B	
TJRE	11 MW	45	14 HW	58	12 SW	40	14 NW	62	X 11073-B4B
	13 MW	57	18 HW	74	14 SW	51	17 NW	80	X 11073-B6B
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

Capacidad nominal a +38°C de temperatura de condensación, +4°C de temperatura de evaporación (saturada/punto de rocío) y un subenfriamiento de 1 K a la entrada de la válvula de expansión. Ver selección de válvulas para otras condiciones de trabajo diferentes en las páginas 22-24.

Código MOP	Limite superior de temperatura de evaporación en °C en el rango MOP				
	R 134a	R 22	R 404A	R 407C	R 507
15	-17				
35	0	-16			
40			-18		-18
55	11		-10		-10
65		0			
75			-5		-5
80			0		0
100		13		14	



ANEXO 8



Válvulas Solenoide de 2 vías Serie 110, 200, 240

Normalmente cerradas

Características

- Tamaño compacto.
- Sujeción de las bobinas mediante topes a presión.
- No es necesaria que la válvula se soldante para soldar.

110 RB

200 RB

240 RA

Datos de capacidad

Tipo	Capacidad nominal (l/h) a 30°C												Valor Kv (m ³ /h)	Aplicación (bar)
	Líquido				Gas caliente				Gas de aspiración					
	R 404A				R 404A				R 404A					
R 134a	R 22	R 507	R 407C	R 134a	R 22	R 507	R 407C	R 134a	R 22	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	6,2	3,0	3,7	3,2	3,9					0,4	0,05
200 RB 4	15,5	16,8	10,9	14,1	7,1	8,8	7,5	9,2					0,9	0,05
200 RB 6	27,3	29,5	18,9	24,0	12,5	15,4	13,1	16,3					1,6	0,05
240 RA 8	36,3	39,3	25,7	37,3	18,7	20,9	17,9	21,4	4,2	5,5	4,6	5,7	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	12,1	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	23,3	31,0	25,7	29,0	12,8	0,05

Guía de selección

Tipo	Pedido Nº	Conexión Soldar/ODF	
		mm	puig
110 RB 2	T2	801 217	6
	T2	801 210	1/4
	T3	801 209	10
200 RB 3	T3	801 239	10
	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	801 183	1/2
	T5	801 186	5/8
240 RA 8	T5	801 160	5/8
	T7	801 143	7/8
240 RA 9	T5	801 161	5/8
	T9	801 142	1-1/8
240 RA 12	T7	801 163	7/8
	T9	801 144	1-1/8
240 RA 16	T9	801 164	1-1/8
	T11	801 166	1-3/8
	T11-M	801 172	1-3/8
240 RA 20	T13-M	801 224	42
	T13-M	801 173	1-5/8
	T17-M	801 174	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 las páginas 42-43.

Vástagos manuales disponibles de la serie 200 RB 4 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 39.



Factores de corrección para la selección de válvulas solenoide.

Series 110 RB, 200 RB, 240 RA 540 RA

Selección de válvulas en otras condiciones de trabajo diferentes a las nominales

$$Q_n = Q_o \times K_t \times K_p$$

- Q_n: Capacidad nominal de la válvula
- K_t: Factor de corrección de temperatura de evaporación y de líquido
- K_p: Factor de corrección de caída de presión en la válvula
- Q_o: Capacidad de enfriamiento requerida



1. Aplicación con gas de aspiración

Temperatura de evaporación °C	Factor de corrección K _t									
	Temperatura de condensación 16°									
0	1.63	1.97	2.31	2.65	2.99	3.33	3.67	4.01	4.35	4.69
-10	1.63	1.97	2.31	2.65	2.99	3.33	3.67	4.01	4.35	4.69
0	1.46	1.32	1.25	1.20	1.14	1.10	1.04	1.01	0.96	0.92
10	1.71	1.61	1.54	1.47	1.40	1.34	1.27	1.23	1.18	1.14
-20	2.20	2.08	1.97	1.88	1.80	1.72	1.64	1.58	1.51	1.45
30	2.79	2.63	2.50	2.39	2.27	2.19	2.07	2.01	1.92	1.86
-40	3.68	3.47	3.29	3.15	3.00	2.89	2.73	2.65	2.53	2.44

Δp (bar)	Factor de corrección K _p										
	K _p	1.73	1.22	1.00	0.87	0.77	0.71	0.65	0.61	0.48	0.55

2. Aplicación con líquido

Temp. del líquido a la entr. de la válvula °C	R 134a						R 22					
	Factor de corrección K _t Temperatura de evaporación °C											
-60	1.33	1.40	1.48	1.56	1.67	1.79	1.26	1.30	1.38	1.38	1.44	1.50
-55	1.23	1.29	1.36	1.43	1.52	1.62	1.19	1.22	1.29	1.29	1.34	1.39
+50	1.15	1.20	1.26	1.32	1.39	1.48	1.12	1.15	1.21	1.22	1.26	1.30
+45	1.08	1.12	1.17	1.22	1.29	1.37	1.06	1.08	1.15	1.15	1.18	1.23
+40	1.01	1.05	1.10	1.14	1.20	1.27	1.01	1.03	1.09	1.09	1.12	1.16
+35	0.96	0.99	1.03	1.07	1.12	1.18	0.96	0.98	1.03	1.03	1.06	1.10
+30	0.91	0.94	0.98	1.01	1.06	1.11	0.92	0.94	0.99	0.98	1.01	1.04
+25	0.86	0.89	0.92	0.95	1.00	1.04	0.88	0.89	0.94	0.94	0.96	0.99
+20	0.82	0.85	0.88	0.91	0.94	0.98	0.84	0.86	0.90	0.90	0.92	0.95
+15	0.78	0.81	0.84	0.86	0.89	0.93	0.81	0.82	0.87	0.86	0.88	0.91
+10	0.75	0.77	0.80	0.82	0.85	0.89	0.78	0.79	0.83	0.83	0.85	0.87
+5		0.74	0.76	0.78	0.81	0.84		0.75	0.80	0.79	0.81	0.83
0		0.71	0.73	0.75	0.78	0.81		0.73	0.77	0.77	0.78	0.80
-5			0.70	0.72	0.74	0.77			0.74	0.74	0.75	0.77
-10				0.68	0.69	0.71			0.72	0.71	0.73	0.74

