



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la

Producción

**“Cálculo y Dimensionamiento de una Instalación Frigorífica para
Conservación de Papaya para Exportación.”**

TESIS DE GRADO

Previo a la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentada por:

Manuel Israel Jácome Sánchez

GUAYAQUIL – ECUADOR

AÑO 2012

AGRADECIMIENTO

A la ESPOL por brindarnos los conocimientos necesarios para estar en la capacidad de ser profesionales de bien.

Al Ing. Ángel Vargas Zúñiga, agradecerle su paciencia, tiempo y dedicación para que el tema se desarrolle de una manera exitosa.

DEDICATORIA

A Dios, porque cada día me permite cumplir las metas que me propongo.

A mis padres, Lcdo. Manuel Jácome Saá y Soc. Aracely Sánchez Velasco, por su apoyo incondicional durante todos estos años de estudio, siempre han sido el pilar fundamental de mi vida.

A mis hermanos, Andrés y Steven, porque me impulsan a ser mejor para brindarles siempre un buen ejemplo.

A Ana María, por apoyarme siempre y estar conmigo en todo momento.

Por ustedes me esfuerzo más cada día, porque ustedes son el motor de mi vida.

TRIBUNAL DE GRADUACIÓN

Dr. Kléber Barcia V.

DECANO DE LA FICMP

PRESIDENTE

Ing. Ángel Vargas Z.

DIRECTOR DE TESIS

Ing. Francisco Andrade S.

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 ESPOL)

Manuel Israel Jácome Sánchez

RESUMEN

Ecuador tiene una gran riqueza radicada principalmente en la agricultura; es por esta razón que las exportaciones de aquellos productos considerados no tradicionales han representado un rubro importante en las ventas realizadas al exterior a lo largo de los últimos años. El producto de mayor exportación ha sido el banano a lo largo de los años, pero hay otras frutas que se están exportando actualmente, entre las que podemos mencionar la papaya.

Dentro de las provincias productoras de papaya, se puede mencionar a las Provincias del Guayas y Santa Elena, como aquellas que aportan entre el 50% y el 70% de su producción a las exportaciones ecuatorianas de la papaya; esto se debe a la facilidad y cercanía que tienen que transportar su producto a los principales puertos del país.

Poder exportar un producto que cuenta con alta calidad depende en gran medida del procesamiento y tecnología que se le aplique al mismo. La papaya que se consume en Ecuador es una variedad de la papaya de la que se produce en Centroamérica, aunque para la exportación el país se ha puesto a la par de grandes exportadores, por lo que se está produciendo la papaya Sunrise Solo siendo ésta la que se exporta debido a su sabor y textura.

Actualmente se está buscando que la producción de papaya se haga de una manera programada, así como con planteamientos técnicos que corroboren la importancia de exportar este tipo de fruta. Es por este motivo que al realizar el “Cálculo y dimensionamiento de una Instalación Frigorífica” se está estableciendo diferentes parámetros, además de significativos criterios de dimensionamiento que conjuntamente con las características adecuadas de la papaya permitan tener las mejores condiciones para la exportación de la fruta.

Al iniciar el proyecto es necesario determinar aquellos servicios que se esperan cumpla la cámara, donde principalmente está que posea la capacidad necesaria para enfriar la cantidad de fruta que se va a exportar semanalmente. Se realiza un análisis referente a los refrigerantes que se pueden emplear, de manera que se seleccione el más adecuado en base a ventajas y desventajas respecto a los CFC(s). Así también se debe seleccionar el sistema de refrigeración que se va a emplear.

Se presentan además los cálculos que se deben realizar para seleccionar condensadores y evaporadores que emplean refrigerantes ecológicos, los cuales debido a las estrictas normas ambientales que se están empleando nos dejan saber que serán de utilidad por un número adecuado de años.

Se comparan valores recomendados para el dimensionamiento de las tuberías en los principales equipos para refrigerantes CFC frente a los HFC, debido a que no existen valores para dimensionar tuberías que empleen refrigerantes ecológicos (HFC).

ÍNDICE GENERAL

Contenido

RESUMEN.....	6
ÍNDICE GENERAL.....	9
ABREVIATURAS.....	13
SIMBOLOGÍA	14
ÍNDICE DE FIGURAS	17
ÍNDICE DE TABLAS.....	18
ÍNDICE DE PLANOS	20
INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO 1	4
1. FACTIBILIDAD DEL PROYECTO.....	4
1.1 Antecedentes.	4
1.2 Estadísticas de exportación.....	6
1.3 Preparación post cosecha de la papaya de exportación.	10
1.4 Empaque y Transporte.	11
1.5 Características principales de la papaya.....	14
1.6 Descripción del producto.....	16
1.7 Variedades de papayas.....	17
1.8 Propiedades alimenticias de la papaya.	20
1.9 Propiedades termodinámicas de la papaya.	21
CAPÍTULO 2	25
2. DETERMINACIÓN DE LAS DIMENSIONES DE LA CÁMARA FRIGORÍFICA Y CÁLCULO DE LA CARGA DE LA CÁMARA DE REFRIGERACIÓN.....	25

2.1 Evaluación dimensional del embalaje de la papaya	26
2.2 Cálculo de las dimensiones de la cámara en base a los espacios requeridos.	28
2.3 Selección y cálculo del aislamiento.	34
2.3.1 Espesor del aislamiento de las paredes.	38
2.3.2 Espesor del techo y de la puerta.	45
2.3.3 Espesor del aislamiento del piso.	47
2.4 Cálculo de la carga de refrigeración.	48
2.4.1 Aportes caloríficos internos.	49
2.4.2 Aportes caloríficos externos.	54
2.4.3 Cálculo de los aportes caloríficos totales.	66
CAPÍTULO 3	67
3. SELECCIÓN DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN, DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN Y DEL REFRIGERANTE.	67
3.1 REFRIGERANTES.	67
3.1.1 Introducción.	67
3.1.2 Clasificación de los refrigerantes.	70
3.1.3 Características de algunos refrigerantes primarios.	71
3.1.4 Criterios de selección de refrigerantes primarios.	74
3.1.5 Selección del refrigerante primario.	80
3.2 Sistema de refrigeración.	82
3.2.1 Tipos de sistema de refrigeración.	82
3.2.2 Sistema de refrigeración directa.	82
3.2.2.1 Selección del sistema de refrigeración.	86
3.3 Determinación de las temperaturas de condensación y evaporación del refrigerante seleccionado.	87
3.4 Selección del ciclo de refrigeración a compresión.	90
3.5 Trazado del ciclo de refrigeración.	93
3.5.1 Cálculo de los principales parámetros del ciclo de refrigeración.	97

CAPÍTULO 4	102
4. CÁLCULO Y DETERMINACIÓN DE LOS PRINCIPALES COMPONENTES DE LA INSTALACIÓN FRIGORÍFICA.	102
4.1 Clasificación de compresores.....	102
4.1.1 Consideraciones generales en la selección de compresores.	103
4.2 Selección del compresor.	105
4.3 Clasificación de condensadores.	108
4.4 Cálculo y selección del condensador.	109
4.4.1 Especificaciones de diseño y materiales del condensador.	109
4.4.2 Cálculo del condensador.....	111
4.4.2.1 Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor.....	118
4.4.2.2 Cálculo de la superficie de intercambio de calor.....	131
4.5 Clasificación de los evaporadores.	132
4.6 Cálculo y selección del evaporador.	144
4.6.1 Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor.....	154
4.6.2 Cálculo de la superficie de intercambio de calor.....	161
CAPÍTULO 5	163
5. SELECCIÓN DE DISPOSITIVOS DE CONTROL AUTOMÁTICO Y DISPOSITIVOS ANEXOS A LA INSTALACIÓN FRIGORÍFICA.	163
5.1 Dispositivos de control automático.	163
5.1.1 Válvula de expansión.....	164
5.1.2 Válvula solenoide.	167
5.1.3 Termostato.	169
5.1.4 Deshidratador (Filtro secador).	170
5.1.5 Visor.	171
5.1.6 Separador de aceite.....	172
5.1.7 Válvula de presión constante.	173
5.1.8 Botella recibidora de líquido.	174

5.2 Cálculo de dimensiones de tubería.	174
5.2.1 Cálculo de diámetros.	174
5.2.2 Caídas de presión en las tuberías.	177
5.3 Dimensionamiento de tuberías para los diferentes equipos-aislamiento.	182
CAPÍTULO 6	192
6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.	192
6.1 Conclusiones.	192
6.2 Recomendaciones.	195
APÉNDICE	197
ANEXOS	208
BIBLIOGRAFÍA	228

ABREVIATURAS

Aatm.	Atmósfera.
BTU	Unidad Térmica Británica.
CFC(s)	Clorofluorocarburo(s).
cm ²	Centímetro cuadrado.
cm ³	Centímetro cúbico.
Evap.	Evaporación.
GWP	Global Warming Potencial (Potencial de Calentamiento Global).
h.	Hora.
HCFC(s)	Hidroclorofluorocarburo(s).
HFC(s)	Hidrofluorocarburo(s).
J	Joul.
Kcal	Kilocaloría.
Kg	Kilogramo.
KW	Kilovatio.
Llb	Libra.
m	Metro.
m ³	Metro cúbico.
ODP	Potencial de Destrucción del Ozono.
psi	Libras por pulgada cuadrada.
ft	Pie.
s	Segundo.
Temp.	Temperatura.

SIMBOLOGÍA

A_c	Área de la sección transversal al flujo de aire.
A_f	Área superficial total de las aletas.
A_o	Área de la superficie externa para un tubo.
B	Ancho de las aletas.
c	Calor específico.
c_p	Calor específico de un producto en particular.
C	Capacidad térmica.
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_f	Espesor de aleta.
F	Grados Fahrenheit.
$^{\circ}C$	Grados Centígrados.
f	Factor de fricción.
g	Aceleración de la gravedad.
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.
h_3	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. Coeficiente de resistencia.
K_l	Conductividad térmica de líquido.
K_v	Conductividad térmica de vapor.
K_a	Conductividad térmica del aire.
K_f	Conductividad térmica de la aleta.
K_t	Factor de corrección para accesorios.

$K_{\Delta p}$	Factor de corrección para caídas de presión en accesorios.
L	Longitud de tubería. Longitud de evaporador y condensador.
L_e	Longitud efectiva. Longitud equivalente.
m	Masa.
\dot{m}	Flujo másico del aire, Kg/s. Flujo másico del 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.
Nu	Número de Nusselt.
P.E.	Punto de ebullición.
Pr	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.
r_1	Radio interno de tubería.
r_2	Radio externo de tubería.
Re_G	Número de Reynolds en función de la velocidad másica.
s	Entropía.
S_t	Área 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.
$T_{cong.}$	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_a	Temperatura de corriente libre del aire.
U	Coeficiente global de transferencia de calor.

V	Velocidad.
v	Velocidad lineal del aire, m/s.
W	Porcentaje de agua en base húmeda.
α	Difusividad térmica.
α_a	Coefficiente de convección del aire.
α_r	Coefficiente de convección del refrigerante.
ρ	Densidad.
ρ_l	Densidad líquido.
ρ_v	Densidad vapor.
ρ_r	Cantidad de aletas por tubo.
μ	Viscosidad dinámica.
μ_l	Viscosidad dinámica líquido.
μ_v	Viscosidad dinámica vapor.
ν	Viscosidad cinemática.
η_o	Eficiencia superficial global.
η_f	Eficiencia de una aleta.
ΔT_{ml}	Diferencia de temperatura media logarítmica.
ΔT	Diferencia de temperatura.
Δp	Diferencia de presión.

ÍNDICE DE FIGURAS

	PÁG.
Figura 1. 1 Exportación De Papaya (Volumen) Período 2002-2011	7
Figura 1. 2 Exportación De Papaya (Fob) Período 2002-2011	8
Figura 1. 3. Exportación De Papaya (Por País) Año 2011	9
Figura 2. 1 Esquema Del Aislamiento De Pared	45
Figura 3. 1 Ciclo Básico De Refrigeración.....	83
Figura 3. 2. Diagrama P-H	84
Figura 3. 3 Eficiencia Volumétrica Vs Relación De Compresión	99
Figura 4. 1 Corte Transversal Del Banco De Tubos.....	115
Figura 4. 2 Diagrama De Temperaturas Del Condensador.	116
Figura 4. 3 Temperatura Del Aire Y Refrigerante En El Evaporador.	145
Figura 4. 4 Geometría De Aleta Y Tubo.....	151
Figura 4. 5 Sección Transversal Del Evaporador	152
Figura 4. 6 Corte Transversal Tubo Del Evaporador.....	159
Figura 5. 1 Esquema De Aislamiento De Tubería	183

ÍNDICE DE TABLAS

	PÁG.
Tabla 1. Composición de azúcares de la papaya.....	20
Tabla 2. Valores nutricionales de la papaya (en 100 gramos de fruta madura).....	21
Tabla 3. Propiedades de los aislamientos.....	37
Tabla 4. Materiales a ser usados en la cámara.....	38
Tabla 5. Coeficientes globales de transmisión de calor.....	39
Tabla 6. Temperatura Ciudad de Guayaquil.....	40
Tabla 7. Temperatura de las paredes.....	41
Tabla 8. Conductancia (coeficiente de película) y resistencias de superficies para el aire.....	43
Tabla 9. Propiedades termofísicas del cartón corrugado.....	51
Tabla 10. Tiempo de operación de equipo.....	53
Tabla 11. Tiempo de operación según temperatura de cámara.....	53
Tabla 12. Temperaturas según orientación.....	57
Tabla 13. Refrigerantes primarios usados en instalaciones frigoríficas.....	79
Tabla 14. Matriz de selección del refrigerante evaluando cada	

	parámetro sobre 10 puntos.....	81
Tabla 15.	Diferencia de temperatura vs. Humedad relativa.....	89
Tabla 16.	Presión vs. Temperatura.....	91
Tabla 17.	Propiedades termodinámicas del aire a 40°C.....	112
Tabla 18.	Propiedades del refrigerante R134a.....	126
Tabla 19.	Propiedades termodinámicas del R134a a 46°C.....	126
Tabla 20.	Relación temperatura entrada y temperatura de salida del evaporador.....	146
Tabla 21.	Tubería de cobre de diámetro externo para servicios de refrigeración, automotrices y de uso general (ASTM B280).....	149
Tabla 22.	Propiedades termodinámicas del aire a 279K (6°C).....	154
Tabla 23.	Diferencias de temperatura vs. Humedad relativa.....	162

ÍNDICE DE PLANOS

	PÁG.
Plano 1. Vista Instalación Frigorífica.....	245
Plano 2. Dimensiones Instalación Frigorífica.....	246
Plano 3. Vistas Instalación Frigorífica.....	247

INTRODUCCIÓN

Ecuador es un país agrícola que posee climas variados por su situación geográfica, lo cual le permite obtener diferentes tipos de productos a lo largo del año, los cuales no solo abastecen el consumo local sino que también son exportados. Durante los últimos años, debido a la constante alza del precio del petróleo, gran parte de las exportaciones son realizadas por productos considerados no tradicionales.

Ecuador exporta alrededor de 69 tipos de frutas, entre las que podemos mencionar además del banano: mango, piña, maracuyá, papaya, melón, guayaba, limón, frutillas, entre otras cuya exportación apenas alcanza unas cuantas toneladas al año.

Actualmente se encuentra en constante explotación aquellos frutos dulces que pueden ser transportados a diferentes partes del mundo manteniendo su gran sabor. Entre estos productos podemos mencionar el crecimiento en la exportación de la Papaya Sunrise Solo, que es el producto con el cual Ecuador se está introduciendo en grandes e importantes mercados, además de competir con países que tienen una mayor producción de la misma.

Para el Ecuador el ingreso de los productos no tradicionales a diversos mercados, como lo es la papaya ha significado un crecimiento de saldos netos positivos de la balanza comercial agropecuaria, lo cual está representando la importancia de la exportación de ésta fruta.

Dentro de las provincias que son las que producen papayas se puede mencionar a las Provincias del Guayas y Santa Elena, que son quienes aportan entre el 50% y el 70% de su producción a las exportaciones ecuatorianas de la papaya; debido a su facilidad y cercanía para transportar su producto a los principales puertos del país.

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

En la presente tesis se detalla el procedimiento de cálculo de una cámara frigorífica para almacenar papaya Sunrise Solo, la cual es la fruta que se exporta

y por lo tanto la de mayor importancia, justificándose de esta manera la realización del proyecto.

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

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

CAPÍTULO 1

1. FACTIBILIDAD DEL PROYECTO.

1.1 Antecedentes.

Ecuador es un país netamente agrícola se disfruta de una biodiversidad propia de su geografía en la que el clima es muy variado. Es así que tenemos en la costa el clima tropical, caluroso y húmedo, desde enero hasta mayo –donde la temperatura fluctúa entre 27°C y 32°C- mientras que el resto del año el clima es seco y templado –la temperatura oscila entre 24°C y 27°C -.

Es debido a esta variedad de geografía presente en nuestro país, que a diferentes alturas podemos obtener gran variedad de productos, como de 0 a 1000 m de altura y una temperatura promedio de 25.5°C o más en la temporada invernal, crecen o se desarrollan mejor: bananos, cítricos, aguacates, papaya, mangos, melones, uvas, guayabas, ciruelas, guanábanas, sandía, anonas, mamey, tamarindo, zapotes.

En el Ecuador la papaya es un producto que tiene gran tradición, aunque su cultivo a gran escala para que se pueda realizar la exportación no ha alcanzado un nivel óptimo. La papaya de variedad criolla tiene una amplia tradición de cultivo en pequeños productores, actualmente la papaya hawaiana solo sunrise, es la principal variedad que se destina para la exportación.

La temporada de cultivo de la papaya se da por ciclos, el inicio de la cosecha ocurre en el segundo año. A partir de entonces, la temporada de cosecha de esta fruta es a lo largo de todo el año. La vida económica del cultivo es de tres años incluyendo el año de desarrollo.

Según datos del III Censo Nacional Agropecuario, en Ecuador se siembran 3917 ha de papaya, de las cuales 1608 ha se las cultivó bajo el sistema de monocultivo en 1543 Unidades de Producción Agropecuaria (UPAs), mientras que 2309 ha correspondieron a cultivos asociados en 1664 UPAs.

La papaya por ser un cultivo natural de los trópicos y subtrópicos se adapta a una amplia variedad de climas y zonas donde se la siembre, aunque prefiere las zonas cálidas y con alta irradiación solar. A nivel nacional, Santo Domingo de los Tsáchilas es la provincia que más

produce papaya en monocultivo (30%) con una producción de 316 ha, distribuidas en 131 UPAs. Guayas es la segunda mayor productora de papaya bajo el mismo sistema, con una superficie cosechada de 231 ha repartidas en 373 UPAs. En el caso de estar asociada, la provincia de Esmeraldas es la que más área posee (17%), seguida de Morona Santiago (16%), Manabí (14%) y Guayas (11%).