Δp (bar)	Factor de corrección K _p														
	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



ANEXO 9

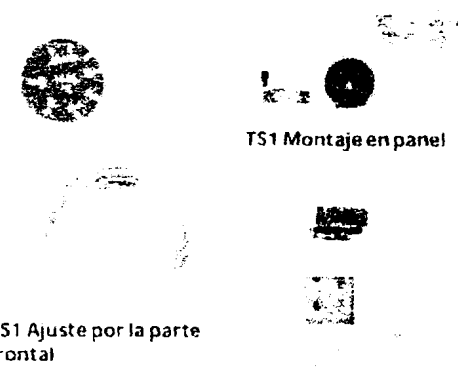


Termostatos Serie TS1

Características

- Contactos resistentes al roce
- Adaptados para altas intensidades de trabajo. Máxima intensidad de rotor bloqueado 144 amps (1RA)
- Contactos SPDT estándar, con el mismo régimen de intensidad de trabajo para ambos contactos
- En formato de 3 arcajas diferentes
- Precontable

Los termostatos ambiente con sensor de tipo bobina se entregan con la placa aislante 0155391 para evitar la transferencia de calor



Datos Técnicos

Tipo de Contactos	1 SPDT
Inductiva Amp (AC15)	16 A / 230V AC
Inductiva Amp (DC13)	0.1 A / 230V DC
Carga Resistiva (AC1)	24 A / 230V AC
Regimen del Motor a Carga Completa Amp	24 A / 230V AC
Regimen del Motor Rotor Bloqueado Amp	144 A / 230V AC
Rango de Temperatura Ambiente	-50°C a +70°C
Resistencia a la Vibración	4 g
Entrada de cable	Pasacable PG 16
Protección según	IP44 (IP30 con interruptor selector)
DIN 40050 / IEC 529	
Calentador de fuelle con carga de vapor	82 K Ohm, 230V AC / DC (12V y 24V DC bajo pedido)

TS1 Ajuste por la parte superior

Standards

- acorde a la directiva de bajo voltaje
- Fabricado y testado acorde a los estándares bajo nuestra propia responsabilidad
- Laboratorios Underwriter

Tipo	Nº Pedido	Escala de Ajuste		Pto Ajuste mínimo	Ajuste Fabrica	Max. Temp Bulbo	Sensor Temp	
		Punto de ajuste Superior	Diferencial ΔT				Carga	Tipo
		°C	K	°C	°C	°C		

Termostatos TS1 con ajuste por la parte superior

Termostatos sin conmutador selector								
TS1-A2P	4 530 400	-30 ... +15	1.5 ... 16	-36	-17.6			
TS1-R2P	4 715 170	-30 ... +15	Rearme man.	-32	+2	150	Vapor	2 m capilar
Contactos de baja temperatura			ca. 2.5 fijo					
TS1-A3P	4 356 700	-10 ... +35	1.5 ... 16	-23	-37.2			
TS1-A1A	4 351 500	-45 ... -10		-55	-18/-20			
TS1-A2A	4 351 600	-30 ... -15	1.5 ... 16	36	-17.6	150	Vapor	
TS1-A3A	4 352 900	-10 ... +35		-23	-37.2			
TS1-A4F	4 351 800	-30 ... +35	2.8 ... 20	35	+5/0	100	Absorción	2 m Capilar
Termostato fin de desescarche y universal								
TS1-A5F	4 458 400	-20 ... +60	3 ... 10	10	+35/-30			y bulbo
TS1-A5C	4 351 900	+25 ... +75	2 ... 15	20	+65/+60	100		
TS1-A6C	4 352 000	+50 ... +100	2 ... 15	47	+85/-20	125	Líquido	

Termostatos con conmutador selector								
TS1-B1A	4 366 700	45 ... -10		55	18/-20			2 m
TS1-B2A	4 366 800	-30 ... +15	1.5 ... 16	-36	-17.6	150	Vapor	Capilar
TS1-B3A	4 366 900	-10 ... +35		23	-37.2			y
TS1-B4F	4 367 000	-30 ... +35	2.8 ... 20	-35	+5/0	100	Absorción	Bulbo

Controles de formación de hielo TS1 con ajuste por la parte superior

Controles de formación de hielo sin conmutador selector								
TS1-DOP	4 352 100	+4.5 ... +20	2.5 fijo	2	+5/-2			6 m
TS1-DOP	4 352 200	+4.5 ... +20	Rearme man.	2	2	150	Vapor	capilar
Contactos de baja temperatura			ca. 2.5 fijo					



ANEXO 10



Filtros Secadores de la Serie ADKS-Plus

Para aplicaciones en líneas de líquido con núcleos recambiables

Características

- Con tapa de aluminio inoxidable de fácil montaje
- Soporte rígido del núcleo de acero (no plástico)
- Conexiones de cobre ODF para facilitar su soldadura
- Capacidad de flujo óptimo a bajas caídas de presión
- Gama de temperatura TS: -45°C a +65°C
- Presión de trabajo máxima:
34.5 bar (-10°C - 65°C)
25.9 bar (-45°C - 10°C)
- Marcado CE acorde a la directiva 97/23 EC



ADKS-Plus

Núcleo H48

Tipo	Pedido Nº	Conexión Soldar/ODF	Capacidad de flujo refrigerante en kW										Número de núcleos S-8 H48 W48, F48
			caída de presión de 0.07bar					caída de presión de 0.14bar					
			R 507/					R 507/					
		mm pulg	R 22	R 134a	R 404A	R 407C	R 410A	R 22	R 134a	R 404A	R 407C	R 410A	
Categoría de riesgo I, módulo de evaluación de la conformidad D1 (Aplicado el módulo más alto que se requiere)													
4485T	883551	16 5/8"	78	72	51	75	77	100	92	65	95	99	
487T	883552	22 1/8"	145	133	95	138	143	182	167	119	174	180	
489T	883553	1-1/8"	204	187	133	195	202	262	240	171	250	258	1
4811T	883554	35 1-3/8"	285	261	186	272	281	355	325	231	338	350	
4813TMM	883836	42	310	284	202	296	306	390	357	254	372	385	
Para aplicaciones en línea de aspiración													
967T	883555	22 7/8"	159	146	104	152	157	199	182	129	189	196	
969T	883556	1-1/8"	250	229	163	239	247	300	275	196	286	296	
9611T	883557	35 1-3/8"	305	279	199	291	301	402	369	262	384	397	2
9613T	883558	1-5/8"	350	321	228	334	345	470	431	306	448	464	
9613TMM	883559	42	355	325	231	339	350	480	440	313	458	474	
9617	887215	54	350	321	228	334	345	470	431	306	448	464	
1449T	883560	1-1/8"	252	231	165	241	249	313	287	204	299	309	
14411T	883561	35 1-3/8"	351	322	229	335	347	438	401	285	417	432	
14413T	883562	1-5/8"	354	325	231	338	350	482	441	314	460	476	3
14413TMM	883563	42	360	330	235	343	355	490	449	319	467	484	
14417T	883564	54 2-1/8"	420	385	274	401	415	560	513	365	534	553	
Categoría de riesgo I, módulo de evaluación de la conformidad D1													
9211T	883565	35 1-3/8"	358	328	233	342	353	440	403	287	419	434	
9213T	883566	1-5/8"	395	362	258	377	390	506	464	330	483	500	4
9213TMM	883567	42	400	366	261	382	395	510	467	333	487	503	
9217T	883568	54 2-1/8"	430	394	281	411	425	567	519	370	541	560	

En la página 100 los factores de corrección para otras condiciones de trabajo diferentes a las nominales

Núcleos para ADKS-Plus

Pedido Nº	Capacidad adsorción de agua (gramos)								Capacidad de adsorción de ácido (gramos)
	Temperatura líquido 24°C				Temperatura líquido 52°C				
	R134a	R22	R404A/R507	R407C	R134a	R22	R404A/R507	R407C	
18 003 508	79.7	74.7	82.3	56.7	73.0	66.7	75.9	48.9	16.3
18 006 969	35.0	31.7	37.0	24.4	29.0	24.5	28.9	18.1	44.6
18 006 970	24.7	22.1	26.2	17.1	19.9	16.4	19.5	12.1	39.7
18 006 973	Filtro								
F/W/100 (empleo sólo en los filtros antiguos ADKS 300/400)									
100 006 974	Filtro								
100 006 971	59.9	53.3	63.8	41.2	47.4	38.3	46.0	28.5	105.1
100 006 972	52.7	47.1	56.0	36.4	42.4	34.7	41.4	25.7	85.5



Factores de corrección de capacidad para filtros secadores ADK, FDS, ADKS en líneas de líquido.

Selección de filtros secadores para condiciones de trabajo diferentes a -15°C/-30°C

- Q Capacidad de flujo refrigerante nominal
- Q_r Capacidad de refrigeración requerida
- K_t Factor de corrección para la temperatura de evaporación y de líquido