1.2 Estadísticas de exportación.

La exportación de productos no tradicionales ha ido en aumento en los últimos 5 años, en parte ha sido gracias porque se han dado las facilidades necesarias al momento de realizar préstamos e inversiones en el sector agrario de manera que se han incrementado los volúmenes de venta.

Para analizar las exportaciones de papaya se tomó en consideración los últimos 10 años, en los cuales se pudo analizar que las ventas de la fruta han sido fluctuantes, por lo que no se puede observar un crecimiento continuo, debido a que buenos años de exportación han sido seguidos por años en que las ventas disminuyen. A pesar de esto se observó que el año 2011 presenta valores de exportación altos, lo cual está altamente

relacionado con las facilidades para llegar a más países y poder ofrecer un producto que tiene una alta calidad y que está en capacidades para poder competir con grandes países productores de la fruta. A pesar de las variaciones que se especifican en la exportación de la fruta, para la elaboración de este proyecto se ha tomado en cuenta un crecimiento aproximado del 30% en las exportaciones de papaya, datos con los cuales se realizarán todos los cálculos posteriores.

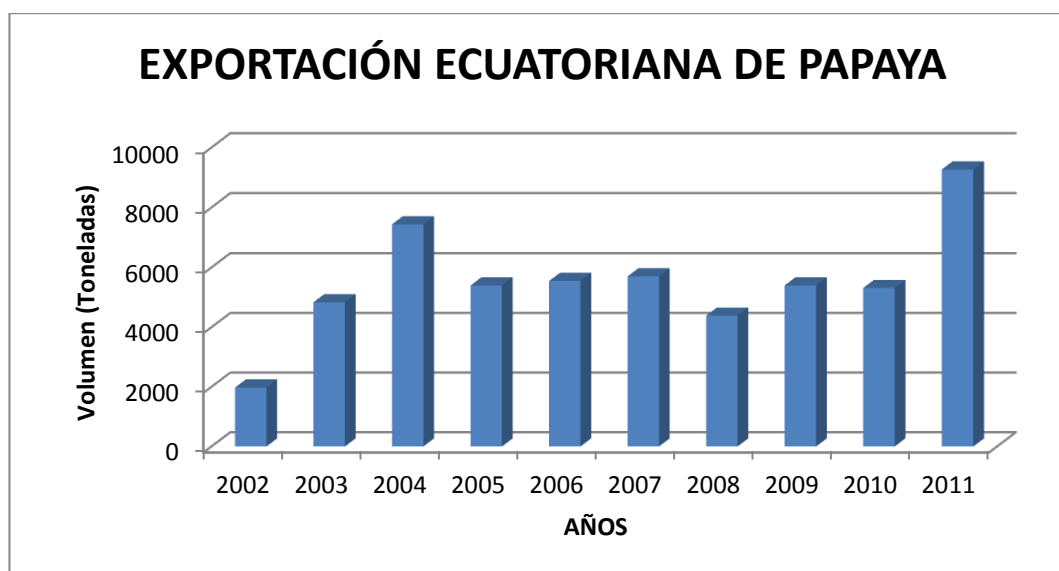


FIGURA 1. 1 EXPORTACIÓN DE PAPAYA (VOLUMEN) PERÍODO 2002-2011

FUENTE: BANCO CENTRAL DEL ECUADOR

Por medio de la gráfica se observan claramente las variaciones que se han presentado en la exportación de la papaya. Uno de los años en que

se presentó una disminución considerable de la exportación fue el año 2008, siendo este el año en que se presentó una crisis a nivel mundial, razón por la que disminuyeron considerablemente las exportaciones de todo tipo de frutas.

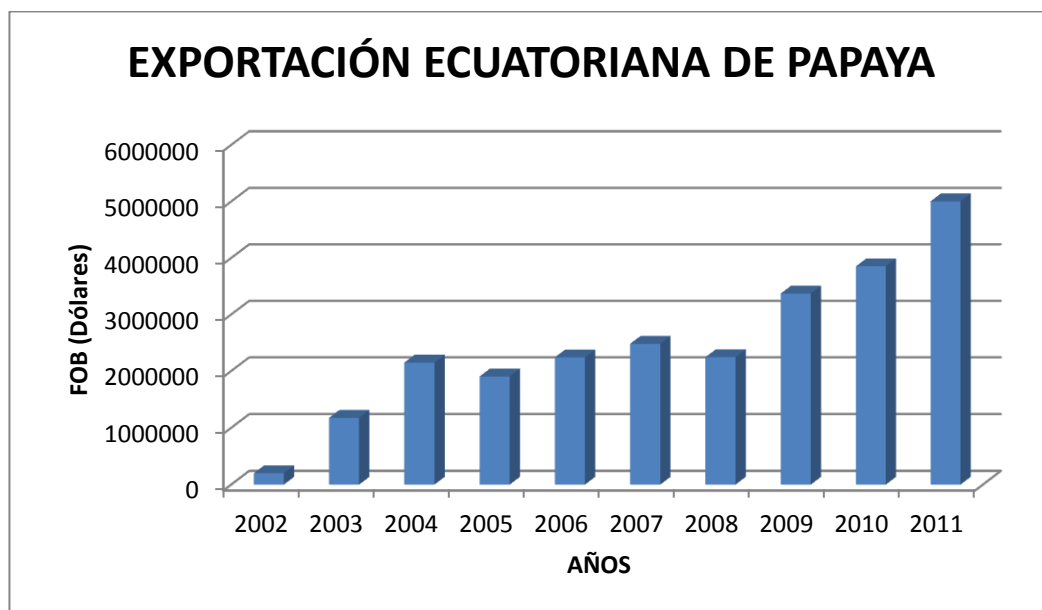


FIGURA 1. 2 EXPORTACIÓN DE PAPAYA (FOB) PERÍODO 2002-2011

FUENTE: BANCO CENTRAL DEL ECUADOR

Durante el año 2011 los países a lo que se exportó la papaya fueron los siguientes:

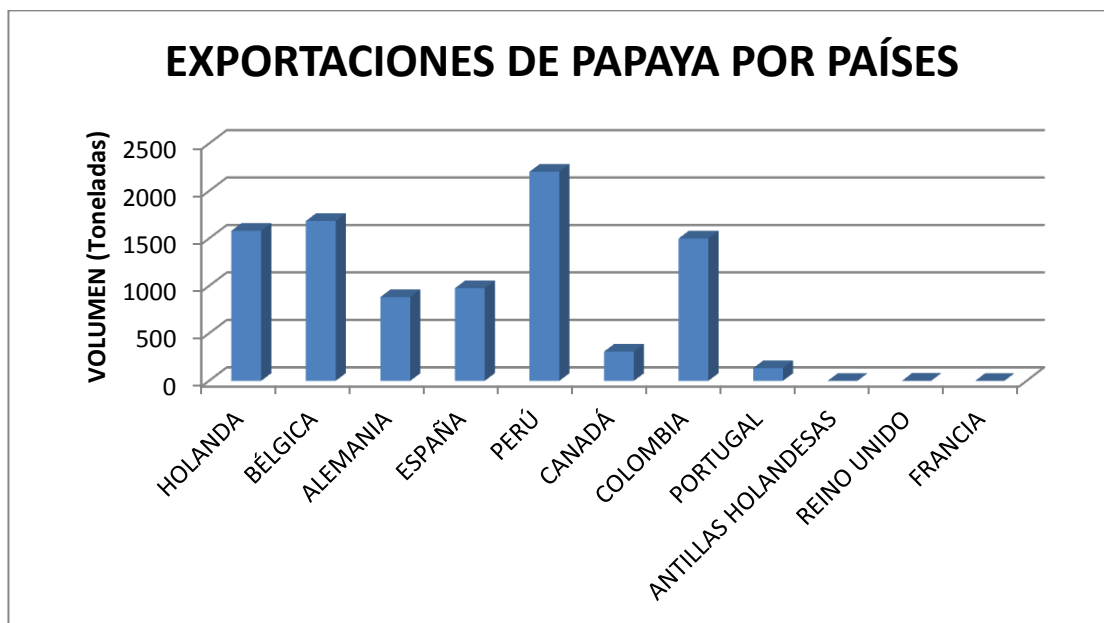


FIGURA 1. 3. EXPORTACIÓN DE PAPAYA (POR PAÍS) AÑO 2011

FUENTE: BANCO CENTRAL DEL ECUADOR

Se pudo apreciar que el crecimiento de exportaciones durante el año 2011 se debió a que se incrementaron las transacciones con países como: Perú, Bélgica, Holanda y Colombia, lo cual hizo se aumente el valor de las transacciones comerciales.

La proyección para el año 2012 es la exportación de 12051.2 Toneladas, lo que representa un valor de \$ 6'502600 –valor FOB-. Estos valores indican la importancia que tendría la construcción de una cámara frigorífica para mantener la papaya hasta que esté lista para exportarse.

1.3 Preparación post cosecha de la papaya de exportación.

La papaya es una fruta con características parecidas al del melón; su cáscara es delgada, suave, de color amarillo hasta amarillo verdoso; su pulpa abarca una gama de matices de colores que van desde el amarillo hasta el rojo anaranjado; es de similar consistencia a la de la calabaza y encierra en su cámara gran cantidad de semillas de color negro. La fruta tiene sabor dulce, parecido al del melón, y un peso que oscila entre 400gr y 10kg, según el tamaño. No se cosecha en estado verde, pues en tal estado no logran desarrollar plenamente su aroma.

Para que se pueda preparar la fruta para la exportación es necesario realizar un proceso en el cual se verifique la calidad de la papaya, además de que se encuentre en condiciones óptimas para su viaje, debido a que debe encontrarse muy limpia para con esto constatar que no ha sufrido golpes o diferentes efectos durante el proceso de recolección de la misma.

Generalmente se cosecha poco antes que alcance plena maduración. En el comercio internacional la demanda de papayas se concentra preferentemente en la fruta con un peso de 200-600gr. La fruta destinada a la exportación se recomienda cosechar cuando la fruta empieza a

cambiar de color verde a amarillo en la parte de la inflorescencia. En tal caso el puré de papaya acusará un coeficiente Brix de 10–11.5%.

Después de la cosecha la fruta se someterá a baño de agua caliente durante un período que se determinará en función de la variedad y de su sensibilidad al calor. Las papayas se someterán a baños de agua con una temperatura de 49°C durante 20 minutos, o a baños con temperatura de 42°C durante 30 minutos.

También se pueden someter a baño de vapor de 60°C durante aproximadamente 30 segundos. Después del baño la fruta será enfriada hasta alcanzar la temperatura ambiental del almacén. Luego se secará, seleccionará, clasificará, empacará y almacenará debidamente refrigerada hasta el momento de su transporte.

1.4 Empaque y Transporte.

Para el mercado de exportación se utilizan cajas de cartón troqueladas de una sola pieza de 4.5kg (10lbs.) de peso neto, que contienen de 6-12 unidades por caja, cada fruta tiene una manga de malla de espuma, además de almohadilla de espuma en el fondo de la caja, o envoltura en

papel. La fruta se acomoda en una sola capa con el extremo peduncular hacia abajo. Cada fruta es protegida con una manga de malla de espuma.

Las dimensiones con que cuentan las cajas de cartón son: 40 x 30 x 19.5 centímetros, los cuales permiten que se puedan almacenar las frutas necesarias, además que pueden resistir un peso de hasta 5kg, cumpliendo con las necesidades provenientes del almacenamiento de las frutas.

Entre 10% y 15% del área de la caja debe considerarse para orificios de ventilación. La carga se transporta en contenedores refrigerados. En algunos casos, la papaya para el mercado mayorista se empaqueta en cajas de madera tipo bandeja. En éstas, se acomodan 4-9 unidades con un peso de aproximadamente 10kg netos de fruta. La caja es revestida con papel Kraft para proteger la carga.

Durante el preenfriamiento las cajas son agrupadas en pallets; esta parte del proceso consiste en reducir la temperatura de manera que se alcance rápidamente la temperatura de almacenamiento, por lo que este proceso es muy importante.

Actualmente las instalaciones frigoríficas modernas presentan la utilización de cargas unitarias con pallets; las cuales están normalizadas según la norma I.S.O. 6780 de la siguiente manera:

<ul style="list-style-type: none"> • 48" x 40" (1219 mm x 1016 mm) 	U.S. pallet (pallet americano)
<ul style="list-style-type: none"> • Su adaptación al sistema métrico= 1200 mm x 1000 mm 	U.K. pallet (pallet británico)
<ul style="list-style-type: none"> • 1200 mm x 800 mm • 1140 mm x 1140 mm 	Europallet (continente europeo)

La importancia de adoptar una radica en la facilidad, agilidad, seguridad y eficacia que podemos encontrar en el equipo de manipulación. Además de lo cual es importante considerar criterios como: calidad, estabilidad y precisión dimensional, que son de gran importancia en las características que poseen los pallets.

Se puede alargar la vida de la fruta por varios días y semanas si se mantienen las condiciones necesarias de almacenamiento, entre las cuales se debe tener una temperatura desde 7 a 13°C (45-55°F) y una humedad relativa más o menos de 85-90%. Desde que se almacena la fruta hasta que llega al consumidor debe mantenerse la temperatura baja.

Al momento del almacenamiento los pallets que contienen la papaya Sunrise Solo debe mantenerse la cadena de frío a una temperatura adecuada de unos 10°C, de manera que la fruta no tenga problemas por la baja temperatura.

Debido a todo lo que se analizó anteriormente se está buscando que la exportación de la papaya se de en países con quien se tenga buenas relaciones comerciales, de manera que no se vayan a ver afectadas posteriormente sino mas bien presten todas las facilidades necesarias para aumentar la cantidad de fruta exportada.

1.5 Características principales de la papaya.

La papaya es nativa de las planicies de Centroamérica y su cultivo se ha extendido a lo largo del mundo, especialmente en los trópicos. La fruta tiene una forma ovalada-redonda, su piel es lisa, fina y varía de color entre amarillo pálido y naranja rojo según la variedad y nivel de maduración, la pulpa es firme y de sabor dulce en las principales variedades comerciales. En el centro de la fruta se acumulan docenas de semillas redondas negras, de aproximadamente 5mm de largo, están

cubiertas de un material transparente y gelatinoso, pegadas a la fruta por un tejido blanco y fibroso.

Entre otros factores importantes, las variedades y cultivares de papaya determinan características de la fruta tales como: forma, grosor, color de la piel y pulpa, sabor, cantidad de jugo en la pulpa, entre otras.

En el mercado mundial se reconocen dos grandes clasificaciones de papaya, la hawaiana y la mexicana; cada clasificación a su vez se divide en variedades y cultivares. La papaya hawaiana es más pequeña que la mexicana.

El cultivo tradicional de papaya en el Ecuador ha sido de las variedades grandes del grupo mexicano, de pulpa amarilla y de pulpa roja, sin embargo, existen plantaciones comerciales de nuevas variedades pequeñas de tipo hawaiana, cuya exportación es factible durante todo el año. Dentro de las variedades de tipo hawaiana más utilizadas están Sunrise Solo, Gram, Betty.

Según el Ministerio de Agricultura, en el país existen unas 5.000 hectáreas de cultivo de papaya, de las cuales aproximadamente 700 están dedicadas al cultivo comercial, pero de esa cantidad, de 300 ó 400 se han dedicado a la exportación, el resto es para venta local.

1.6 Descripción del producto.

La papaya de exportación presenta la siguiente descripción botánica:

Reino:	Vegetal
Subreino:	Embroyonta
Clase:	Magnoliophyta
Subclase:	Dillenidae
2° Grupo Evolutivo:	Diapetala
Orden:	Parietales
Familia:	Caricaceae / Papayáceas Curcubitáceas
Género:	Carica
Especie:	Papaya
Variedades	Solo (Hawaiiana). Sunrise (Sunrise Solo), Sunset (Sunset Solo), Vista Solo, Waimanalo (Waimanalo Solo, X-77), Kamiya, Mexican Red, Mexican Yellow.

Las variedades hawaianas poseen forma de pera (periformes). Pesan cerca de una libra cada unidad y tienen generalmente cascara amarilla en su estado inmaduro, la pulpa es anaranjada o rosado brillante, sus semillas son negras pequeñas arracinadas en el centro.

1.7 Variedades de papayas.

Las características de las papayas de acuerdo a su tamaño y forma, están clasificadas en dos tipos:

Tipo hawaiano: Son las que más se exportan y consumen en todo el mundo. Tienen la forma de pera y un peso aproximado de medio kilo. Sus frutos tiene la carne claramente amarilla cuando están maduras. Crecen de árboles de bajo tamaño muy fáciles de cultivar, presentan además pepas pequeñas.

Tipo mexicano: Son más grandes y de forma más alargada, llegando a pesar más de cuatro kilos y hasta casi 40cm de longitud. La carne además de ser amarilla puede ser también rosa o naranja. Su sabor no es tan dulce como el tipo hawaiano.

Otras especies de la papaya son:

Papaya de montaña (*Carica pubescens*): Crece en las zonas tropicales de montañas y es más pequeña que las de tipo mexicano.

Papaya silvestre (*Carica goudiotana*): Se adapta a climas no tan cálidos; sus semillas amarillas son tóxicas.

Babaco (*Carica pentagona*): Tiene forma de pepino y se ha conseguido adaptar su cultivo en zonas no tropicales europeas. Carece de semillas y se puede comer hasta la piel.

Chamburo (*Carica estipulata*): Muy abundante en sistema silvestre en Ecuador, aunque se puede cultivar fácilmente en climas húmedos donde no se mucho el sol a partir de esquejes.

Higicho (*Carica chrysophylla*)

Mito (*Carica candidans*): Un tipo de papaya que se cría silvestre en la estepa peruana.

Higuera de monte (*Carica quercifolia*): Se parece a la higuera por la forma de sus hojas; sus frutos poseen calidad inferior a la papaya.

Las mejores papayas son las que maduran en el árbol debido a que tienen mayor contenido en azúcares y sobre todo en aromas, sin

embargo es un fruto que no soporta mucho tiempo una vez que se ha cortado del árbol y está maduro, por esta razón se recogen verdes cuando se exportan y se maduran después.

La papaya que tiene mayor índice de exportación en Ecuador es la papaya Sunrise Solo, que presenta las características necesarias e idóneas para ser consumidas luego de varios días si se la mantiene refrigerada de una forma adecuada.

Otro de los parámetros que hay que tener en consideración son aquellas enfermedades de las que suele sufrir el papayo, entre las que se puede mencionar:

Antracnosis: Producida por los hongos *Glomerella cingulata* y *Colletotrichum gloeosporioides* causan erosiones en los frutos maduros de la papaya.

Podredumbre del pedúnculo: Producida por el hongo *Ascochyta caricae*, afecta a los frutos tiernos destruyendo su pedúnculo y causando la caída de los mismos. También provoca manchas negras en los frutos maduros. Este hongo se reproduce por conidios por lo que se combate mediante maneb.

Podredumbre de la raíz: Producida por la peronosporácea *Phytophthora* parasitica ataca las raíces causando la destrucción, marchitez y muerte de las plantas. Se desarrolla en suelos mal drenados.

1.8 Propiedades alimenticias de la papaya.

Se debe tener en cuenta los altos valores nutricionales de la papaya, debido a su alto beneficio en nuestro organismo, la ha convertido en una fruta muy apetecida en diferentes partes del mundo, por lo cual es necesario mencionar los valores nutricionales que se encuentra en la papaya, siendo estos:

TABLA 1.
COMPOSICIÓN DE AZÚCARES DE LA PAPAYA

COMPOSICIÓN DE LOS AZÚCARES DE LA PAPAYA	
Sacarosa	48.3%
Glucosa	29.8%
Fructuosa	21.9%

TABLA 1
VALORES NUTRICIONALES DE LA PAPAYA (EN 100 GRAMOS DE FRUTA
MADURA)¹

AGUA	PROTEÍNA	GRASA	CARBOHIDRATOS	FIBRA	CENIZAS
90.75	0.80	0.10	6.32	1.09	0.94
85.60	0.50	0.30	12.0	0.80	0.51
94.00	0.17	0.17	3.94	0.48	1.20
94.08	0.53	0.12	2.06	1.00	2.11
	Calcio	29 mg	Riboflavina Vit. B2		0.04 mg
	Fósforo	11 mg	Tiamina Vit. B1		0.03 mg
	Hierro	0.2 mg	Niacina		0.3 mg
	Vit. A	1047 IU	Ascórbico Vit. C		84 mg

1.9 Propiedades termodinámicas de la papaya.

Calor específico de los alimentos.

De una forma general la cantidad de agua, la grasa y la cantidad de sólidos no alimenticios existentes en un producto alimenticio son los que determinan el calor específico del mismo. Si se usa la media ponderada del calor específico de cada uno de estos productos se puede obtener,

¹ Manual práctico para el cultivo de la Papaya Hawaiana, página 24.

con un buen resultado el calor específico del compuesto. De tal manera que la ecuación a utilizar sería la siguiente:

$$c_p = 1.0 X_{agua} + 0.5 X_{grasa} + 0.3 X_{sólidos}^2$$

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

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

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

$$c_p = 0.4 + 0.006 W$$

² Almacenamiento comercial de frutas, legumbres y existencias de floristerías y viveros, página 64

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

b. Fórmulas de Siebel:

Sobre temperatura de congelación:

$$c_p = 0.20 + 0.008 W$$

Bajo temperatura de congelación:

$$c_p = 0.20 + 0.003 W$$

Conociendo los porcentajes respecto al contenido de la papaya, se puede obtener un valor promedio del poder calorífico, considerando que el porcentaje de agua es igual al 85.6%, las grasas son igual al 1% y el sólido es igual al 13.4%, al remplazar en la ecuación:

$$c_p = 1.0 X_{agua} + 0.5 X_{grasa} + 0.3 X_{sólidos}$$

Se obtiene:

$$c_p = 1.0 (0.856) + 0.5 (0.01) + 0.3 (0.134)$$

$$c_p = 0.90 \text{ Kcal/kg.}^\circ\text{C}$$

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

Sobre temperatura de congelación:

$$c_p = 0.20 + 0.008 W$$

$$c_p = 0.20 + 0.008 (85.6)$$

$$c_p = \mathbf{0.89 \text{ Kcal/kg} \cdot ^\circ\text{C}}$$

Bajo temperatura de congelación:

$$c_p = 0.20 + 0.003 W$$

$$c_p = 0.20 + 0.003 (85.6)$$

$$c_p = \mathbf{0.46 \text{ Kcal/kg} \cdot ^\circ\text{C}}$$

Todos estos valores concuerdan con los presentados respecto a las características que presenta la papaya, en los diferentes análisis realizados.

CAPÍTULO 2

2. DETERMINACIÓN DE LAS DIMENSIONES DE LA CÁMARA FRIGORÍFICA Y CÁLCULO DE LA CARGA DE LA CÁMARA DE REFRIGERACIÓN.

Se va a proceder a dimensionar la cámara de acuerdo a la cantidad de papaya que se exporta, considerando que parte de su proceso consiste en extraer el calor con el que ha salido del campo, de manera que se lo pueda preparar de la manera adecuada para poder ser exportado.

Según los datos obtenidos, en el año 2011 se exportaron 9270.11 toneladas de papaya, lo que representó un incremento del 74% respecto al año 2010. Debido a que el mercado de exportación de papaya es muy variado, para la realización de este proyecto se considerará un incremento del 30% en las exportaciones del año en curso, de manera que la cámara esté dimensionada para el incremento de fruta a exportar, lo cual nos indica que la exportación para este año será de 12051.14 toneladas.

Tomando en cuenta que el embarque de la fruta se la hace 3 veces por semana, hay que dimensionar la cámara de manera que pueda soportar la cantidad de fruta que se encontrará al mismo tiempo, para lo cual se usaron los registros en que la exportación fue la mayor en el año, proyectándose ese valor en 30% para saber cuantos kilos de fruta se van a almacenar.

2.1 Evaluación dimensional del embalaje de la papaya.

El tipo de pallets a emplearse en la cámara serán los pallets de tipo universal (pallets británicos), para lo cual hay que tener en consideración la carga unitaria que se admite en los mismos (peso del contenido, excluido el del pallet) debe estar comprendido en un rango de entre 600 a 950Kg, siendo las densidades reales de la cámara frigorífica por metro cúbico (almacenándose de una manera compacta) de 120 a 200Kg/m³.

Para efectos de la proyección de la cámara se tomará en consideración el peso que hay en cada una de las cajas, las cuales debido a la norma y a sus dimensiones puede soportar hasta 5Kg de peso, pero debido a que

en cada caja hay un promedio de 10 frutas y el peso de cada una es de 410gramos, cada caja genera un peso promedio de 4.1Kg.

Debido a que las dimensiones de la caja de cartón ondulado son las siguientes: 40 cm x 30 cm x 19.5 cm, en los pallets universales se puede almacenar 10 cajas por nivel y 10 niveles de altura en cada uno.

Considerando la norma europea para los pallets universales, la densidad de la carga es de $200\text{Kg}/\text{m}^3$, se admite que la carga unitaria para dicho pallet sea de 1000Kg., nuestro producto en total alcanza un peso de 410Kg por cada pallet, de manera que cumple con los requerimientos deseados.

Con la cámara frigorífica se busca almacenar 60000Kg. de papaya Sunrise Solo –determinado de acuerdo a un incremento en las exportaciones del 30% respecto al año 2011-, las cuales se deben almacenar en 14635 cajas de cartón, las cuales se encontrarán distribuidas en 146 pallets, que deberán ser distribuidas de una manera adecuada dentro de la cámara.

2.2 Cálculo de las dimensiones de la cámara en base a los espacios requeridos.

Para el diseño de una cámara frigorífica o de refrigeración los criterios de diseño que se han de considerar serán los siguientes:

- Capacidad de almacenamiento.
- Espacios para operaciones internas; lo cual está ligado con la forma en como se manipula la carga (montacargas, carretillas hidráulicas, etc.)
- Espaciamientos de la mercancía.
- Capacidad de producción y las fechas de cosecha; lo cual nos indicará cuando será necesaria una ampliación de la cámara.

La forma en como se de la explotación de la cámara depende de los servicios esperados para ella y de las condiciones ambientales. Además de ciertas condiciones, las cuales forman parte de las condiciones técnicas y que varían de acuerdo al tipo de almacén, es así que por ejemplo: para un almacén o cámara aislada (de refrigeración o frigorífica), destinada a la venta al por menor, se deben especificar:

- Condiciones de servicio más severas,

- Alturas interiores,
- Características de revestimientos (donde se requiera higiene estricta),
- Instalaciones de rieles,
- Montajes de ganchos,
- Estanterías para vegetales, etc.

Aquellas especificaciones técnicas para una cámara industrial se basan en un programa de explotación, en el que se ven los usos previsibles de la cámara (varios productos), los cuales toman las condiciones más severas: entrada 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.

Conociendo estos escenarios se determinan los respectivos balances térmicos, la potencia frigorífica; así como el rendimiento de los demás componentes que forman parte de una instalación frigorífica.

Para efectos de comparación así como los costos entre las diferentes opciones de cámaras de refrigeración, a las condiciones técnicas ya establecidas se deben tener en consideración las siguientes:

Productos tratados: Se debe especificar la clase de productos: cítricos, papayas, 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; frecuencia de entradas y salidas en el curso de la semana.

Condiciones de almacenamiento: Se establece 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 eléctrico; 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 se debes tener en cuenta el número de cámaras, la ubicación respecto a carreteras, situación de la cámara y sala de máquinas. Para una instalación existente se tiene 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 más con regulaciones gubernamentales.

Otro término que se debe 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.

La densidad de almacenamiento en instalaciones frigoríficas está en valores de entre 3000 a 5000m³. En nuestro caso se va a utilizar el

sistema de manipulación basado en cargas unitarias, lo que significa manipular la carga con pallets.

El tipo de pallets que se va a utilizar es el pallet británico, cuyas dimensiones son: 1200mm x 1000mm; los volúmenes que pueden soportar este tipo de pallets son 2.28m^3 , pero para determinar el volumen que es realmente utilizado se debe tomar en consideración los siguientes factores:

- Distancia entre pallets, de manera que se permita una correcta movilización y circulación de aire.
- Distancia de los pallets respecto a las paredes y techo, según los sistemas de distribución de frío y evaporadores.

De las distancias antes mencionadas, se debe tener en consideración que se cumplan los siguientes parámetros:

- Distancia entre hileras: 10-15cm.
- Distancia entre la estiba pallets y las paredes laterales: 40cm.
- Distancia con la pared de fondo: 60-80cm.
- Distancia parte alta de los pallets con el techo: 1 metro.

Los cálculos deben realizarse sobre una base mínima de tarima de 5m^3 para los pallets británicos, de manera que se evite una pérdida considerable de volumen.

Para el tamaño de la cámara frigorífica, se seleccionará los datos obtenidos de la exportación de esta fruta, es decir, los datos mensuales serán transformados en datos de exportación diaria para determinar las dimensiones necesarias para almacenar los pallets, para realizar dicho cálculo se tomará en consideración aquel mes donde la exportación de la fruta fue mayor.

La altura interna de la cámara será de 3.5m, lo cual es suficiente para poder cubrir los 10 niveles de altura de las cajas de papaya incluyendo el pallet.

La longitud de la cámara estará restringida al alcance máximo del tiro forzado de los ventiladores del evaporador, generalmente de 15m o más (tomando en consideración que el evaporador de perfil medio BM de la Heatcraft tiene tiro de aire hasta de 20 metros). El ancho necesario para almacenar los 146 pallets y teniendo en cuenta los espacios para que pueda transitar el montacargas es de 15 metros.

Con lo cual la cámara frigorífica tendrá las siguientes dimensiones: 20 metros de largo, 15 metros de ancho y 3.5 metros de altura.

La construcción de la precámara no será costosa en relación con la cámara frigorífica. Para las paredes de la misma se pueden usar planchas de Isopanel, de manera que puedan mantener una temperatura promedio de 20°C, siendo esta la temperatura recomendada porque es 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.

2.3 Selección y cálculo del aislamiento.

Los aislantes son materiales destinados a disminuir la entrada de calor a través de las paredes de las cámaras frigoríficas. Estos materiales poseen en su interior bolsas de aire o fluido gaseoso diferente del aire, o espacios al vacío que retardan la transferencia de calor, pueden estar constituidos por partículas o fibras.

La selección del aislamiento térmico tiene mucha importancia en la operación de una planta frigorífica. Un buen aislamiento con su espesor

óptimo representará una economía en el costo operativo de la planta frigorífica.

Al momento de seleccionar un aislante térmico las propiedades o características que se consideran para seleccionar el más conveniente son:

- La conductividad térmica.
- La densidad.
- La resistencia mecánica.
- La permeabilidad a los gases y vapores.
- La absorción de humedad.
- La resistencia a temperaturas elevadas.
- La resistencia al fuego.

Al seleccionar el aislamiento se debe tomar en cuenta que no se produzca la autoignición, la cual puede tener lugar cuando fluye un combustible que tiene como material aislante un material fibroso. Todos los materiales no se comportan de igual manera en condiciones reales de fuego.

Al usar aislamientos en instalaciones frigoríficas así como en edificios, ya sea para calefacción o acondicionamiento de aire, es necesario el uso de barreras antivapor que resistan la difusión del vapor de agua. Para evitar la difusión del vapor de agua se debe utilizar las 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, lo cual provocaría la condensación del agua disminuyendo las características aislantes del material.

Aquellos materiales que son usados como barreras antivapor o como acabado, se han clasificado en tres grandes grupos, los cuales son:

- Recubrimientos: pinturas, 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 (planchas o tejido metálico): láminas de aluminio, planchas de acero con recubrimiento galvánico y polietileno.

TABLA 3

PROPIEDADES DE LOS AISLAMIENTOS

AISLAMIENTO	DENSIDAD (kg/m ³)	Conductividad a 0°C (Kcal/m ² h°C)	Permeabilidad	Combustibilidad	Resistencia a la compresión (Kg/m)
Corcho	150 – 200	0.035	Alta	Medianamente 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	Incombustible	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 el poliuretano, mientras que la barrera antivapor el material que se utiliza es el aluminio; para el caso del piso hay que considerar si debe o no aislarse. Los materiales que fueron mencionados para la construcción de la cámara de conservación, se seleccionaron basándose en propiedades térmicas (que se detallan en la siguiente tabla), se tomó en cuenta también la situación económica y la forma en que se comercializan en el mercado nacional.

TABLA 4

MATERIALES A SER USADOS EN LA CÁMARA

MATERIAL	ESPESOR (mm)	CONDUCTIVIDAD (Wm/m ² K°) ³	CONDUCTIVIDAD (Kcalm/m ² h°C)
Poliuretano inyectado	e _x	0.0268	0.02305
Lámina de aluminio	0.5	0.0433	0.03725
Plancha de acero galvanizado	1.5	45.357	39

2.3.1 Espesor del aislamiento de las paredes.

Existen ciertos métodos que me permiten determinar el espesor económico de los aislantes, los cuales hacen intervenir en el precio del aislamiento, el costo de la energía, la recuperación de la inversión. Es aceptable considerar valores de coeficientes de transmisión de calor que han sido elaborados tomando en cuenta el punto de vista económico y que concuerdan con datos obtenidos a lo largo de la experiencia.

Una manera general de determinar el espesor del aislamiento es tomar en cuenta que este es tolerable cuando la cantidad de calor

³ Para convertir de BTU ft/h ft² °F a Kcal m/ m² h °C multiplíquese por 1.49

que atraviesa una pared es aproximadamente igual a 8 ó 10Kcal (o frigorías) por metro cuadrado de superficie y por hora según la diferencia de temperatura Δt entre los dos medios separados por la pared.

Existe una relación lineal entre k y Δt (aproximadamente), como se puede observar en la siguiente tabla:

TABLA 5

COEFICIENTES GLOBALES DE TRANSMISIÓN DE CALOR

Δt (°C)	60° y más	50°	40°	30°	20°	10°
K (Kcal/m²h°C)	0.15	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40
K (W/m²K°)	0.17	0.23	0.29	0.35	0.41	0.47

Los datos de la temperatura ambiental de bulbo seco, bulbo húmedo y humedad relativa de la ciudad de Guayaquil, que es el sitio donde va a funcionar nuestra cámara de refrigeración, han sido obtenidos del INAMHI, siendo los siguientes:

TABLA 6
TEMPERATURA CIUDAD DE GUAYAQUIL

	MÍNIMA	MÁXIMA	PROMEDIO
Temp. Bulbo seco (°C)	24.7	34.0	30.1
Temp. Bulbo húmedo (°C)	22.5	30.7	27.2
Humedad relativa (%)	98	50	81

Para efectos de cálculo y poder asegurar las condiciones de diseño seleccionamos como temperatura de diseño 34°C. La temperatura de conservación prolongada de la papaya es 8 a 12°C (46.4 a 57.2°F) que es el rango de temperatura recomendada para el almacenamiento en cámaras frigoríficas.

En la siguiente tabla se resumen los resultados referentes a las paredes de las cámaras:

TABLA 7

TEMPERATURA DE LAS PAREDES

TEMPERATURA	°C	°F
Temperatura del medio exterior	34	93.2
Temperatura superficie exterior de las paredes	34	93.2
Temperatura superficie interior de las paredes	10	57.2
Temperatura de conservación	10	57.2

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

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

$$\Delta t = 34^{\circ}C - 10^{\circ}C$$

$$\Delta t = 24^{\circ}C$$

Interpolando de la tabla, se obtiene el coeficiente global de transferencia de calor, el cual es $0.33 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^{\circ}C$ ($0.38379 \text{ W/m}^2\text{K}^{\circ}$). Como se ha hallado el valor de U se puede calcular el espesor e_x del aislante:

El coeficiente K puede ser calculado mediante la ecuación:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} + \sum \frac{e_x}{k}}$$

Donde:

h_i : coeficiente de convección interior de la cámara.

h_e : coeficiente de convección exterior de la cámara.

e_x : espesor de los materiales aislantes y barrera antivapor.

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

U : coeficiente global de transmisión de calor.

Los valores de los coeficientes de convección⁴ se pueden obtener usando la tabla de conductancias y resistencias para el aire.

⁴ Para convertir (conductancia o convección) de BTU/h ft² °F a Kcal/m² h °C multiplíquese por 4.88; para convertir Kcal/m² h °C a W/m² K multiplíquese por 1.163

TABLA 8

CONDUCTANCIA (COEFICIENTE DE PELÍCULA) Y

RESISTENCIAS DE SUPERFICIES PARA EL AIRE

POSICIÓN DE LA SUPERFICIE	DIRECCIÓN FLUJO DE CALOR	NO REFLECTORA, $\epsilon=0.90$			
		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 movimiento cualquier posición:					
Viento 24km/h (invierno)	Cualquiera	6.00	34.07	0.17	0.029
Viento 12km/h (verano)	Cualquiera	4.00	22.71	0.25	0.044

NOTA:

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 anterior:

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

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

Utilizando estos valores en la ecuación del coeficiente global de transmisión de calor, se obtiene lo siguiente:

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

Despejando la incógnita e_x se obtiene:

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

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

Con el resultado obtenido se puede concluir que se debe seleccionar un aislamiento que tenga como mínimo 65 mm de espesor. El espesor total de la pared deberá ser de:

$$E.T.P. = 65 + 0.5 + 0.5$$

$$\mathbf{E.T.P. = 66 \text{ mm}}$$

Debido a que en el mercado el espesor de las planchas está determinado en pulgadas y la medida a la que más se acerca el espesor total de la pared será la plancha con dimensión inmediatamente superior, que es la de 76.2 mm (3 pulgadas), por

lo cual se puede decir que la cámara va a trabajar con 76.2 mm de poliuretano inyectado y planchas de aluminio como barrera antivapor.