$$Q_r = Q_n \times K_t$$

Refrigerante	Temperatura líquido		Factor de corrección K _t																
	Temperatura		Temperatura de evaporación °C																
	0	20	15	10	5	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45				
134a	60	1.29	1.32	1.35	1.39	1.42	1.46	1.50	1.55	1.59	1.65	1.70							
	55	1.20	1.22	1.25	1.28	1.31	1.34	1.38	1.41	1.45	1.50	1.54							
	50	1.11	1.14	1.16	1.19	1.21	1.24	1.27	1.30	1.34	1.38	1.42							
	45	1.04	1.06	1.09	1.11	1.13	1.16	1.18	1.21	1.24	1.27	1.31							
	40	0.98	1.00	1.02	1.04	1.06	1.08	1.11	1.13	1.16	1.19	1.22							
	35	0.93	0.94	0.96	0.98	1.00	1.02	1.04	1.06	1.08	1.11	1.14							
	30	0.88	0.90	0.91	0.93	0.94	0.96	0.98	1.00	1.02	1.04	1.07							
	25	0.84	0.85	0.86	0.88	0.89	0.91	0.93	0.95	0.96	0.98	1.01							
	20		0.81	0.82	0.84	0.85	0.87	0.88	0.90	0.92	0.93	0.95							
	15			0.79	0.80	0.81	0.83	0.84	0.85	0.87	0.89	0.90							
10				0.76	0.78	0.79	0.80	0.82	0.83	0.84	0.86								
5					0.74	0.76	0.77	0.78	0.79	0.81	0.82								
0						0.73	0.74	0.75	0.76	0.77	0.79								
-5							0.71	0.72	0.73	0.74	0.75								
-10								0.69	0.70	0.71	0.72								
60	1.77	1.83	1.90	1.97	2.06	2.16	2.27	2.39	2.54	2.70	2.89	3.12	3.39	3.70					
55	1.48	1.52	1.56	1.62	1.67	1.74	1.81	1.90	1.99	2.09	2.21	2.34	2.50	2.67					
50	1.28	1.31	1.34	1.38	1.43	1.47	1.53	1.59	1.65	1.73	1.81	1.90	2.00	2.11					
45	1.13	1.16	1.18	1.21	1.25	1.29	1.33	1.38	1.43	1.48	1.54	1.61	1.68	1.76					
40	1.02	1.04	1.06	1.09	1.12	1.15	1.18	1.22	1.26	1.30	1.35	1.40	1.46	1.52					
35	0.93	0.95	0.97	0.99	1.01	1.04	1.07	1.10	1.13	1.17	1.20	1.25	1.29	1.34					
30	0.86	0.87	0.89	0.91	0.93	0.95	0.97	1.00	1.03	1.06	1.09	1.12	1.16	1.20					
25	0.80	0.81	0.83	0.84	0.86	0.88	0.90	0.92	0.94	0.97	1.00	1.03	1.06	1.09					
20		0.76	0.77	0.79	0.80	0.82	0.84	0.85	0.87	0.90	0.92	0.95	0.97	1.00					
15			0.72	0.74	0.75	0.77	0.78	0.80	0.82	0.84	0.86	0.88	0.90	0.93					
10				0.69	0.71	0.72	0.73	0.75	0.77	0.78	0.80	0.82	0.84	0.86					
5					0.67	0.68	0.69	0.71	0.72	0.74	0.75	0.77	0.79	0.81					
0						0.65	0.66	0.67	0.68	0.70	0.71	0.73	0.74	0.76					
-5							0.63	0.64	0.65	0.66	0.67	0.69	0.70	0.72					
-10								0.61	0.62	0.63	0.64	0.65	0.67	0.68					
-15									0.59	0.60	0.61	0.62	0.64	0.65					
-20										0.56	0.57	0.58	0.59	0.61					
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					

134a

404A

407

Visores de la Serie MIA

Características

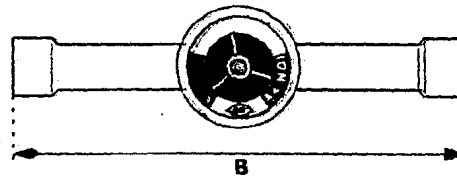
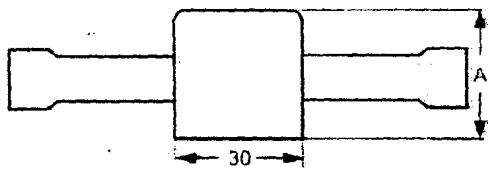
- Totalmente hermético
- Carcasa de acero inoxidable anticorrosión
- Elemento indicador de cristal de gran durabilidad y fiabilidad
- Fácil determinación del contenido de humedad
- Indicador sensible con cuatro colores calibrados
- Amplia área de visión transparente
- Ligero (solo 60 g MIA M06/014)
- Configuración de tubo ampliado ODF, adaptable para todas las aplicaciones comerciales
- Para R 22, R 407C, R 134a, R 404A y R 507 en combinación con aceites minerales y POE



MIA

Cuadro de selección

Tipo	Código	Para diámetro ext. tubo	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 del líquido °C	Azul	Violeta	Purpura	Rojo
		Seco		precaución	Precaución - humedad
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

* Contenido en agua en mgr por Kg de refrigerante

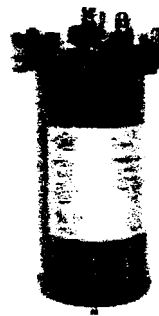
Separadores de Aceite Serie OS

Características

- Tres tipos diferentes de construcción:
 - Hermética
 - Brida superior
 - Brida inferior con soporte
- Conexiones de cobre ODF
- Valvula de aguja y flotador de acero inoxidable
- Dispone de un iman permanente para filtrar partículas microscópicas del sistema
- Pintura epoxy resistente a la corrosión
- Rango de temperatura TS: 10°C a -150°C
- Maxima presión de trabajo PS: 31 bar
- Marcado CE acorde a la directiva 97/23/EC



OSH



OST

Código

OS X - X XX

Línea de producto separadores de aceite

Construcción

- H: Hermético
- T: Brida superior
- B: Brida inferior con soporte

Diámetro de la carcasa

- 4: aprox. 10 cm
- 6: aprox. 15cm

conexión ODF

- 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	Pedido N°	Conexión	Categoría PED	Proced. Evaluación Conformidad	Capacidad nominal kW			Volumen (Litros)
					R 22	R 134a	R 404A/R 507	
OSH-404	881 598	1/2"			7.0	4.9	7.3	2
OSH-405	881 599	5/8"			18.7	13.1	19.4	2.4
OSH-407	881 600	7/8"			28.1	19.7	29.0	2.8
OSH-409	881 792	1-1/8"	Cat I	Modulo D1*	37.4	26.2	38.7	3
OSH-411	881 794	1-3/8"			46.8	32.8	48.4	3
OSH-413	881 856	1-5/8"			65.5	45.9	67.8	3-6
OSH-611	881 940	1-3/8"			51.5	36.1	53.3	6.5
OSH-613	881 953	1-5/8"	Cat II	Modulo D3	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"			7.0	4.9	7.3	1.8
OST-405	881 861	5/8"			18.7	13.1	19.4	2.6
OST-407	881 862	7/8"	Cat I	Modulo D1*	28.1	19.7	29.0	3.2
OST-409	881 863	1-1/8"			37.4	26.2	38.7	3.8
OST-411	881 938	1-3/8"			46.8	32.8	48.4	3.8
OST-413	881 939	1-5/8"			65.5	45.9	67.8	3.8
OSB-613	881 971	1-5/8"	Cat II	Modulo D1	65.5	45.9	67.8	7.8
OSB-617	881 972	2-1/8"			105.3	73.8	108.9	7.8



Capacidad Nominal a -38°C de temperatura de condensación, -4°C de temperatura de evaporación (temperaturas saturadas/punto de rocío) y 1K de subenfriamiento a la entrada de la válvula de expansión. Factor de corrección para otras temperaturas de evaporación diferentes a la nominal

$$Q_n = Q_o \times K_t$$

- 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	Factores de corrección K_t						
		Temperatura de evaporación °C						
		10	0	10	-20	-30	40	-50
R22	25	1.29	1.31	1.33	1.35	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	Factores de corrección K_t				
		Temperatura de evaporación °C				
		10	0	-10	-20	-30
R134a	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	Factores de corrección K_t						
		Temperatura de evaporación °C						
		10	0	-10	-20	-30	40	-50
R404A	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
R507	50	0.86	0.89	0.93	1.00	1.13	1.26	1.39



ANEXO 13



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 obus en la entrada para facilitar su ajuste
- Regulador operado directamente
- Diseño de puerto equilibrado para proporcionar un preciso control de la presión
- Conexiones de cobre para su fácil instalación (soldar)



Datos Técnicos

Refrigerante	HFC, HCFC	Variación de la presión por vuelta:	
Compatibilidad con los aceites	Mineral, Alkilbencénico y PDE	Tamaño de la válvula 1	0.6 bar
		Tamaño de la válvula 2	0.4 bar
Máxima presión de trabajo PS	25 bar	Rango de presión:	0.5 a 6.9 bar
Máxima presión de test PT	30 bar	Ajuste fábrica	2 bar
Material, Carcasa	CW509L (EN12420)	Peso	
Temperatura:	Almacenaje -30°C a 80°C	PRC/PRE 1	0.6 kg
	Medio TS -30°C a 80°C	PRC/PRE 2	1.3 kg
	Ambiente -30°C a 80°C		

Reguladores de la Presión de Evaporación Serie PRE

Capacidad nominal

Tipo	Pedido N°	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 - 1/2"				
PRE - 21C	800 382	28 mm	7.4	11.1	11.1	11.9
PRE - 21D	800 383	1-1/8"				

Tabla de factores de corrección:

Refrigerante	Temperatura de condensación °C	Temperatura de evaporación °C				
		10	0	10	20	30
R 404 A / 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
R 407 C	30	0.77	1.06	1.48	2.12	3.13
	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 134 a	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



ANEXO 14

16	19	5	28	3/8	3/8
25	24	6	30	3/8	3/8
31	31	6	36	3/8	3/8
39	42	6 3/8	38	3/8	3/8
48	45	8 3/8	28	1 1/8	3/8
62	65	8 3/8	36	1 1/8	3/8
73	71	8 3/8	42	1 1/8	3/8
84	77	8 3/8	48	1 1/8	1 1/8
106	108	8 3/8	60	1 1/8	1 1/8
94	115	10 3/4	36	1 1/8	1 1/8
128	138	10 3/4	48	1 1/8	1 1/8
162	166	10 3/4	60	1 1/8	1 1/8
195	196	10 3/4	72	1 1/8	1 1/8
262	285	10 3/4	96	1 3/8	1 3/8
180	182	12 3/4	48	1 3/8	1 3/8
227	218	12 3/4	60	1 3/8	1 3/8
275	260	12 3/4	72	2 1/8	1 3/8
370	360	12 3/4	96	2 1/8	1 3/8
330	316	14	72	2 1/8	1 3/8
444	425	14	96	2 3/8	2 1/8
358	306	16	60	2 3/8	2 1/8
434	380	16	72	2 3/8	2 1/8
586	486	16	96	2 3/8	2 1/8
542	510	18	72	3 1/8	2 1/8
673	570	20	72	3 1/8	2 3/8
791	639	20	84	3 1/8	2 3/8
901	756	20	96	3 1/8	2 3/8
1.285	1.000	24	96	3 3/8	3 1/8
1.624	1.250	24	120	4 1/8	3 3/8
2.576	1.800	30	120	4 1/8	3 3/8

recibidores con
membranas y valvulas

16	24	5	28	1/2	1/2
31	35	6	36	1/2	1/2
39	45	6 3/8	38	3/8	3/8
62	69	8 3/8	36	3/8	3/8
73	75	8 3/8	42	1 1/8	1 1/8
94	117	10 3/4	36	1 1/8	1 1/8
128	145	10 3/4	48	1 1/8	1 1/8
162	170	10 3/4	60	1 1/8	1 1/8
180	186	12 3/4	48	1 3/8	1 3/8
227	224	12 3/4	60	1 3/8	1 3/8
330	339	14	72	1 3/8	1 3/8
444	448	14	96	1 3/8	1 3/8
586	510	16	96	2 1/8	2 1/8

NR

- 285
- 306
- 366
- 3865
- 3885
- 3885
- 4285
- 4885
- 6085
- 80105
- 88105
- 80105
- 72105
- 86105
- 48122
- 60122
- 72122
- 96122
- 72145
- 86145
- 60166
- 72166
- 96166
- 72188
- 72201
- 84201
- 96201
- 96241
- 12241
- 12301

RBV

- RBV-285
- RBV-366
- RBV-3865
- RBV-3685
- RBV-4285
- RBV-38105
- RBV-48105
- RBV-60105
- RBV-48122
- RBV-60122
- RBV-72145
- RBV-96145
- RBV-96166