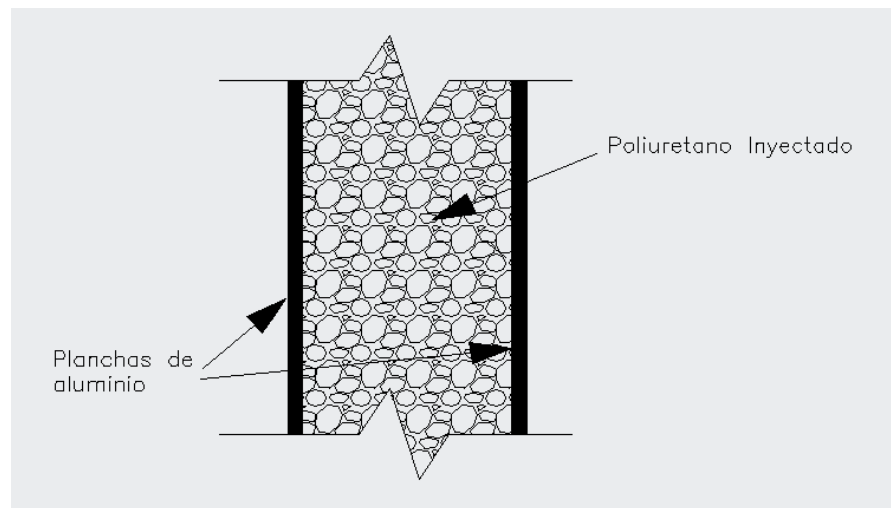


FIGURA 2. 1 ESQUEMA DEL AISLAMIENTO DE PARED

2.3.2 Espesor del techo y de la puerta.

Para seleccionar el espesor del aislamiento del techo se usan los mismos criterios que fueron utilizados para calcular el espesor del aislamiento de las paredes; siendo la diferencia de temperatura entre el lado externo e interno de la pared la siguiente:

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

$$\Delta t = 34^{\circ}C - 10^{\circ}C$$

$$\Delta t = 24^{\circ}C$$

Se debe interpolar en la tabla para obtener el coeficiente global de transferencia de calor, el cual es de $0.33 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^{\circ}C$. Los coeficientes de convección para el interior y el exterior de la cámara son:

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

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

Al remplazar estos valores en la ecuación del coeficiente global de transmisión de calor, se obtiene lo siguiente:

$$0.33 = \frac{1}{\frac{1}{5.27} + \frac{1}{19.52} + \frac{e_x}{0.02305} + \frac{0.0005}{0.03725} + \frac{0.0005}{0.03725}}$$

Despejando la incógnita e_x se obtiene:

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

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

El espesor en el techo de la cámara deberá ser igual al obtenido en las paredes de la misma, es decir de 76.2mm, porque hay que tomar en consideración el hecho de que es más conveniente, desde todo punto de vista, tener el mismo espesor alrededor de toda la cámara, por lo que el techo y las puertas tendrán un espesor de 76.2mm o 3 pulgadas.

2.3.3 Espesor del aislamiento del piso.

Para poder considerar si el piso debe o no estar aislado, se deben considerar ciertas consideraciones técnicas, entre las cuales se pueden mencionar:

- La carga estática debido al peso de la estructura y de la carga a refrigerar.
- La carga dinámica concentrada debido al montacargas.
- Considerar el fenómeno de capilaridad.
- La temperatura de operación de la cámara influirá en el riesgo de congelación del suelo, lo que podría causar la destrucción del piso de la cámara frigorífica.

Si se tiene en consideración la temperatura de operación de la cámara se podrá simplificar la selección de los materiales y el espesor para el piso de la cámara. Para poder eliminar el problema de capilaridad, en la base del terreno se colocará una capa de piedras secas y sobre las mismas se aplicará una capa de brea que funcionará como barrera antivapor. Al considerar la carga dinámica que es provocada por el montacarga, está vinculado directamente al espesor y tipo de construcción, aunque para estas aplicaciones es de 5 toneladas.

2.4 Cálculo de la carga de refrigeración.

Para establecer el sistema de refrigeración se debe realizar un cálculo preciso de la carga de refrigeración; de realizarse un mal cálculo se verá afectado la totalidad del proyecto. Al momento de determinar la carga de enfriamiento se debe considerar las fuentes de calor que influyen en la misma, como lo son:

- 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.

2.4.1 Aportes caloríficos internos.

Para poder determinar la cantidad de calor que es necesario remover de un producto que es colocado en una cámara de refrigeración a mayor temperatura que la de almacenamiento, se debe conocer totalmente el estado del producto desde que ingresa hasta su estado final, su peso, su calor específico sobre y bajo la temperatura de congelación, la temperatura de congelación y su calor latente. Cuando un producto se enfría desde un estado y temperatura hasta otro estado y temperatura, las ecuaciones a utilizar son las siguientes:

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

$$Q = m \times c \times (t_1 - t_2)$$

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

$$Q = m \times c \times (t_1 - t_f)$$

Calor latente del producto:

$$Q = m \times h_{if}$$

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

$$Q = m \times c_i \times (t_f - t_3)$$

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 más 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.

t_3 = temperatura final bajo congelamiento, °C.

El cálculo estará basado en un promedio de 60000Kg. en las condiciones de almacenamiento establecidas. Las propiedades termodinámicas de la papaya Sunrise Solo fueron indicadas anteriormente. Para la papaya Sunrise Solo se utilizan cajas de cartón corrugado plancha de fibra de una pieza, la cual tiene las siguientes propiedades termofísicas:

TABLA 9

PROPIEDADES TERMOFÍSICAS DEL CARTÓN CORRUGADO

Densidad	P	930 Kg/m ³
Conductividad térmica	K	0.055 Kcal/h.m.°C ó 0.016 W/m.°K
Calor específico	C _p	1340 J/Kg.°K ó 0.32012 Kcal/kg.°C

La masa de una caja de cartón es de 1.055Kg (largo 40cm, ancho 30cm, alto 19.5cm). La temperatura a la cual ingresan las cajas

con el producto es de 34°C y deberá llegar a los 10°C, por lo que la carga del producto será de:

$$\begin{aligned} \text{Producto: } & 0.91 \text{ Kcal/Kg.}^\circ\text{C} \times 60000 \text{ Kg} \times 24^\circ\text{C} \\ & = \mathbf{13104000 \text{ Kcal (24 horas)}} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Embalaje: } & 14635 \times 0.32012 \text{ Kcal/Kg.}^\circ\text{C} \times 1.055 \text{ Kg} \times 24^\circ\text{C} \\ & = \mathbf{118623.1 \text{ Kcal (24 horas)}} \end{aligned}$$

Los pallets son construidos en madera de pino amarillo y según las normas tienen una dimensión de 100 x 120cm y tiene una altura de 14.5cm, cada uno de ellos tiene una masa aproximada de 30Kg, por lo tanto para los 146 pallets tenemos:

$$\begin{aligned} \text{Pallets: } & 146 \times 0.67010 \text{ Kcal/Kg.}^\circ\text{C} \times 30 \text{ Kg} \times 24^\circ\text{C} \\ & = \mathbf{70440.91 \text{ Kcal (24 horas)}} \end{aligned}$$

Luego de calcular la carga del producto tenemos que encontrar la carga equivalente en 24 horas, aunque es cierto que se diseña el equipo de refrigeración para trabajar continuamente y sin daño, pero debido a que se hay que realizar el mantenimiento adecuado no es posible asegurara que se va a dar una producción frigorífica durante 24 horas.

Se puede considerar que el periodo de la cámara esté relacionado al desescarchado, representándose así:

TABLA 10

TIEMPO DE OPERACIÓN DE EQUIPO

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

Obtenido de ASHRAE Handbook of Fundamentals.

Cuando el desescarchado es recomendado, otra clasificación recomendada es:

TABLA 11

TIEMPO DE OPERACIÓN SEGÚN TEMPERATURA DE CÁMARA.

Para temperaturas (cámara) sobre la Temp. De congelación	18-20 horas
Para temperaturas (cámara) bajo cero	16 horas
Para temperaturas (cámara) intermedias	14-16 horas

Con esta información se puede considerar:

- Cámaras comerciales: 14 a 16 horas.
- Cámaras industriales: 18 a 20 horas.

Debido a que la cámara es de tipo industrial, se va a considerar un tiempo de trabajo de 20 horas. La carga debida al producto, al embalaje y a los pallets es igual a:

$$\frac{13104000 + 118623.1 + 70440.91}{20 \text{ horas}} \text{Kcal/h} = 664653.2 \text{Kcal/h}$$

Con lo cual se conoce que el equipo funcionará durante 20 horas y se ha tomado en consideración todos los calores generados dentro de la cámara.

2.4.2 Aportes caloríficos externos.

- Aporte calorífico debido a las paredes, piso y tumbado:

Del material con el que son construidas las paredes depende la ganancia de calor que tengan, así como la conductividad térmica, el tipo de aislamiento, el espesor del aislamiento, la construcción,

el área de la pared exterior y la diferencia de temperatura entre el espacio refrigerado y la temperatura ambiente.

Para conocer el aporte calorífico se debe determinar primero el coeficiente global de transferencia de calor U, utilizando la ecuación antes detallada, para lo cual se deben utilizar los coeficientes de convección y los espesores determinados, obteniéndose:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{7.12} + \frac{1}{19.52} + \frac{0.0762}{0.02305} + \frac{0.0005}{0.03725} + \frac{0.0005}{0.03725}}$$

$$U = 0.28374 \text{ Kcal}/\text{m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

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

El aporte calorífico a través de las paredes está dado por la siguiente ecuación:

$$Q = U A \Delta t$$

Donde:

Q = aporte calorífico, Kcal / h.

A = superficie de transferencia exterior, m^2 .

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

Esta diferencia de temperatura está influenciada por los siguientes factores:

- La intensidad de la radiación solar,
- La orientación de las paredes respecto al sol,
- Del estado del cielo: nublado o despejado,
- Duración de la insolación.

Cada pared tiene su consideración particular, las cuales se mencionan a continuación:

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

$15^{\circ}C$ para los techados

10°C para las paredes expuestas al Oeste

5°C para las paredes expuestas al Sur y al Este.

Se elaboró una tabla en la cual se indican las temperaturas según su orientación:

TABLA 12

TEMPERATURAS SEGÚN ORIENTACIÓN

ORIENTACIÓN	TEMPERATURA PROYECTADA °C	TEMPERATURA CÁMARA °C	DIFERENCIA TEMPERATURA °C
Tumbado	48	10	38
Pared norte	33	10	23
Pared sur	38	10	28
Pared este	38	10	28
Pared oeste	43	10	33
Piso	33	10	23

Para la temperatura del piso se recomienda incrementar entre 3 y 6°C (5 y 10°F) según la guía de calefacción, ventilación y aire acondicionado.

Las dimensiones de la cámara fueron antes determinadas, con lo cual se puede definir lo siguiente:

Tumbado	20 x 15m
Piso	20 x 15m
Pared Norte	3.5 x 15m
Pared Sur	3.5 x 15m
Pared Este	3.5 x 20m
Pared Oeste	3.5 x 20m

Usando esta información se determinó el aporte calorífico a través de las paredes:

Tumbado:	$0.28374 \times 300 \times 38 = 3234.64\text{Kcal/h}$
Pared Norte:	$0.28374 \times 52.5 \times 23 = 342.62\text{Kcal/h}$
Pared Sur:	$0.28374 \times 52.5 \times 28 = 417.1\text{Kcal/h}$
Pared Este:	$0.28374 \times 70 \times 28 = 556.13\text{Kcal/h}$
Pared Oeste:	$0.28374 \times 70 \times 33 = 655.44\text{Kcal/h}$

Para determinar la ganancia de calor debido al piso, se debe justificar si es necesario aislarlo o no; para lo cual se realiza un balance entre el costo del aislamiento para el piso y la potencia adicional en el equipo requerido si no se contara con aislamiento, con lo que se puede decir que el aumento de las entradas de calor por el suelo no es generalmente suficiente para requerir una modificación sensible del equipo frigorífico.

Existen tres formas con las que se puede construir el piso de la cámara, se puede mencionar:

- (1) Utilizar hormigón armado que posea 300mm de espesor, lo cual me generará una ganancia de calor descrita a continuación:

$$Q = \frac{k}{e} S \Delta t$$

$$Q = \frac{1.3 \times 300 \times 24}{0.3}$$

$$Q = 31200 \text{ Kcal/h}$$

- (2) Bloques de cemento hueco (100mm de espesor) con una capa de asfalto de 10mm y dos capas de 10mm de espesor

de mortero de cemento: por tanto el coeficiente se lo halla usando la ecuación antes descrita, obteniéndose:

$$U = \frac{1}{\frac{0.1}{0.4} + \frac{0.01}{0.7} + \frac{0.01}{1.7} + \frac{0.01}{1.7} + \frac{1}{7.96}}$$

$$U = 2.49 \text{ Kcal}/\text{m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

Donde:

$$Q = 2.49 \times 300 \times 24$$

$$Q = 17928 \text{ Kcal}/\text{h}$$

Para este arreglo, se debe utilizar una malla con vigas de acero; en el cálculo anterior no se lo incluyó puesto que no hay ningún aporte térmico con el exterior.

(3) La última opción es la de colocar sobre el piso una cimentación de hormigón, el cual es un aislamiento con elevada resistencia a la compresión y sobre ésta una losa de rodadura. Si se toma en consideración el hecho que el aislamiento por sí representa una cantidad considerable,

teniendo en cuenta que un aislamiento con baja resistencia cuesta \$35 dólares/m² y en el área de la cámara que es de 300m² el valor representaría \$10500 dólares, pero debido a que se necesita de un aislamiento de alta resistencia el valor necesitado sería mucho mayor al obtenido.

De las formas mencionadas respecto a como se construirá el piso, la más adecuada es la segunda, por lo que el total de la carga calorífica provocada por las paredes, el tumbado y el piso es de 23133.93Kcal/h.

- 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 que en ellas se encuentran, ya sean vegetales o animales. La presencia del personal en el interior de las cámaras, ciertas reacciones químicas empobrecen el aire.

Para contrarrestar los efectos que se pueden derivar de la variación de la composición química del aire (el cual es vehículo de humedad, polvo, olores y gérmenes microbianos), como es la disminución de la vida útil del producto almacenado; es necesario renovarlo y remplazarlo por aire fresco. En las cámaras de

refrigeración una gran parte de la renovación de aire proviene del movimiento de las puertas de acceso.

La carga calorífica por renovación de aire es calculada por la siguiente ecuación, la cual muestra que la renovación depende tanto de las condiciones ambientales exteriores e interiores de la cámara, es decir la temperatura y la humedad relativa:

$$Q = N \times \frac{V}{v_a} \times (h_a - h_f)$$

Donde:

N = número de renovaciones por día.

V = volumen interior de la cámara, m³.

V_a = volumen específico del aire en condiciones ambientales exterior, m³/kg.

h_a = entalpía del aire en condiciones ambientales exterior, Kcal/kg.

h_i = entalpía del aire en condiciones interiores de la cámara, Kcal/kg.

Para determinar las propiedades físicas del aire se hace uso del diagrama psicrométrico y se usan los datos de las temperaturas antes descritas respecto a la temperatura exterior de la cámara⁵ y la temperatura interior.

$$V = 960\text{m}^3.$$

$$V_a = 0.865\text{m}^3/\text{kg}.$$

$$h_a = 17\text{Kcal}/\text{kg}.$$

$$h_i = 6.3\text{Kcal}/\text{kg}.$$

$$N = 1$$

$$Q = 1 \times \frac{960 \text{ m}^3}{0.865 \text{ m}^3/\text{kg}} \times (17 \text{ Kcal}/\text{kg} - 6.3 \text{ Kcal}/\text{kg})$$

$$\mathbf{Q = 11875.15 \text{ Kcal (24 horas)}}$$

Debido a que la carga equivalente a un día es de 20 horas de operación en una cámara industrial, se tiene lo siguiente:

$$Q = \frac{11875.15 \text{ Kcal}}{20} / \text{h}$$

$$\mathbf{Q = 593.76 \text{ Kcal}/\text{h}}$$

⁵ Por regla general se admite que las cámaras sean renovadas una vez cada 24 horas, el volumen de aire a considerar es el de las cámaras vacías.

- Aporte calorífico de los equipos eléctricos y de las personas.

Para determinar el aporte a la carga de enfriamiento, primero se debe conocer cuántos focos, motores y otros equipos eléctricos se tiene; pero se puede tener un valor aproximado si estimamos entre el 10, 15 y 20% del total de los aportes calculados dependiendo la importancia del servicio.

Luego de determinar las características de los ventiladores y de establecer la cantidad de focos o lámparas se puede hacer uso de las siguientes relaciones:

$$Q_m = \sum 860 \times P \times t'$$

$$Q_f = 860 \times W \times t'$$

Donde:

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

P = potencia unitaria de los motores, KW.

t' = número de horas de funcionamiento.

La permanencia del personal en el interior de la cámara por manipulación es un valor a considerar de suma importancia, puesto que el cuerpo humano desprende calor por radiación, convección, conductibilidad y por evaporación de líquidos segregados por las glándulas sudoríparas. El 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; considerándose como admisible un promedio que va de 150 a 200Kcal/h, los aportes realizados por las personas se representan como:

$$Q_p = N \times C \times t'$$

Donde:

N = número de personas.

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

t' = número de horas de funcionamiento.

Para el aporte correspondiente a todos los parámetros anteriormente calculados, se obtiene lo siguiente:

$$\begin{aligned} Q &= 0.10 \times (23133.93 + 664653.2 + 593.76) \text{ Kcal/h} \\ &= \mathbf{68838.09 \text{ Kcal/h}} \end{aligned}$$

2.4.3 Cálculo de los aportes caloríficos totales.

La carga total que necesita nuestro equipo frigorífico es de:

$$Q_T = (688380.9 + 68838.09) \text{ Kcal/h} = 757218.99 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_T = 880.48 \text{ KW}$$

$$Q_T = 3004322.47 \text{ BTU/h}$$

CAPÍTULO 3

3. SELECCIÓN DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN, DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN Y DEL REFRIGERANTE.

3.1 REFRIGERANTES.

3.1.1 Introducción.

Existe una cantidad grande de refrigerantes actualmente utilizados en aplicaciones comerciales e industriales. Cada refrigerante tiene propiedades que difieren de otros, tales como: puntos de ebullición, calor específico, calor latente, densidad y otros factores que afectan la habilidad del refrigerante para transferir el calor.