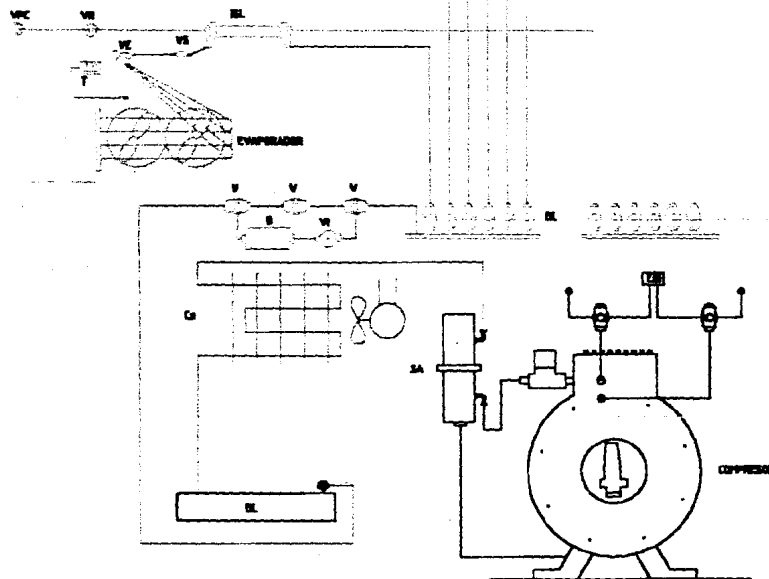
ANEXO 15 (15)



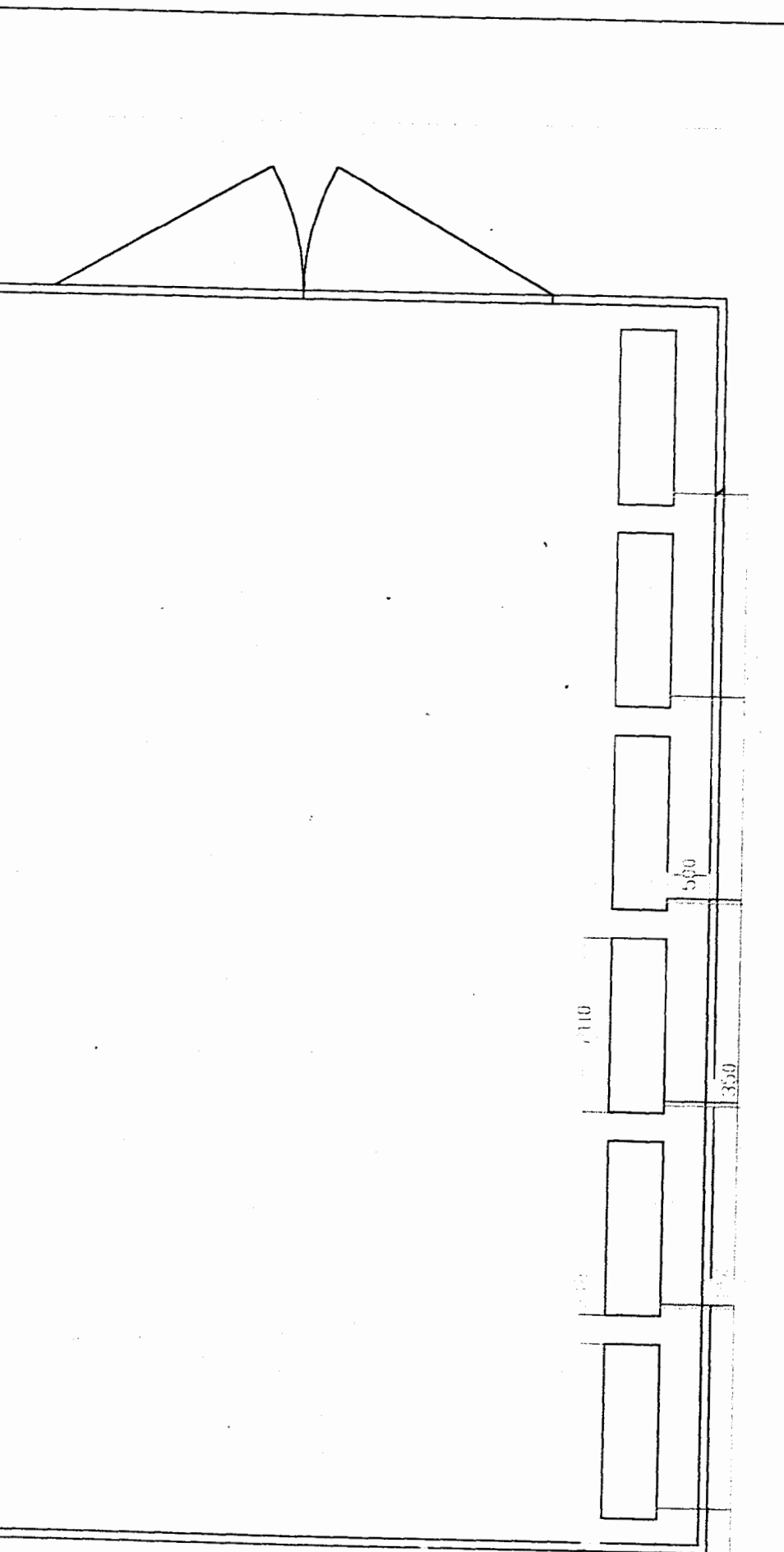
Propiedades	Suva® 134a	Suva® MP39	Suva® MP66	Suva® 409A
Número de Refrigerante	R-134a	R-401A	R-401B	R-409A
Reemplaza	R-12	R-12	R-12, R-500	R-12
Fórmula Química / Composición	CH ₂ FCF ₃	R22/R152a/R124	R22/R152a/R124	R22/R142b/R124
		53/13/34 %peso	61/11/28 %peso	60/15/25 %peso
Peso Molecular	102.03	94.4	92.8	97.45
Punto de ebullición a 1atm, °F (°C)	-15.7 (-26.5)	-27.3 (-33.0)	-30.4 (-34.7)	-29.6 (-34.2)
Densidad del líquido a 25°C (77°F), lb/ft ³ (kg/m ³)	75.02 (1210)	74.5 (1194)	74.4 (1193)	76 (1217)
Presión de vapor a 25°C (77°F), psia (kPa)	96 (661.9)	112.1 (772.9)	118.8 (819.2)	116.3 (801.6)
Capacidad térmica del líquido a 25°C (77°F), Btu/lb°F (kJ/kgK)	0.339 (1.42)	0.310 (1.3)	0.310 (1.3)	N/A
Capacidad térmica del vapor a 1atm y 25°C (77°F), Btu/lb°F (kJ/kgK)	0.204 (0.854)	0.176 (0.737)	0.173 (0.724)	N/A
Conductividad térmica del líquido a 25°C (77°F), Btu/hr.ft°F (W/mK)	0.0478 (0.0824)	0.0517 (0.09)	0.0517 (0.09)	N/A (0.0697)
Conductividad térmica del vapor a 1atm (101.3kPa), Btu/hr.ft°F (W/mK)	0.00836 (0.0145)	0.00688 (0.0119)	0.00688 (0.0119)	N/A
Temperatura Crítica, °F (°C)	213.9 (101.1)	226 (108)	223 (106)	224.6 (107)
Presión Crítica, psia (kPa)	588.9 (4060)	668 (4604)	679 (4682)	667.2 (4600)
AEL Límite de Exposición Aceptable (8- y 12-hr TWA), ppm	1000	1000	1000	1000
ODP Potencial de Agotamiento del Ozono, CFC-12=1	0	0.03	0.035	0.05
GWP potencial de Calentamiento Global, CO ₂ =1	1300	973	1062	1288




CIB - ESPOL



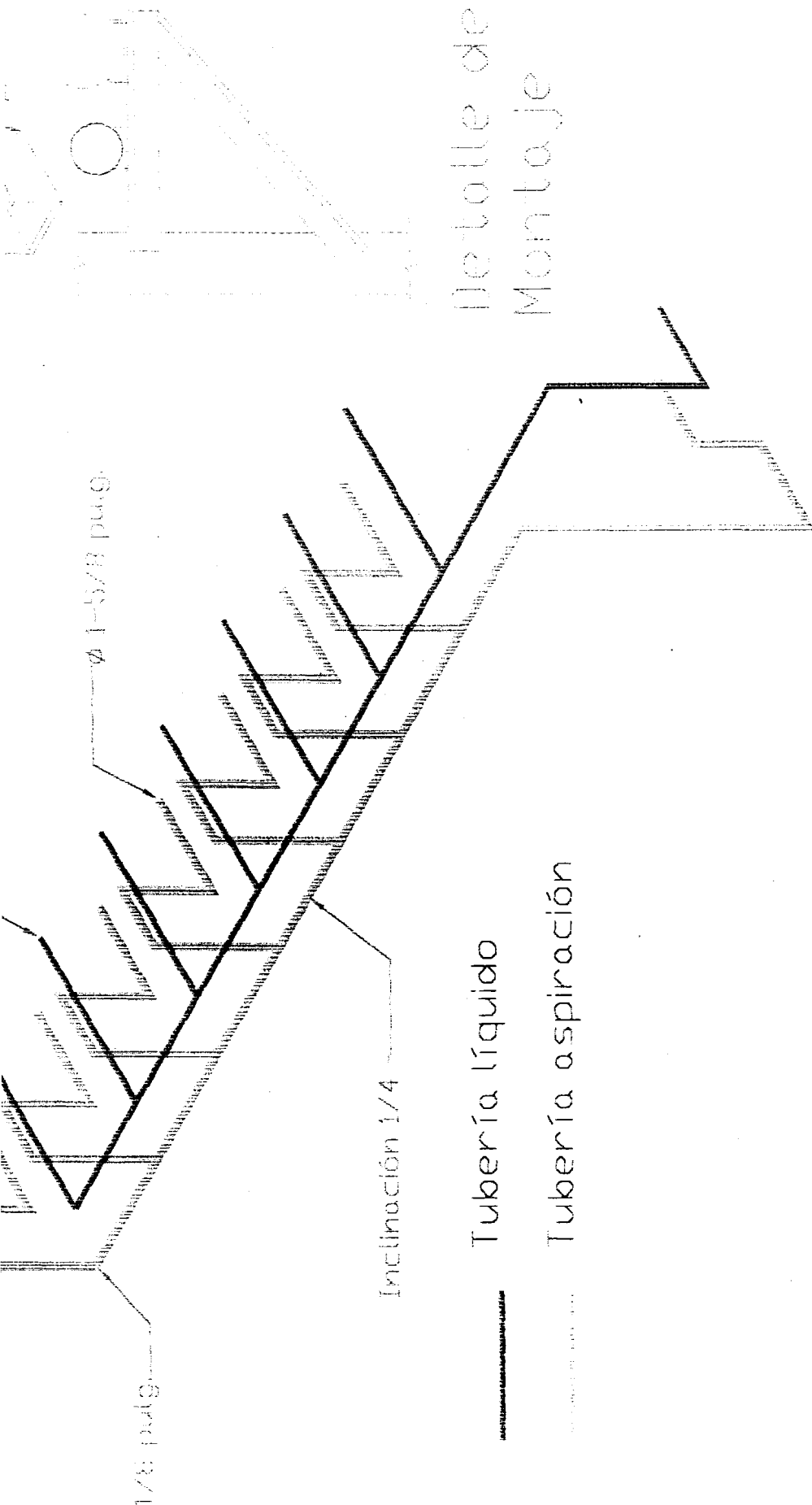
_DE_COMONETES		Mat.Tuberías		PLANO: 1/1		ESCALA VISUAL		PLANO 1	
		Acero				PROYECTO CAMARA PCM-01 2004.01.01			
caja de presión constante	4		FECHA	NOMBRE					
caja de retención	5	INSP.	23.01.04	JOSE					
caja de expansión	4	REV.	23.01.04	JOSE					
colector de líquido	2	Norm							
termostato	4								