El mantenimiento efectivo de cualquier sistema de refrigeración mecánica, depende grandemente de la comprensión que se tenga de las propiedades del refrigerante.

La dificultad para resolver un problema, se torna más fácil, cuando se sabe cómo reacciona el refrigerante a los cambios de

temperatura y de presión. El comportamiento del refrigerante frecuentemente es la clave para detectar el origen del problema

Un refrigerante es cualquier cuerpo o sustancia que actúe como agente de enfriamiento, absorbiendo o entregando calor de otro cuerpo o sustancia. Desde el punto de vista de la refrigeración mecánica por evaporación de un líquido y la compresión de vapor, se puede definir al refrigerante como el medio para transportar calor desde donde lo absorbe por ebullición, a baja temperatura y presión, hasta donde lo rechaza al condensarse a alta temperatura y presión.

Los refrigerantes son los fluidos vitales en cualquier sistema de refrigeración mecánica. Cualquier sustancia que cambie de líquido a vapor y viceversa, puede funcionar como refrigerante, y dependiendo del rango de presiones y temperaturas a que haga estos cambios, va a tener una aplicación útil comercialmente.

Existe un número muy grande de fluidos refrigerantes fácilmente licuables; sin embargo, sólo unos cuantos son utilizados en la actualidad. Algunos se utilizaron mucho en el pasado, pero se eliminaron al incursionar otros con ciertas ventajas y características

que los hacen más apropiados. Recientemente, se decidió discontinuar algunos de esos refrigerantes antes del año 2000, tales como el R-11, R-12, R-113, R-115, etc., debido al deterioro que causan a la capa de ozono en la estratósfera.

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

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

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

3.1.2 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 al absorber calor y se condensan fácilmente cuando ceden su calor latente al medio ambiente. Estos refrigerantes son usados en sistemas de refrigeración directa.

Los refrigerantes primarios usados en refrigeración doméstica y comercial son:

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

- **Refrigerantes secundarios**, son aquellos refrigerantes que han sido enfriados por algún refrigerante primario para luego enfriar o absorber calor de una sustancia o cuerpo. Estos refrigerantes son usados en sistemas de refrigeración indirecta y se caracterizan por tener bajo punto de congelación y bajo punto eutéctico⁶.

3.1.3 Características de 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 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°C no crea problemas.

⁶ *Eutéctico*: Se denomina a la mezcla de sustancias en proporciones tales que tienen un punto de fusión más bajo que el que poseen dichas sustancias por separado y que una mezcla con cualquier otra proporción de las mismas.

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.

R 134a.-

Es una alternativa al refrigerante R 12. Pertenece al grupo de los HCF, al no tener cloro no es miscible con los aceites minerales, pero si es compatible con aceites sintéticos como el poliéster. Se evapora a -26.4°C a presión atmosférica, pero se prevé su utilización en instalaciones frigoríficas que no tengan una temperatura inferior a -15°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.

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, por lo cual agrava más el efecto invernadero.

R 717.-

Este fluido frigorífero 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 (H₂O), designado por el código R 718, el dióxido de carbono (CO₂) 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. 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 COP en la generación de la energía primaria es una de las más reducidas en comparación con otros fluidos frigoríferos.

3.1.4 Criterios de selección de refrigerantes primarios.

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

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.

- 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 su costo-.

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.

- 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.

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".

Características de impacto ambiental

Entre los principales factores a considerar tenemos:

- Reducción del ozono (Ozone Depletion Potential).
- Calentamiento global (Global Warming Potential).

Respecto al primero hemos dado a conocer algunas alternativas y se ha profundizado en cada uno de ellos; mientras el segundo factor corresponde a considerar aquellos efectos directos e indirectos que se derivan del uso del refrigerante a seleccionar.

El efecto considerado directo tiene que ver con el impacto sobre el efecto invernadero causado por las fugas del sistema de refrigeración; para poder minimizar el efecto indirecto, que es causado por la liberación de CO₂ en la generación de la energía consumida por el equipo, para lo cual se debe diseñar un sistema eficiente y de esta manera poder disminuir el consumo de energía.

El diseñar sistemas que sean más eficientes implica la posibilidad de utilizar refrigerantes secundarios, el empleo de evaporadores inundados o de expansión directa, los posibles beneficios de usar sistemas de varias etapas, 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 y así obtener una fuente térmica. A continuación veamos las propiedades de los refrigerantes más usados:

TABLA 13

REFRIGERANTES PRIMARIOS USADOS EN INSTALACIONES FRIGORÍFICAS.

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

3.1.5 Selección del refrigerante primario.

Del conjunto de propiedades analizadas se debe buscar un equilibrio al seleccionar un refrigerante; a más de las propiedades termodinámicas, físicas, químicas, medioambientales y fisiológicas, hay que tomar en consideración otros factores.

Se procedió a evaluar las propiedades de los refrigerantes que para efectos de selección se considera tres características fundamentales, además de aquellas que ya fueron mencionadas, siendo estas:

- Presión de vapor.
- Temperatura y presión crítica.

Para tener una mejor apreciación se elaboró una matriz de decisión para así poder seleccionar el refrigerante, entre los candidatos tenemos: R 134a, R 600A y amoníaco (NH_3). Se preseleccionaron estos refrigerantes debido a que contemplan las propiedades termodinámicas, físicas, químicas, medioambientales y de aplicación (refrigeración comercial).

**TABLA 14. MATRIZ DE SELECCIÓN DEL REFRIGERANTE
EVALUANDO CADA PARÁMETRO SOBRE 10 PUNTOS**

	R 134a	R 600A	NH ₃
Punto de ebullición (P.E.)	8	4	10
Temperatura crítica	8	-	10
Presión crítica	4	3	10
Masa molecular	10	6	2
Acción sobre productos perecederos	7	8	0
Impacto ambiental	8	7	5
Precio	8	9	10
Total	53	37	47

Mediante la matriz se pudo apreciar que el puntaje más alto fue obtenido por el refrigerante ecológico R 134a, de manera que cuando se haga referencia al refrigerante se mencionarán las propiedades de este fluido frigorífico.

3.2 Sistema de refrigeración.

3.2.1 Tipos de sistema de refrigeración.

Los sistemas de refrigeración se clasifican de acuerdo al tipo de fluido frigorífico que se esté utilizando; de manera que aquellos sistemas que utilizan refrigerantes primarios son los Sistemas de refrigeración Directa o de Expansión Directa, mientras que los que utilizan refrigerantes secundarios son conocidos como Sistemas de refrigeración Indirecta.

Además de esta clasificación, se la clasifica también por la naturaleza del fluido, según la cual pueden ser clasificados como sistemas de gas y sistemas de vapor.

3.2.2 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.

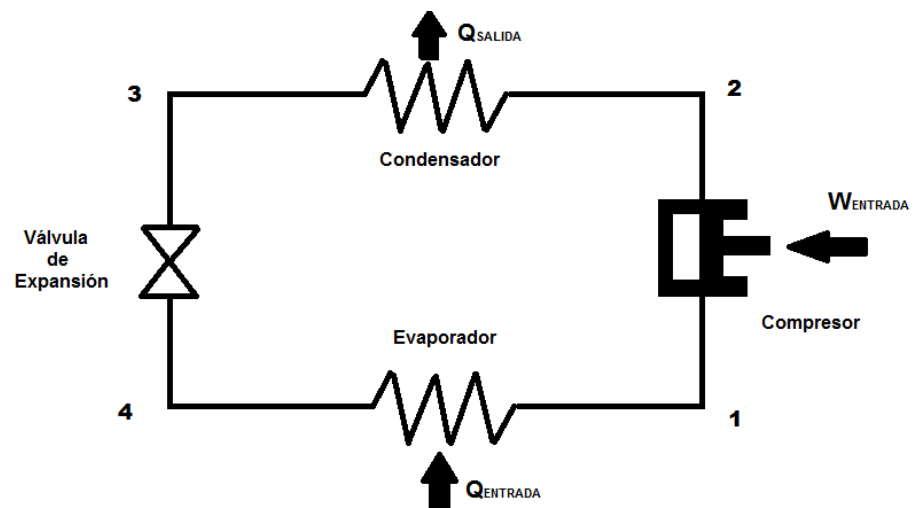


FIGURA 3. 1 CICLO BÁSICO DE REFRIGERACIÓN

En la gráfica se muestra un ciclo de refrigeración básico de una sola etapa. En los sistemas 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 p-h), en el cual la escala de presión es logarítmico. Es muy conveniente su uso 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 procesos del evaporador y condensador, el calor transferido es proporcional a la longitud de la trayectoria del proceso.

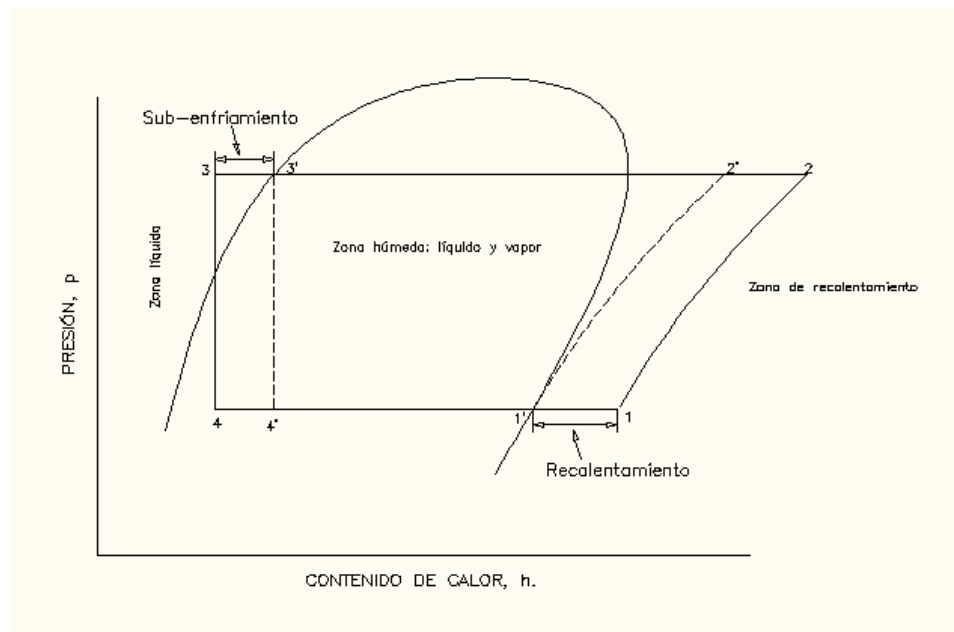


FIGURA 3. 2. DIAGRAMA P-H

En la figura anterior se observa el diagrama p-h del ciclo básico de refrigeración de la figura anteriormente mostrada, los puntos correspondientes a los diferentes estados representan por ejemplo el trayecto 1'-2'-3'-4'-1', el cual representa 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) que está representado en el diagrama p-h, nos muestra 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, en el cual para una temperatura de condensación dada la capacidad frigorífica se incrementa cuando el refrigerante a la salida del condensador es enfriado antes que alcance la válvula de expansión.

Recalentamiento a la aspiración, aquí los vapores que salen del evaporador son recalentados en algunos grados –lo que se conoce como grados de recalentamiento el incremento de temperatura que tiene el vapor saturado, que en la figura va 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 con lo cual hay menos riesgo de daño al compresor a causa de un golpe de líquido.

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

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

3.2.2.1 Selección del sistema de refrigeración.

El sistema de refrigeración a utilizar será del de refrigeración directa o de expansión directa, debido a que la temperatura de operación de la cámara es de +10°C por lo que la

diferencia de temperatura no es muy elevada y consecuentemente la razón de compresión no lo será; además de esto los costos de instalación serán más económicos y sencillos que el de un sistema de refrigeración indirecta.

3.3 Determinación de las temperaturas de condensación y evaporación del refrigerante seleccionado.

La temperatura de evaporación y de condensación depende del tipo de equipo a utilizar. En la práctica se ha generalizado el uso de condensadores enfriados por aire, especialmente si no se tiene disponible agua en cantidad suficiente.

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 se tienden a presentar incrustaciones de manera rápida, por lo que es necesario se realice un tratamiento de agua (eliminación de sales de calcio), además que está presente el problema de la corrosión.

Un condensador enfriado por aire ocupará más volumen que uno enfriado por agua o evaporativo si se tiene una misma potencia frigorífica; la temperatura de condensación es generalmente mayor que en los condensadores evaporativo y enfriado por agua. El costo del mantenimiento será menor debido a que no se necesita realizar tratamiento de agua.

Se suele adoptar una diferencia de temperatura entre 10 a 15°C (entre la temperatura promedio del aire y la temperatura de condensación del refrigerante) para condensadores enfriados por aire. Se suele usar la siguiente ecuación para tener un dato adecuado:

$$T_{\text{condensación}} = T_{\text{aire, bulbo seco}} + \Delta T$$

Donde:

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

$T_{\text{aire, bulbo seco}}$ = temperatura del medio (aire), 34°C.

ΔT = incremento recomendado de temperatura, 12°C.

Por lo que la temperatura de condensación del refrigerante será de:

$$T_{\text{condensación}} = 34 \text{ °C} + 12 \text{ °C}$$

$$T_{\text{condensación}} = 46 \text{ °C}$$

Para determinar la temperatura de evaporación del fluido frigorífico hay que tomar en cuenta las condiciones de humedad relativa del local a enfriar y del producto a enfriar (conservar). También es de importancia considerar la configuración de los tubos del evaporador; de acuerdo a experiencia los valores de diferencia de temperatura podría variar en la forma como se detalla en la siguiente tabla:

TABLA 15

DIFERENCIA DE TEMPERATURA Vs. HUMEDAD RELATIVA

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 de la papaya Sunrise Solo: 10°C y 85% de humedad relativa, para un evaporador de tubos con aletas se tomará la diferencia de temperatura de 8°C, se prefieren tubos con aletas debido a que el problema del desescarchado no es un inconveniente cuando se tienen temperaturas positivas.

La temperatura de evaporación del refrigerante estará determinada por:

$$T_{\text{evaporación}} = T_{\text{almacenamiento}} - \Delta T$$

Donde:

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

$T_{\text{almacenamiento}}$ = temperatura del interior de la cámara, 10°C.

ΔT = diferencia de temperatura recomendado, 6°C.

$$T_{\text{evaporación}} = 10\text{ °C} - 6\text{ °C}$$

$$T_{\text{evaporación}} = 4\text{ °C}$$

3.4 Selección del ciclo de refrigeración a compresión.

Se establecerá el número de etapas del sistema para poder trazar el ciclo de refrigeración. Anteriormente se determinaron las temperaturas de evaporación y condensación respectivamente, se usará una tabla Presión vs. Temperatura, para obtener las presiones de evaporación y condensación.

TABLA 16

PRESIÓN Vs. TEMPERATURA

T (°C)	R134a P (psig)
-30	50.05
-25	0.71
-20	4.51
-15	9.03
-10	14.3
-5	20.5
0	27.7
5	35.9
10	45.4
15	56.1
20	68.2
25	81.8
30	97.1
35	114
40	133
45	154

Debido a que las temperaturas de condensación y evaporación obtenidas no se encuentran directamente en la tabla, se debió interpolar y extrapolar para obtener las presiones deseadas, siendo las presiones obtenidas:

$$P_{\text{condensación}} = 157.42 \text{ psig} = 1085.39 \text{ KN/m}^2 \text{ (KPa)}$$

$$P_{\text{evaporación}} = 34.26 \text{ psig} = 236.21 \text{ KN/m}^2 \text{ (KPa)}$$

Luego se determina la relación de compresión, usando la siguiente ecuación:

$$r = \frac{P_{\text{condensación}}}{P_{\text{evaporación}}}$$

Donde:

r = relación de compresión.

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

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

Usando los datos obtenidos tenemos:

$$r = \frac{1085.39 + 14.7}{236.21 + 14.7}$$

$$r = 4.38$$

Como la relación de compresión es menor a 10, el sistema de refrigeración será de una etapa.

3.5 Trazado del ciclo de refrigeración.

Para trazar el ciclo se tuvo presente 4 puntos en el mismo:

PUNTO 1.-

Es el punto de partida del ciclo, se da el inicio de la compresión, entrada de vapor al compresor, se debe considerar ciertos grados de recalentamiento⁷ (ΔT_o) que generalmente va de 5 a 10°C sobre la temperatura de vapor saturado, usualmente es de 5°C. Este punto tendrá las siguientes propiedades:

$$T_1 = 9^\circ\text{C} (48.2^\circ\text{F})$$

$$P_1 = 0.4019\text{Mpa} (58.29\text{psia})$$

$$h_1 = 255.74\text{KJ/kg}$$

$$v_1 = 0.051203\text{m}^3/\text{kg}$$

$$s_1 = 0.92744\text{KJ/kg.K}$$

⁷ Los grados de recalentamiento es el ΔT_o que se adiciona a la temperatura de saturación a la presión de evaporación.

PUNTO 2.-

Es el final de la compresión del refrigerante, se asume que la compresión es isentrópica e intercepta la línea de presión de condensación (presión de descarga), por lo que este punto tiene las siguientes propiedades:

$$T_2 = 50^{\circ}\text{C} (122^{\circ}\text{F})$$

$$P_2 = 1.09\text{Mpa} (158.09\text{psia})$$

$$h_2 = 280.981\text{KJ/kg}$$

$$v_2 = 0.0197638\text{m}^3/\text{kg}$$

$$s_2 = 0.94003\text{KJ/kg.K}$$

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. El punto 3 tiene un subenfriamiento de 5°C , este valor suele fluctuar entre 5 y 10°C ; se aprovecha el frigorígeno frío que sale del evaporador en el subenfriador, debido a que el equipo se encuentra

dotado de un intercambiador subenfriador entre las líneas de salida del condensador y el evaporador. Las propiedades en este punto son:

$$T_3 = 46 - 5^\circ\text{C} = 41^\circ\text{C}$$

$$P_3 = 1.09\text{Mpa} (158.09 \text{ psia})$$

$$h_3 = 109.751\text{KJ/kg}$$

$$v_3 = 0.0008764\text{m}^3/\text{kg}$$

$$s_3 = 0.3995\text{KJ/kg.K}$$

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 a la entrada del evaporador. Se generan las siguientes propiedades:

$$T_4 = 4^\circ\text{C} (39.2^\circ\text{F})$$

$$P_4 = 0.339\text{Mpa}$$

$$h_4 = 109.751 \text{ KJ/kg}$$

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

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

Se debe interpolar de la tabla de saturación líquido-vapor, tabla de presión.

El punto 4 se encuentra en la zona de mezcla húmeda por lo tanto se debe determinar su calidad utilizando los valores de entalpía, de la siguiente manera:

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

$$X = \frac{109.751 - 57.089}{252.808 - 57.089} = 0.269$$

$$X = 27\%$$

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

$$v = v_f + Xv_{fg}$$

$$v_4 = 0.0007804 + (0.27)(0.060529 - 0.0007804)$$

$$v_4 = 0.0169125 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$s = s_f + Xs_{fg}$$

$$s_4 = 0.223 + (0.27)(0.7067)$$

$$s_4 = 0.413809 \text{ KJ/kg} \cdot \text{K}$$

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

3.5.1 Cálculo de los principales parámetros del ciclo de refrigeración.

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

$$Q_{evap} = \dot{m}_r \times (h_1 - h_4)$$

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 la ecuación anterior se obtiene:

$$m_r = \frac{Q}{h_1 - h_4}$$

$$m_r = \frac{757218.99 \text{ Kcal/h} \times 4.1868 \text{ KJ/Kcal}}{(255.74 - 109.751) \text{ KJ/kg}}$$

$$m_r = 21716.19 \text{ kg/h}$$

La potencia del compresor es definida por el trabajo del compresor, se lo representa por la trayectoria 1-2, está definida por:

$$P = \frac{m \times (h_2 - h_1)}{n_i n_m}$$

Donde:

P = potencia del compresor, KW.

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

n_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; hay que tener en cuenta que la eficiencia indicada y la eficiencia mecánica son aproximadamente iguales.

El valor de r fue determinado anteriormente y es igual a 4.38, usando el siguiente gráfico se puede determinar la eficiencia volumétrica, mediante la ecuación:

$$n = 0.858 - 0.0288x$$

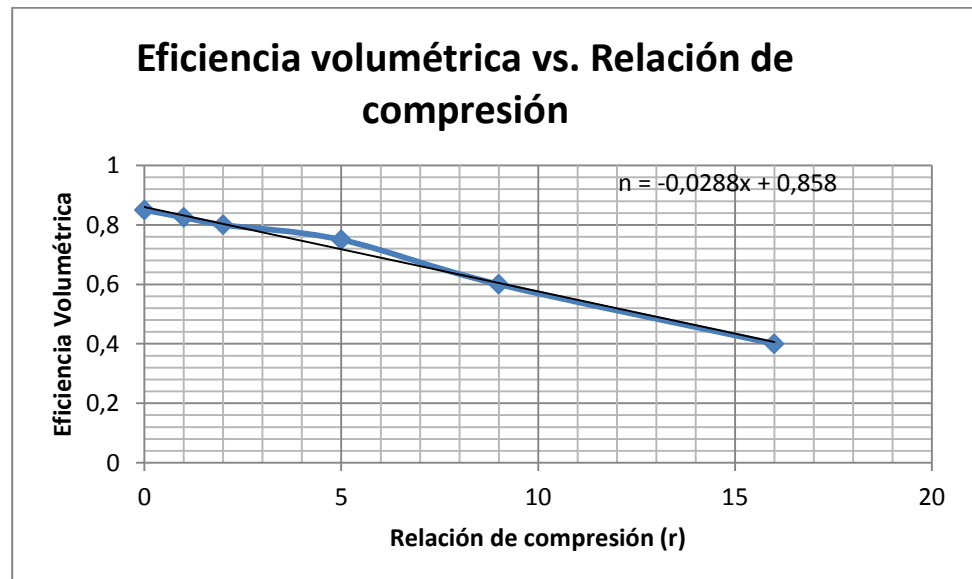


FIGURA 3. 3 EFICIENCIA VOLUMÉTRICA VS RELACIÓN DE COMPRESIÓN

Debido a que conozco el valor de la relación de compresión, al remplazar en la ecuación obtengo:

$$n = 0.858 - 0.0288x$$

$$n = 0.858 - 0.0288(4.38)$$

$$\mathbf{n = 0.732}$$

La potencia a instalar será igual a:

$$P = \frac{21716.19 \text{ kg/h} \times (280.981 - 255.74) \text{ KJ/kg}}{0.732 \times 0.732}$$

$$\mathbf{P = 1022982.08 \text{ KJ/h}}$$

$$P = 284.16 \text{ KW} \approx 381.07 \text{ Hp}$$

El caudal volumétrico se obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$\dot{V} = \dot{m} \times v_1$$

Donde:

V = caudal volumétrico, m³/h.

v₁ = volumen específico en el punto 1, m³/kg.

$$\dot{V} = 21716.19 \text{ kg/h} \times 0.051203 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\dot{V} = 1111.93 \text{ m}^3/\text{h}$$

El dispositivo que se encarga de rechazar o disipar calor es el condensador, el cual está representado mediante la trayectoria 3-4.

La ecuación muestra la magnitud que es igual a:

$$Q_c = \dot{m}_r \times (h_2 - h_3)$$

Donde:

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

h_2 = entalpía a la entrada del condensador, Kcal/Kg (KJ/kg).

h_3 = entalpía a la salida del condensador, Kcal/Kg (KJ/kg).

$$Q_{rechazado} = 21716.19 \text{ kg/h} \times (280.981 - 109.751) \text{ KJ/kg}$$

$$Q_{rechazado} = 3718463.21 \text{ KJ/h}$$

$$Q_{rechazado} = 888139.68 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_{rechazado} = 3524422.46 \text{ BTU/h}$$

$$Q_{rechazado} = 1032.91 \text{ KW}$$

CAPÍTULO 4

4. CÁLCULO Y DETERMINACIÓN DE LOS PRINCIPALES COMPONENTES DE LA INSTALACIÓN FRIGORÍFICA.

4.1 Clasificación de compresores.

La clasificación de los compresores está definida en dos grandes grupos⁸:

- Volumétricos, y
- No volumétricos.

Los compresores no volumétricos se encuentran a su vez divididos en: radiales y axiales.

Los compresores pertenecientes al grupo de los volumétricos se dividen a su vez en: a pistón alternativo y rotativo. Estos últimos se subdividen en: a un rotor y a dos rotores.

El grupo de compresores perteneciente al grupo de los rotativos a un rotor está formado por: espiral, a pistón rotativo y a paletas múltiples.

⁸ Curso de Refrigeración, página 20.

Mientras que en el grupo de dos rotores se encuentran a lóbulos y a tornillo.

Compresores volumétricos: son aquellos en los que la transferencia de fluido es asegurada por capacidades que son puestas sucesivamente en relación primero con la aspiración y luego con la descarga, esto último después de la disminución de su volumen con la correspondiente elevación de presión en su interior.

Compresores no volumétricos: son aquellos en que la transferencia de fluido es asegurada por una o varias ruedas a paletas que comunican la energía mecánica al fluido del cual su presión se eleva.

4.1.1 Consideraciones generales en la selección de compresores.

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

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

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

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

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

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

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

Para 2 polos: $n = 3450\text{rpm}$

Para 4 polos: $n = 1750\text{rpm}$

Para 6 polos: $n = 1150\text{rpm}$

Para 8 polos: $n = 870\text{rpm}$

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

4.2 Selección del compresor.

El procedimiento para la determinación de las características del compresor es la siguiente:

- a) De la velocidad o de rotación entre las mencionadas precedentemente.
- b) La velocidad lineal promedio de pistones. (Esta velocidad debe ser del orden de 2 a 5m/s)
- c) La relación entre la carrera del pistón y el diámetro del cilindro.

La velocidad seleccionada es de 1750rpm, la cual indica se trata de un compresor de 4 polos. Esta selección se da debido su existencia en el mercado, donde mencionamos como compresor al motor que se emplea en el mismo.

La velocidad lineal promedio de pistones se la obtiene de la siguiente manera:

$$V = 2.L.n$$

$$V = 2.(0.1).(1750x\frac{2\pi}{60}x0.1)$$

$$\mathbf{V = 3.67 m/s}$$

Dicho valor se encuentra dentro del rango antes especificado, de manera que dichas dimensiones son las adecuadas en el compresor seleccionado.

La relación entre la carrera del pistón y el diámetro del cilindro, se la obtuvo al conocer que para el refrigerante a usar dicho valor es igual a 1. Habiendo determinado dicha relación se puede determinar el diámetro de la siguiente manera:

$$\frac{L}{d} = 1$$

$$\frac{L}{1} = d$$

$$d = 0.1/1$$

$$\mathbf{d = 0.1}$$

Conociendo n , L , d se evalúa el rendimiento volumétrico n_v del compresor, lo cual permite por medio de la relación:

$$V_r = n_v \frac{\pi \cdot d^2}{4} \times L \times Z \times n$$

Calcular el número de cilindros necesarios Z . De manera que se obtiene:

$$Z = \frac{V_r}{n_v \frac{\pi \cdot d^2}{4} \times L \times n}$$

$$Z = \frac{3.67}{0.8 \times \frac{\pi \cdot (0.1)^2}{4} \times 0.1 \times 1750}$$

$$Z = 3.34 \approx 4$$

$$\mathbf{Z = 4 \text{ cilindros}}$$

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

4.3 Clasificación de condensadores.

Se distingue dos clases de condensadores enfriados por aire:

- a) *A circulación forzada:* para los equipos de grupos comerciales y
- b) *A circulación natural:* para los equipos del grupo doméstico

Los condensadores a circulación natural pueden ser a su vez:

- A aletas
- A tubo y placa
- Condensadores-placa
- A laminilla
- A tubo e hilo

Los condensadores a circulación forzada están constituidos por una o varias hileras de tubos a aletas dispuestas en línea o alternados. Los condensadores más comúnmente usados en refrigeración pueden ser:

- Condensador a una hilera
- Condensador a tres hileras de tubo en línea

4.4 Cálculo y selección del condensador.

4.4.1 Especificaciones de diseño y materiales del condensador.

Como se especificó anteriormente el tipo de condensador a utilizar es el enfriado por aire. El cálculo del diseño de un intercambiador enfriado por aire comprende los siguientes parámetros:

- 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.

En el proceso de diseño del condensador se requiere establecer la temperatura de bulbo seco del aire incrementado en un rango de 1 a 3°C (2 a 6°F). Para el diseño se tomó 34°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 se toma en consideración los puntos precedentes.

En general el material que se utiliza para los tubos, aletas, armazones y rejillas es el aluminio pues de esta manera se logra reducir el peso. En construcciones típicas los tubos son de acero al carbono mientras que las aletas son 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 9.5mm (3/8pulgadas) a 50.8mm (2pulgadas) de diámetro externo, pero por lo general se utilizan de 25.4mm (1pulgada) de diámetro exterior. La altura de las aletas varía entre

12.7 y 15.9mm (0.5 y 0.625pulgadas), el espaciamiento entre aletas fluctúa entre 3.6 y 2.3mm (7 y 11 aletas por pulgada lineal). La longitud de los tubos frecuentemente esta entre 6.1 y 12.2m (20 a 40pies).

4.4.2 Cálculo del condensador.

La cantidad de calor a evacuar es de 888139.68Kcal/h = 1385.16KW (294 toneladas de refrigeración), se despreciará para el cálculo la zona de subenfriamiento debido a que es relativamente pequeña, por lo cual se establece la temperatura de condensación del refrigerante como constante e igual a:

$$Temperatura\ de\ condensación = 46\ ^\circ C$$

Se asumió la temperatura del aire a la salida del condensador en 35°C, hipótesis que luego debe ser confirmada para no incurrir en ningún tipo de errores. Asimismo la temperatura superficial del tubo se asumió en 46°C, dada la elevada conductividad térmica del aluminio.

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

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2}$$

Donde:

T_f = temperatura de película.

T = temperatura del fluido en corriente libre, 34°C.

T_s = temperatura superficial, 46°C.

Así se tiene que la temperatura de película del aire es de 40°C (313 K). Las propiedades del aire a la temperatura de película son los siguientes:

TABLA 17

PROPIEDADES TERMODINÁMICAS DEL AIRE A 40 °C

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
1.1181	1.0075	190.736	17.198	27.262	24.42	0.7052

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

Antes de realizar los cálculos, se estableció primero las dimensiones del condensador. Como se mencionó anteriormente una de las consideraciones de diseño comprenden las restricciones de superficie y área de terreno, en este caso no se consideran debido a que se trata de una instalación nueva. De manera que la configuración dimensional será la siguiente:

Longitud efectiva de los tubos:	3m
Diámetro exterior de los tubos:	25.4mm
Separación vertical de los tubos:	50mm
Separación longitudinal de tubos:	50mm
Geometría de aletas:	Circular

Altura de las aletas: 14mm

Paso de aletas (t): 3mm

Entre los parámetros adimensionales que se van a utilizar se tienen: el número de Reynolds (Re), el cual es evaluado en el diámetro exterior y la velocidad máxima dentro del banco de tubos.

La velocidad máxima está dada por la siguiente ecuación:

$$V_{max} = \frac{S_T}{S_T - D} x V$$

Donde:

S_T = distancia entre tubos sección transversal al flujo.

D = diámetro exterior de los tubos.

La siguiente figura muestra un corte transversal del banco de tubos:

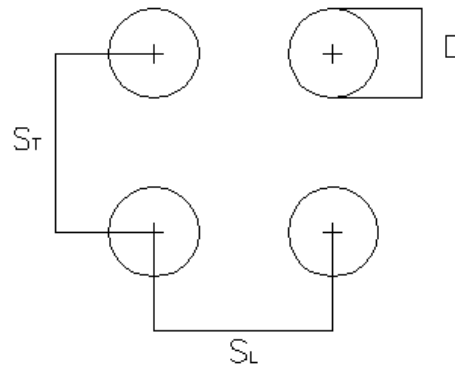


FIGURA 4. 1 CORTE TRANSVERSAL DEL BANCO DE TUBOS

La velocidad máxima del aire dentro del banco de tubos es:

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

$$V_{max} = 5.769 \text{ m/s}$$

De manera que el número de Reynolds evaluado con las propiedades a la temperatura de película es:

$$Re_{max} = \frac{\rho \times V_{max} \times t}{\mu}$$

$$Re_{max} = \frac{1.1181 \text{ kg/m}^3 \times 5.769 \text{ m/s} \times (3 \times 10^{-3}) \text{ m}}{(190.736 \times 10^{-7}) \text{ N}\cdot\text{s/m}^2}$$

$$Re_{max} = 1014.54$$

El proceso de condensación abarca tres zonas:

- Desrecalentamiento,
- Condensación y
- Subenfriamiento.

De estas zonas se puede desprestigiar la del subenfriamiento, pues es muy pequeña en comparación con las zonas de condensación y desrecalentamiento, como se mencionó anteriormente.

El diagrama de temperaturas mostrado a continuación representa los cambios físicos que se producen en el condensador, siendo estos a los cuales se remitirán nuestros cálculos.

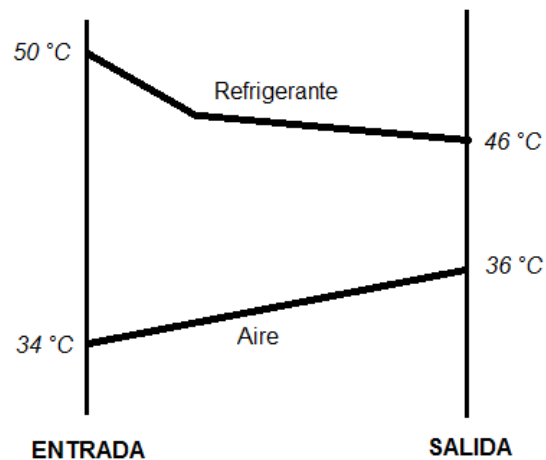


FIGURA 4. 2 DIAGRAMA DE TEMPERATURAS DEL CONDENSADOR.

El calor de condensación está dividido en dos partes:

$$Q_c = 888139.68 \text{ Kcal/h} \left(3718463.21 \text{ KJ/h} \right) = Q_{c1} + Q_{c2}$$

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

$$Q_{c2} = \dot{m}_r \times (h_2' - h_3)$$

Donde:

\dot{m}_r = flujo másico del refrigerante, 21716.19Kg/h.

h_2' = entalpía del refrigerante vapor saturado, 274.154KJ/kg.

h_3 = entalpía del refrigerante líquido saturado, 109.751KJ/kg.

Por lo que la ecuación anterior al remplazar los valores quedará de la siguiente manera:

$$Q_{c2} = \frac{21716.19}{3600} \times (274.154 - 109.751)$$

$$Q_{c2} = 991.72 \text{ KW} (3570206.79 \text{ KJ/h})$$

Por medio de la siguiente ecuación se estimará el valor de Q_{c1} :

$$Q_c = Q_{c1} + Q_{c2}$$

$$Q_{c1} = Q_c - Q_{c2}$$

$$3718463.21 \text{ KJ/h} = Q_{c1} + Q_{c2}$$

$$Q_{c1} = 3718463.21 \text{ KJ/h} - 3570206.79 \text{ KJ/h}$$

$$Q_{c1} = 148257.21 \text{ KJ/h} \text{ (41.18 KW)}$$

4.4.2.1 Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor.

El coeficiente de calor, U, será analizado en las diferentes zonas donde se puede obtener un valor del mismo, de manera que las zonas analizadas son las siguientes:

A) Zona de condensación.-

La superficie de transferencia de calor está dada por:

$$A = \frac{Q_{c2}}{U \cdot \Delta T_{ml}}$$

Donde ΔT_{ml} está definida por la ecuación:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_s - T_i) - (T_s - T_o)}{\ln \frac{T_s - T_i}{T_s - T_o}}$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{(46 - 34) ^\circ\text{C} - (46 - 36) ^\circ\text{C}}{\ln \frac{46 - 34}{46 - 36}}$$

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

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

- Coeficiente de convección del aire, α_a .

Para el caso de condensadores y evaporadores con aletas se usa la siguiente ecuación en la cual se realiza el cálculo del número de Nusselt, para lo cual se deben evaluar todas las propiedades a la temperatura de película del aire:

$$Nu = 0.116 x \left(\frac{d}{t}\right)^{-0.54} x \left(\frac{h}{t}\right)^{-0.14} x Re^{0.72} x Pr^{0.4}$$

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

$$\alpha_a = Nu x \frac{K_a}{t}$$

Donde:

K_a = conductividad térmica a la temperatura de película del aire 34°C, $26.818 x 10^{-3}$ W/m.K

t = paso de aletas, 3mm.

$$Re = \frac{1.1181 \frac{kg}{m^3} x 5.769 \frac{m}{s} x (3x10^{-3}) m}{(190.736 x 10^{-7}) \frac{N \cdot s}{m^2}}$$

$$\mathbf{Re = 1014.54}$$

Nu

$$= 0.116 x \left(\frac{25.4}{3}\right)^{-0.54} x \left(\frac{14}{3}\right)^{-0.14} x (1014.54)^{0.72} x (0.70602)^{0.4}$$

$$\mathbf{Nu = 3.749}$$

$$\alpha_a = (3.749) x \frac{26.818 x 10^{-3}}{3x10^{-3}}$$

$$\alpha_a = \mathbf{33.51 \frac{W}{m^2 \cdot K}}$$

- Cálculo de la eficiencia global superficial, η_o .