PROYECTO: FIMCP - ESPOL CAMARA FRIGORIFICA		FECHA: _____ NOMBRE: _____
ESCALA:  1:75	CONTIENE: EVAPORADOR Y CONDENSADOR MATERIALES:	PLANO No: 2
TUBERIA DE COBRE		Masa (Kg)



CIB - ESPOL



PROYECTO: FIMCP - ESPOL CAMARA FRIGORIFICA	ESCALA: VISUAL	CONTIENE: Tubería líquido-vapor	MATERIALES: TUBERIA DE COBRE	FECHA:	NOMBRE:
				Dibujo:	Nombre:
PLANO No: 3				Respón:	Nombre:
Masa (Kg)				PLANO No:	

BIBLIOGRAFÍA

- (1) ALCO CONTROLS, Catálogo componentes para la industria, 2003.
www.ecopeland.com/literature/Alco/ES_ALCO_cat_02.pdf
- (2) ASHRAE Handbook Refrigeration. The refrigerating data book. The American Society of Refrigerating Engineers, New York, 1990.
- (3) ASOCIACIÓN ARGENTINA DEL FRÍO, Congreso CAF'98: Refrigeración y aire acondicionado su importancia e impacto en el medio ambiente.
www.geocities.com/ichen98/index.html
- (4) Boletín CCI: Precios Internacionales No. 15 Septiembre 1999.
- (5) CHAPMAN ALAJ J., Heat Transfer, MacMillan Publishing Co., INC., 3a. Edición, 1974.
- (6) DUMINIL MAXIME, Cours D'Echanges Thermiques, IFFI, Paris-Francia.
- (7) Diario El Universo, 21 de Diciembre de 2001



- (8) FAIRES VIRGIL, Termodinámica, Unión Tipográfica Editorial Hispano Americana, 1ª. Edición en español, 1972.
- (9) HOLDS WORTH, Conservación de frutas y hortalizas, Editorial ACRIBIA S.A., Año 1988.
- (10) INCROPERA FRANK P. – De WITT DAVID P., Fundamentos de Transferencia de Calor, Prentice Hall, 4ª. Edición, 1999.
- (11) Catálogo de calores específicos de alimentos
www.fea.unicamp.br/reenge/deal/tab417/#Tabela
- (12) Internet: www.infoagro.com
- (13) Internet: www.sica.gov.ec_agronegocios_productos.pdf
- (14) Internet: www.terra.es/personal5/anajes/tuberia.htm
- (15) Internet: www.dupont.com.mx
- (16) INSTITUTO AMERICANO DEL FRÍO, Guía del Almacenamiento frigorífico, A. Madrid Vicente Ediciones, 1995.
- (17) INSTITUTO INTERNACIONAL DEL FRIO PARIS, El amoniaco como refrigerante, 1ª edición, AMV Ediciones, Año 2000.
- (18) JONES J.B. – DUGAN R.E., Ingeniería Termodinámica, Prentice Hall, 1ª edición en español, 1997.
- (19) JORDAN RICHARD C. – PRIESTER GAYLE B., Refrigeration and Airconditioning, Prentice Hall, 1984.



- (20) KUFFO MENDOZA ANGEL, "Estudio de Calidad del Limón Tahití para la exportación" (Tesis, Facultad de Ciencias Agrarias, Universidad Agraria del Ecuador, 2000).
- (21) MALAVE GODOY JOSE IVAN, Notas desarrolladas por el autor, Milagro 2003, Ecuador.
- (22) MARKS, Manual del Ingeniero Mecánico, McGraw – Hill, 3ª edición en español, 1995.
- (23) MUNSON BRUCER R., YOUNG DONALD, OKIISHI THEODORE H., Fundamentos de Mecánica de fluidos, LIMUSA, 1ª edición en español, 1999.
- (24) OBSERVATORIO AGROCADENAS, Instituto Colombiano de Agronomía.
- observatorio@iica.org.co
- (25) OCHSE J.J., SOULE M.J., DIJKMAN M.J., Cultivo y Mejoramiento de plantas tropicales y subtropicales, Editorial LIMUSA, 1ª edición, 1965.
- (26) PERRY, Manual del Ingeniero Químico, McGraw – Hill, 3ª edición en español, 1992.



- (27) **STOECKER W. F., Refrigeración y Acondicionamiento de aire, McGraw – Hill, Editorial del Castillo S.A. MADRID (Edición original 1958), 1965.**
- (28) **TECUMSEH DO BRASIL, Boletín Técnico Fluidos Refrigerantes alternativos al R12, Mayo 2000.**
- (29) **VARGAS ZÚÑIGA ANGEL, Transporte de carga en buques refrigerados, Editorial “Series VZ”, 1991.**
- (30) **VARGAS ZÚÑIGA ANGEL, Instalaciones frigoríficas para buques pesqueros, Editorial “Series VZ”, 2ª Edición.**
- (31) **VARGAS ZÚÑIGA ANGEL, Curso de refrigeración, Editorial “Series VZ”, 2ª Edición, 1974.**
- (32) **VITERI GUEVARA CECILIA, “Análisis Situacional del limón Tahití su perspectiva de exportación al mercado Europeo” (Tesis, Facultad de Economía Agrícola, Universidad Agraria del Ecuador, 2002).**



CIB - ESPOL