Para hallar la eficiencia superficial global se utilizará la siguiente expresión, tomada de Incropera sección 3.6.5 Ref.

10:

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_f)$$

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 siguiente ecuación:

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

Donde:

e_f = espesor de la aleta, 0.0005m.

K_f = conductividad térmica de la aleta, 177.56 W/m².K @ 319 K.

h = longitud de la aleta, 0.014m.

Remplazando los valores se obtiene:

$$\eta_f = \frac{\operatorname{tgh} \left\{ \sqrt{\frac{2 \cdot (33.51 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K})}{(177.56 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}) \cdot (0.0005 \text{ m})} (0.014 + \frac{0.0005}{2}) \text{ m}} \right\}}{\sqrt{\frac{2 \cdot (33.51 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K})}{(177.56 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}) \cdot (0.0005 \text{ m})} (0.014 + \frac{0.0005}{2}) \text{ m}}} = 0.952$$

$$\eta_f = 95.2\%$$

Para una hilera se tiene que el área de la aleta está dado por:

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

$$A_f = \left(\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4} \right) \times 2 \rho_f$$

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

$$A_f = 0.19 \text{ m}^2$$

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

$$A_o = \pi D_o(L - \rho_f e_f) + \left(\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4} \right) x 2\rho_f$$

Donde:

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

L: longitud del tubo evaporador, 3.0m.

ρ_f : cantidad de aletas por tubo, 1000.

D: diámetro exterior de la aleta, 0.0534m.

d: diámetro exterior del tubo evaporador, 0.0254m.

$$A_o = \pi x (0.0254 m)(3 m - (1000 x 0.0005 m)) + \left(\frac{\pi(0.0534)^2}{4} - \frac{\pi(0.0254)^2}{4} \right) x 2(1000)$$

$$A_o = 3.665 m^2$$

Como se conoce el valor de A_o se puede determinar:

$$\eta_o = 1 - \frac{3.466}{3.665}(1 - 0.952) = 0.955 \approx 0.96$$

$$\eta_o = 96 \%$$

El cociente $3.466/0.199$ es 17, este valor se encuentra generalmente entre 17 y 20, lo cual representa la relación de la superficie extendida respecto a la superficie externa lisa del tubo vacío.

- Cálculo del coeficiente de película del refrigerante, α_r .

Para la condensación de vapor fluyendo dentro de tubos cilíndricos, los experimentos realizados por Deans, Akers y Crossers reportaron que la condensación de vapor en tubos horizontales o verticales sigue la correlación mostrada en la siguiente ecuación:

$$\text{Para } Re_G < 5 \times 10^4, \quad Nu = 5.03(Re_G)^{1/3}(Pr)^{1/3}$$

$$\text{Para } Re_G > 5 \times 10^4, \quad Nu = 0.0265(Re_G)^{0.8}(Pr)^{1/3}$$

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

$$G = V \times \rho$$

$$Re_G = \frac{D_i G}{\mu}$$

La correlación de Akers, mencionada anteriormente, está en términos de la velocidad másica equivalente G_E , definida como:

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

En la ecuación anterior 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 en estado saturado respectivamente.

En el siguiente cuadro se presentan las propiedades más importantes del refrigerante R134a; algunas propiedades como calor específico y viscosidad serán extrapoladas a 46°C, en el caso del calor específico se aproxima este valor a una expresión lineal, debido a que es la manera más sencilla para aproximar.

TABLA 18**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 (77°F)	0.854 KJ/kg.K
Calor específico del vapor a 1 atm y a 30°C (86°F)	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} Pa.s

TABLA 19**PROPIEDADES TERMODINÁMICAS DEL R134a A 46 °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
1148.57	58.88	1.554	0.9875	0.204	1.421	3.486

La determinación del calor específico y viscosidad del vapor del R134a a la temperatura de 46°C se las detalla posteriormente. Para determinar la velocidad dentro del

condensador tiene 5 pasos por lo que la velocidad del líquido es:

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

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

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

$$V = \frac{\left(\frac{m_r}{5}\right)}{\rho_L \cdot A_i}$$

$$V = \frac{\frac{21716.19 \text{ kg/h}}{3600 \times 5}}{(1148.57 \text{ kg/m}^3) \cdot (9.6 \times 10^{-5} \text{ m}^2)}$$

$$V = 1.09 \text{ m/s}$$

La velocidad en la tubería del líquido está entre 0.5 y 1.25m/s, aproximando este valor al promedio que es 0.875m/s, se asume que la velocidad del vapor y del líquido son iguales, la velocidad másica equivalente es:

$$G_E = (0.875 \times 1148.57) + (0.875 \times 58.88) \left(\frac{1148.57}{58.88}\right)^{1/2}$$

$$G_E = 1232.55 \text{ kg/s.m}^2$$

$$Re_G = \frac{(22.86 \times 10^{-3}) (1232.55 \text{ kg/s.m}^2)}{204 \times 10^{-6} \text{ kg/s.m}^2}$$

$$Re_G = 138117.602$$

$$Nu = 0.0265(138117.602)^{0.8}(3.486)^{1/3}$$

$$Nu = 520.26$$

$$\alpha_r = 520.26 \times \frac{14.5 \times 10^{-3}}{22.86 \times 10^{-3}}$$

$$\alpha_r = 330 \text{ W/m}^2.\text{K}$$

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

$$U = \frac{1}{\frac{2\pi r_i L}{\alpha_a A_o \eta_o} + \frac{2r_i e}{K_{Al}(r_1 + r_2)} + \frac{1}{\alpha_r}}$$

$$U = \frac{1}{\frac{2\pi(11.43 \times 10^{-3}) \times 3}{33.51 \times 3.665 \times 0.96} + \frac{2(11.43)(1.27 \times 10^{-3})}{177(11.43 + 12.7)} + \frac{1}{330}}$$

$$U = 210.24 \text{ W/m}^2.\text{K}$$

b) Zona de desrecalentamiento.-

Por medio de la siguiente ecuación se determina el coeficiente del refrigerante para un flujo turbulento y en estado gaseoso, para lo cual se necesita que se usen unidades del sistema inglés:

$$\alpha_r = 0.00226 \frac{G^{0.8}}{D_i^{0.2}}$$

Para hallar la velocidad del vapor se empleará la misma expresión que se utilizó para la velocidad del líquido, con la diferencia que ahora se utilizará la densidad del vapor del refrigerante, de la siguiente forma:

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

La densidad y viscosidad dinámica del vapor refrigerante a la temperatura media de 46°C (319K) son: 58.88kg/m³ y 0.0142 x10⁻³Pa.s, respectivamente:

$$\begin{aligned} G_v &\geq \frac{10000 \times 0.0142 \times 10^{-3} \text{ Pa.s}}{22.86 \times 10^{-3} \text{ m}} = 6.21 \text{ kg/s.m}^2 \\ &= 4571.31 \text{ lb/h.pie}^2 \end{aligned}$$

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

De la relación anterior se obtiene lo siguiente:

$$\begin{aligned}\alpha_r &= 0.00226 \frac{(4571.31)^{0.8}}{(0.0747)^{0.2}} = 3.22 \text{ BTU}/\text{h}\cdot\text{pie}^2\cdot^\circ\text{C} \\ &= 16.55 \text{ kcal}/\text{h}\cdot\text{m}^2\cdot^\circ\text{C} = 19.3 \text{ W}/\text{m}^2\cdot\text{K}\end{aligned}$$

La diferencia de temperatura media logarítmica es igual a:

$$\begin{aligned}\Delta T_{ml} &= \frac{(50 - 34)^\circ\text{C} - (46 - 36)^\circ\text{C}}{\ln \frac{50 - 34}{46 - 36}} \\ \Delta T_{ml} &= \mathbf{12.77^\circ\text{C}}\end{aligned}$$

El coeficiente global de transferencia de calor es igual a:

$$\begin{aligned}U &= \frac{1}{\frac{2\pi(11.43 \times 10^{-3})}{35 \times 0.389 \times 0.96} + \frac{2(11.43)(1.27 \times 10^{-3})}{177(11.43 + 12.7)} + \frac{1}{19.3}} \\ U &= \mathbf{17.45 \text{ W}/\text{m}^2\cdot\text{K}}\end{aligned}$$

4.4.2.2 Cálculo de la superficie de intercambio de calor.

a) Zona de condensación.-

El área de transferencia de calor para la zona de condensación se encuentra al remplazar la ecuación:

$$A = \frac{Q_{c2}}{U \cdot \Delta T_{ml}}$$

$$A = \frac{991720}{(210.24)(10.97)}$$

$$A = 430 \text{ m}^2$$

b) Zona de desrecalentamiento.-

Para determinar el área de transferencia de calor en la zona de desrecalentamiento, usamos los datos obtenidos anteriormente, de manera que al remplazar en la ecuación se obtiene lo siguiente:

$$A = \frac{Q_{c2}}{U \cdot \Delta T_{ml}}$$

$$A = \frac{41180}{(17.45)(12.77)} = 184.8 \text{ m}^2$$

$$A = 185 \text{ m}^2$$

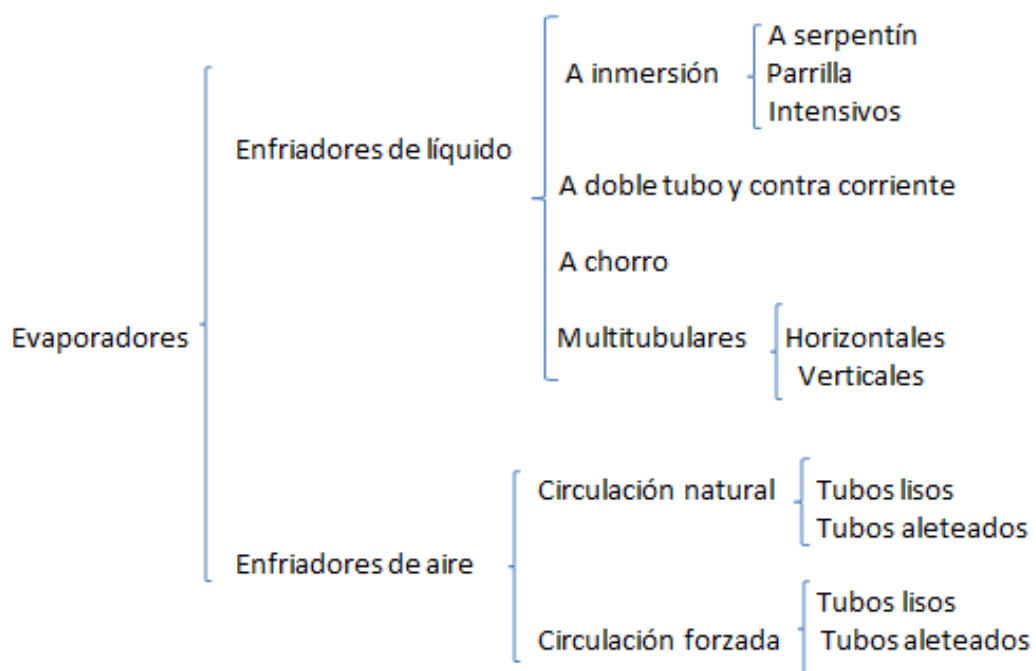
El área total de transferencia de calor es de 565m^2 . De acuerdo a los requerimientos necesarios para el sistema a emplear se seleccionará la unidad condensadora modelo JBD/JLD para uso exterior, *J*D7000H2*, la cual cuenta con compresor *6DH3R3SME*. Debido a la gran capacidad que tendrá la cámara frigorífica será necesario poder contar con 8 unidades condensadoras y sus respectivos compresores.

4.5 Clasificación de los evaporadores.

Según su objetivo los evaporadores se clasifican en:

- Evaporadores enfriados por líquido
- Evaporadores enfriados de gas (aire)

De una manera general estos a su vez se subclasifican de la siguiente forma:



Evaporadores enfriadores de líquido: Como se aprecia en la tabla anterior, estos evaporadores están clasificados en: a inmersión, a doble tubo y contra corriente; a chorro y en multitubulares, por tanto vamos a analizar brevemente cada uno de ellos.

Evaporadores enfriadores de aire: Estos a su vez se clasifican según la circulación del aire en: a)circulación natural; b)circulación forzada. Cualquiera de estos dos tipos puede ser de tubos lisos o aleteados.

Evaporadores a circulación natural.- Básicamente en este tipo de evaporadores la transferencia de calor se realiza por radiación y convección natural del aire que rodea a los tubos del evaporador, la circulación del aire se la puede mejorar instalando tabiques sobre los tubos.

Evaporadores a circulación natural de tubos lisos: Consiste en serpentines que son fijados sea en las paredes o en tumbado de las cámaras frigoríficas. Debido a que su coeficiente global de transferencia es pequeña, es necesario que estos operadores ocupen una gran superficie, lo cual los hace pesados y además ocupan bastante espacio. Este tipo de evaporadores son más que nada utilizados para cámaras cuyas temperaturas son superiores a -5°C y van quedando en desuso, aunque son ideales para cámaras de conservación de hielo. El desescarchado en este tipo de evaporadores se lo hace comúnmente por rasqueteo.

Evaporadores a circulación natural de tubos con aletas: Su disposición en las cámaras frigoríficas es similar a la de los evaporadores a tubos lisos; pero la superficie representada por un tubo con aletas es de 10 a 20 veces superior a aquella de un tubo liso; por lo tanto es posible de con este tipo de evaporadores disminuir el peso y el espacio a ocuparse. El desescarchado en cambio no se puede hacer por rasqueteo porque se podrían estropear las aletas.

Evaporadores a circulación forzada. En igual forma que los evaporadores a circulación natural, estos se clasifican en: a) de tubos lisos y b) de tubos con aletas. También pueden ser divididos según su posición:

- Evaporadores de tumbado
- Evaporadores murales (de pared).

Además dentro del grupo de los evaporadores a circulación forzada encontramos el tipo denominado “acondicionador difusor”.

Evaporadores a tubos lisos: Aunque son utilizados en ciertas cámaras frigoríficas a temperaturas negativas, sin embargo van desapareciendo del mercado actual. Este tipo de evaporadores está construido por una batería de serpentines en tubos lisos instalados dentro de una caja hecha de metal, de fibro cemento o de madera de pino en cuya fachada frontal van suspendidos los ventiladores pero la fachada posterior es constituida por una pared de la cámara frigorífica; las caras laterales son del mismo material que la fachada frontal. En la parte inferior de la caja se encuentra la bandeja de drenaje, la aspiración del aire de la cámara se hace por la parte inferior entre la fachada frontal y la bandeja de drenaje. Este evaporador es más que nada usado en túneles de congelación.

Evaporadores a tubos aleteados: En la actualidad este tipo de evaporadores se está imponiendo en el mercado mundial de equipos frigoríficos y el material de que están constituidos según el tipo de refrigerante es el siguiente:

- Tubo de acero – aletas de acero para el NH₃.

- Tubo de cobre - aletas de aluminio para los refrigerantes del grupo de los hidrocarburos halogenados.

Estos evaporadores se clasifican en: “tipo mural”, tipo de “tumbado” y tipo “acondicionador-difusor”.

Las diferencias en diseño se presentan sobre todo:

- a) En las distancias de separación entre las aletas.
- b) En la forma de las aletas.
- c) En la disposición relativas de los tubos.
- d) En las dimensiones.

Se va a analizar cada uno de estos parámetros debido a la importancia que tienen en el proceso de selección del evaporador:

Distancia de separación de las aletas: Para los evaporadores que operan en conservación de productos perecederos la distancia de separación puede fluctuar de 4 a 8mm entre aleta y aleta. Mientras que en evaporadores de cámaras frigoríficas que operan a temperatura negativa la distancia de separación puede variar de 10 a 20mm.

Forma de las aletas: Pueden presentar una forma: rectangular, redonda, cuadrada y hexagonal. La forma rectangular es la mejor, pero las aletas hexagonales son aceptables debido a que semejan su forma a las redondas. Las aletas cuadradas presentan el inconveniente que las esquinas de las mismas se encuentran a una temperatura superior y la transmisión del frío no es uniformemente distribuida.

Disposición relativa de los tubos: Hay dos formas de disponer los tubos en este tipo de evaporadores: en línea y alternados. Desde el punto de vista de transmisión de calor, la posición más recomendable es la de disposición alternada de los tubos, pues de esta manera la turbulencia que causa el aire con esta disposición es favorable para mejorar el coeficiente global de intercambio térmico.

Dimensiones de las aletas: La superficie o sección de las aletas debe ser proporcional a la sección del tubo, es decir a la superficie del agujero central de la aleta.

Evaporadores a tubos aleteados del tipo mural.- Este evaporador se utiliza más que nada cuando la altura de las cámaras frigoríficas no permite el uso de evaporadores del tipo de “tumbado”.

Presenta dos capas de tubos con aletas asociadas en paralelo, las planchas son dispuestas de manera que permite la circulación del aire solamente sobre la única superficie de intercambio. El sentido de la circulación del flujo de aire es frecuentemente ascendente.

Evaporadores de tubos aleteados del tipo de “tumbado”.- En este tipo de evaporadores las capas de tubos son horizontales e intercambian calor de manera uniforme con el aire que circula. La dirección correcta de flujo de aire que debe adoptarse es siempre perpendicular a los tubos por los que transporta el refrigerante; el flujo correcto de aire asegura un mejor trabajo de las válvulas de expansión termostáticas y además se obtiene un mejor coeficiente global de transferencia de calor entre el refrigerante y el aire.

Existe además otro tipo de evaporador de tipo “tumbado” en el cual la aspiración de aire se realiza por el centro y la salida se realiza simétricamente por los costados. Este tipo de evaporadores suele ser instalado en el centro de la cámara frigorífica para que

distribuya el aire hacia ambos lados de la misma manera homogénea.

Para conocer acerca de la disposición de los evaporadores “murales” y de “tumbado” en las cámaras frigoríficas, se deben tener en cuenta ciertos parámetros tales como:

- i. Los ventiladores de los evaporadores a circulación forzada deben tener caudales de aire suficiente para asegurar:
 - Una velocidad de aire bastante alta sobre la superficie de intercambio térmico, a fin de obtener mayores coeficientes de intercambio térmico.
 - Una velocidad de salida de aire frío suficiente para que el aire pueda distribuirse a una distancia apreciable del evaporador.
 - Una uniformidad conveniente de temperatura y humedad relativa en el interior de la cámara a refrigerarse.
- ii. Se debe disponer los ventiladores de manera que:
 - Aspiren el aire más caliente.
 - Se eviten las salidas de aire frío, cuando las puertas de la cámara frigorífica se abren.

- iii. Se debe procurar repartir el aire frío en la cámara lo más convenientemente posible evitando que hayan zonas donde el aire permanezca estacionario.
- Si la cámara es demasiado larga se puede solucionar este problema disponiendo varios aparatos.
 - Para el caso de una cámara larga con dos puertas a los extremos se puede obtener una solución razonable.
 - Para el caso de una cámara larga con una puerta central abierta sobre uno de los costados, existe una forma razonable de ubicación de los evaporadores de manera que se consiga enfriar la cámara en su totalidad.
- iv. Para la refrigeración de grandes cámaras se emplea frecuentemente ductos de distribución de aire frío y algunas veces también de retorno de aire caliente. La refrigeración se lleva a cabo por intermedio de un evaporador ubicado en un recinto especial al cual convergen estos ductos. Un ventilador generalmente centrífugo o axial asegura la circulación del aire en la cámara a

través de los ductos y en el recinto donde se aloja la batería frigorífica.

- La sección de los ductos es tal que la velocidad del aire en su interior es del orden de 1 a 5m/s.
 - El número de ductos en la cámara depende de las dimensiones del local, especialmente del ancho.
 - La disposición de los ductos depende de la forma de la cámara.
 - Los ductos son en general de sección decreciente desde el evaporador hasta su extremidad.
- v. Para el caso de cámaras frigoríficas excesivamente grandes y de forma compleja (en "L" o en "T") se puede adoptar un sistema de distribución y retorno de aire a través de ductos que pueden ser ubicados sea en el tumbado, pegados al suelo o sobre las paredes. Estos sistemas se usan sobre todo en los entrepuentes de las bodegas frigoríficas de buques mercantes. En general todo sistema de ductos, si bien aseguran una distribución casi perfecta

de aire, sin embargo su instalación es un poco compleja, costosa y problemática para el mantenimiento y limpieza de ductos.

Los evaporadores a circulación forzada presentan mayores ventajas que los de circulación natural y por lo tanto son los más usados en la mayoría de las instalaciones frigoríficas modernas; a pesar que desde el punto de vista de costo de instalación y operación mantienen cierta paridad. Los evaporadores a circulación natural sin embargo son aun generalmente usados en cámaras frigoríficas de conservación de hielo, funcionando adjuntos a las fábricas de este producto.

Los evaporadores del tipo “mural” y de “tumbado” son convenientes particularmente en el caso de cámaras frigoríficas pequeñas. Además pueden ser usadas cuando la superficie con respecto al piso del local debe ser aprovechado al máximo.

4.6 Cálculo y selección del evaporador.

Para diseñar un evaporador se deben tener en cuenta el cálculo de ciertos parámetros dimensionales y adimensionales, tales como: diferencia media logarítmica de temperatura, la carga de enfriamiento del o los evaporadores y sobre todo el área de transferencia de calor.

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

Se estableció que la diferencia de temperatura promedio – aire/refrigerante- es de 6°C para 85% 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.

Se puede hallar iterando los valores de la temperatura de entrada y salida del aire (T_i y T_o), resultando la siguiente expresión:

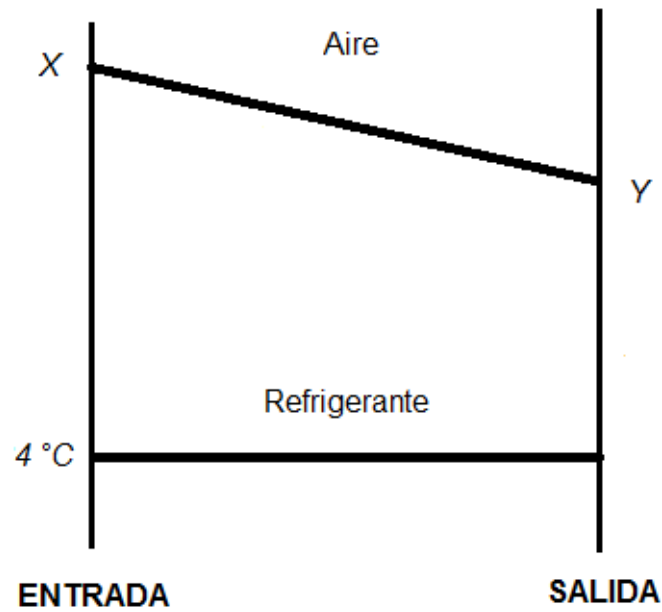


FIGURA 4. 3 TEMPERATURA DEL AIRE Y REFRIGERANTE EN EL EVAPORADOR.

$$\frac{\Delta T_o}{\frac{\Delta T_o}{e^{\Delta T_{ml}}}} = \frac{\Delta T_i}{\frac{\Delta T_i}{e^{\Delta T_{ml}}}}$$

$$\frac{Y - 4}{e^{\frac{Y-4}{6}}} = \frac{X - 4}{e^{\frac{X-4}{6}}}$$

$$A \equiv B$$

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

de ambos lados de la ecuación; iterando se pudo obtener los siguientes valores:

TABLA 20

RELACIÓN TEMPERATURA ENTRADA Y TEMPERATURA DE SALIDA

X °C	Y °C	A	B
11	7.365	2.109	2.109
10	8.1	2.180	2.180
9.9	8.175	2.1845	2.1845
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 conociendo que dichas temperaturas se pueden establecer con facilidad debido al uso de 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, pero como se puede observar la diferencia seleccionada es mínima).

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

- Evaporadores colocados a lo largo de la cámara.

- Se instalarán 16 evaporadores tipo tumbado.

Aquellos resultados que se desean obtener son los siguientes:

- Al existir más de un evaporador es mucho mejor la distribución del aire frío,
- Al colocarlos a lo largo de la cámara la velocidad de salida del aire será lo suficiente como para que se puedan distribuir hasta la otra pared;
- Debido a que se necesita una velocidad lo suficientemente alta sobre la superficie de intercambio térmico para obtener mayores coeficientes de transferencia de calor.

Así también es importante tener cuidado que el aire frío no salga cuando las puertas se encuentren abiertas, es decir, debe evitarse colocar los evaporadores frente a las puertas.

La carga para cada evaporador será:

$$\frac{Q}{16} = \frac{757218.99 \text{ kcal/h}}{16} = 47326.18 \text{ kcal/h} \approx \mathbf{47330 \text{ kcal/h}}$$

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

$$\frac{m}{16} = \frac{21719.19 \text{ kg/h}}{16} = 1357.26 \text{ kg/h} \approx \mathbf{1358 \text{ kg/h}}$$

El caudal volumétrico para un evaporador a la salida del mismo, en el punto 1 del ciclo es igual a:

$$V_{evap} = 1358 \text{ kg/h} \times 0.06404 \text{ m}^3/\text{kg} = 86.97 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$V_{evap} = \mathbf{87 \text{ m}^3/\text{h}}$$

La velocidad recomendada que debe existir en la tubería de aspiración del compresor fluctúa entre 8 y 15m/s para el R12 y R22, adoptaremos un valor menor al mínimo recomendado de 6m/s para el R134a, se asume como válido este rango de velocidad debido a que el R12 tiene similares propiedades físicas y termodinámica que el R134a.

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

$$S_t = \frac{V_{evap}}{V} = \frac{87 \text{ m}^3/h}{3600 \times 6 \text{ m/s}} = 4.03 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$S_t = 40.12 \text{ cm}^2$$

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

TABLA 21

TUBERÍA DE COBRE DE DIÁMETRO EXTERNO PARA SERVICIOS DE REFRIGERACIÓN, AUTOMOTRICES Y DE USO GENERAL (ASTM B280)

Para accesorios mecánicos o soldados

TAMAÑO ESTÁNDAR (Pulg.)	DIÁMETRO EXTERIOR 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
4	4.125 (104.775)	0.110 (2.794)	5395.182

Para tramos rectos (aplicable sólo a tubería templada)

SERPENTÍN			
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)	71.181
1/2	0.500 (12.7)	0.032 (0.813)	93.690
5/8	0.625 (15.9)	0.035 (0.889)	150.874
3/4	0.750 (19.1)	0.035 (0.889)	225.913
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

Inicialmente se consideran 16 hileras de evaporadores, razón por la que se selecciona el tubo de 3/8" de diámetro nominal, esto como prueba inicial. Lo que se busca es optimizar la cantidad de material utilizado.

Las aletas que se van a emplear son de sección circular y su material de fabricación es aluminio de 0.5mm de espesor, lo cual es una consideración de diseño. Para hallar el diámetro de la aleta, se conoce que se obtiene un rendimiento adecuado con aletas cuando se cumple que la superficie de la aleta es menor o igual que 7 veces la superficie central del agujero, lo cual se determinará a continuación:

$$\frac{A_{aleta}}{A_{hueco}} \leq 7$$

$$\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4} \leq 7$$

$$D \leq 2.82d$$

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

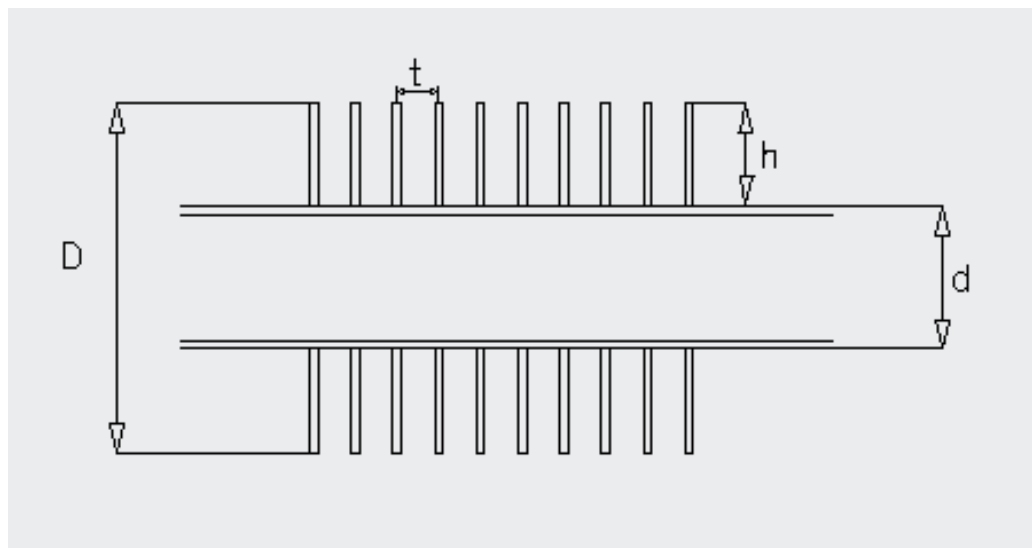


FIGURA 4. 4 GEOMETRÍA DE ALETA Y TUBO

Las dos hileras de aletas tienen una separación que se ha establecido en 2mm, lo cual es una consideración de diseño, por lo tanto la altura H, que es perpendicular a la dirección del flujo de aire es: $H = 16 \times 26.850\text{mm} + 17 \times 2\text{mm} = 463.6\text{mm}$

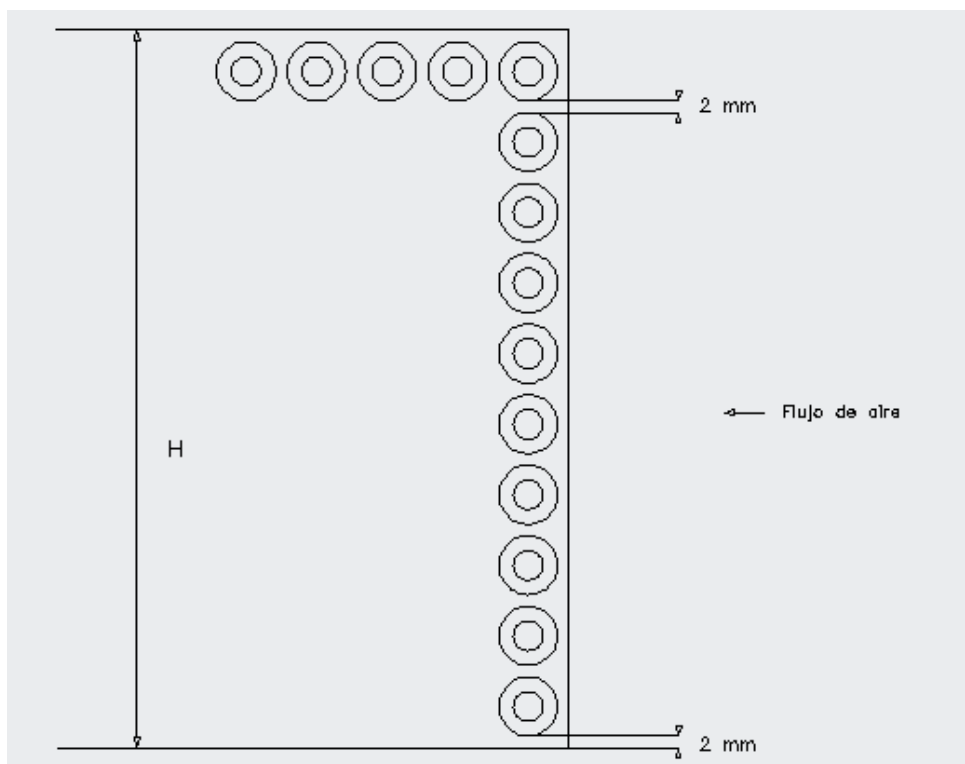


FIGURA 4. 5 SECCIÓN TRANSVERSAL DEL EVAPORADOR

Se pudo apreciar que esta altura resultaría en el uso de una longitud de tubos del evaporador muy grande, en donde deja de ser una ventaja el usar el evaporador. La altura máxima que puede presentar el evaporador es de 1m, por lo tanto H puede tener un valor de 927mm, lo cual es dos veces la cantidad de tubos que se calcularon anteriormente.

Para determinar la longitud del evaporador se debe conocer cuál es el caudal de aire que se desea pase a través del mismo. El flujo másico de aire que se necesita a la temperatura de 10°C para transferir 880480W.

Propiedades a 283°K: $\rho_a = 1.17845 \text{ kg/m}^3$; $C_{pa} = 1010.57 \text{ J/kg.K}$

$$V_a = \frac{Q_{evap}}{\rho_a C_{pa} (T_i - T_o)}$$

$$V_a = \frac{880480 \text{ J/s}}{1.17845 \text{ kg/m}^3 \times 1010.57 \text{ J/kg.K} (9.8 - 8.25) \text{ K}}$$

$$V_a = 476.99 \text{ m}^3/\text{s}$$

La sección perpendicular al flujo será asumiendo una velocidad frontal del aire o de corriente libre de 3.4m/s, velocidades típicas máximas para evaporadores está entre 3.6 y 1.5m/s para un evaporador:

$$\frac{476.99 \text{ m}^3/\text{s}}{16 \times 3.4 \text{ m/s}} = 8.77 \text{ m}^2$$

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

$$\frac{8.77 \text{ m}^2}{0.9272 \text{ m}} = 9.46 \text{ m}$$

La separación entre aletas es t e igual a 8mm. La velocidad máxima dentro del banco de tubos es igual a:

$$V_{max} = \frac{32}{32 - 10} (3.5 \text{ m/s})$$

$$V_{max} = 5.09 \text{ m/s}$$

4.6.1 Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor.

- Coeficiente de convección exterior, α_a .

La siguiente expresión permitió calcular el coeficiente de convección, para lo cual es necesario evaluar todas las propiedades a la temperatura de película del aire:

$$\alpha_a = 0.116 \times \frac{K_a}{h} \times \left(\frac{d}{t}\right)^{-0.54} \times \left(\frac{h}{t}\right)^{-0.14} \times Re^{0.72} \times Pr^{0.4}$$

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

TABLA 22

PROPIEDADES TERMODINÁMICAS DEL AIRE A 279K (6°C)

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 , es igual a:

$$Re = \frac{V_{max} t}{v_a}$$

$$Re = \frac{5.09 \times 8 \times 10^{-3} \text{ m}^2/\text{s}}{(14.02 \times 10^{-6}) \text{ m}^2/\text{s}} = 2904.42$$

$$\mathbf{Re = 2905}$$

Remplazando en la ecuación anterior se obtiene lo siguiente:

$$\alpha_a = 0.116 \times \frac{0.02462}{0.008665} \times \left(\frac{9.52}{8}\right)^{-0.54} \times \left(\frac{8.665}{8}\right)^{-0.14} \times (2905)^{0.72} \times (0.712)^{0.4}$$

$$\alpha_a = \mathbf{80.683 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}}$$

- Eficiencia global superficial, η_o .

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

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_f)$$

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 siguiente ecuación:

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

Donde:

e_f = espesor de la aleta, 0.0005m.

K_f = conductividad térmica de la aleta, 172 W/m².K @ 279 K.

h = longitud de la aleta, 0.010m.

Remplazando los valores se obtiene:

$$\eta_f = \frac{tgh \left\{ \sqrt{\frac{2 \cdot (80.683 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K})}{(172 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}) \cdot (0.0005 \text{ m})}} \left(0.008665 + \frac{0.0005}{2} \right) \text{ m} \right\}}{\sqrt{\frac{2 \cdot (80.683 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K})}{(172 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}) \cdot (0.0005 \text{ m})}} \left(0.008665 + \frac{0.0005}{2} \right) \text{ m}} = 0.9531$$

$$\eta_f = 95.31 \%$$

Para una hilera se tiene que el área de la aleta está dado por la ecuación que se emplea en el cálculo del condensador:

$$\rho_f = \frac{\text{longitud}}{\text{paso}, t} = \frac{9460}{8} = 1182.5 \approx \mathbf{1183 \text{ aletas/tubo}}$$

$$A_f = \left(\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4} \right) \times 2 \rho_f$$

$$A_f = \left(\frac{\pi(0.02685)^2}{4} - \frac{\pi(0.00952)^2}{4} \right) \times 2 \times 1183 \text{ m}^2$$

$$\mathbf{A_f = 1.17 \text{ m}^2}$$

Usando la siguiente ecuación se determinó el valor de A_o , el cual es el siguiente:

$$A_o = \pi D_o(L - \rho_f e_f) + \left(\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4} \right) \times 2 \rho_f$$

Donde:

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

L: longitud del tubo evaporador, 9.46m.

ρ_f : cantidad de aletas por tubo, 1183.

D: diámetro exterior de la aleta, 0.02685m.

d: diámetro exterior del tubo evaporador, 0.00952m.

$$A_o = \pi \times (0.02685 \text{ m})(9.46 \text{ m} - (1183 \times 0.0005 \text{ m}))$$

$$+ \left(\frac{\pi(0.02685)^2}{4} - \frac{\pi(0.00952)^2}{4} \right) \times 2(1183)$$

$$A_o = 1.918 \text{ m}^2$$

Conociendo el valor de A_o se puede determinar:

$$\eta_o = 1 - \frac{1.17}{1.918}(1 - 0.9531) = 0.9714$$

$$\eta_o = 97.14 \%$$

Se pudo utilizar el método de las resistencias para hallar el coeficiente U , derivado del diagrama mostrado en la Figura 4.3. Nótese que la diferencia de temperatura está comprendida entre T' y la temperatura del aire T_a .

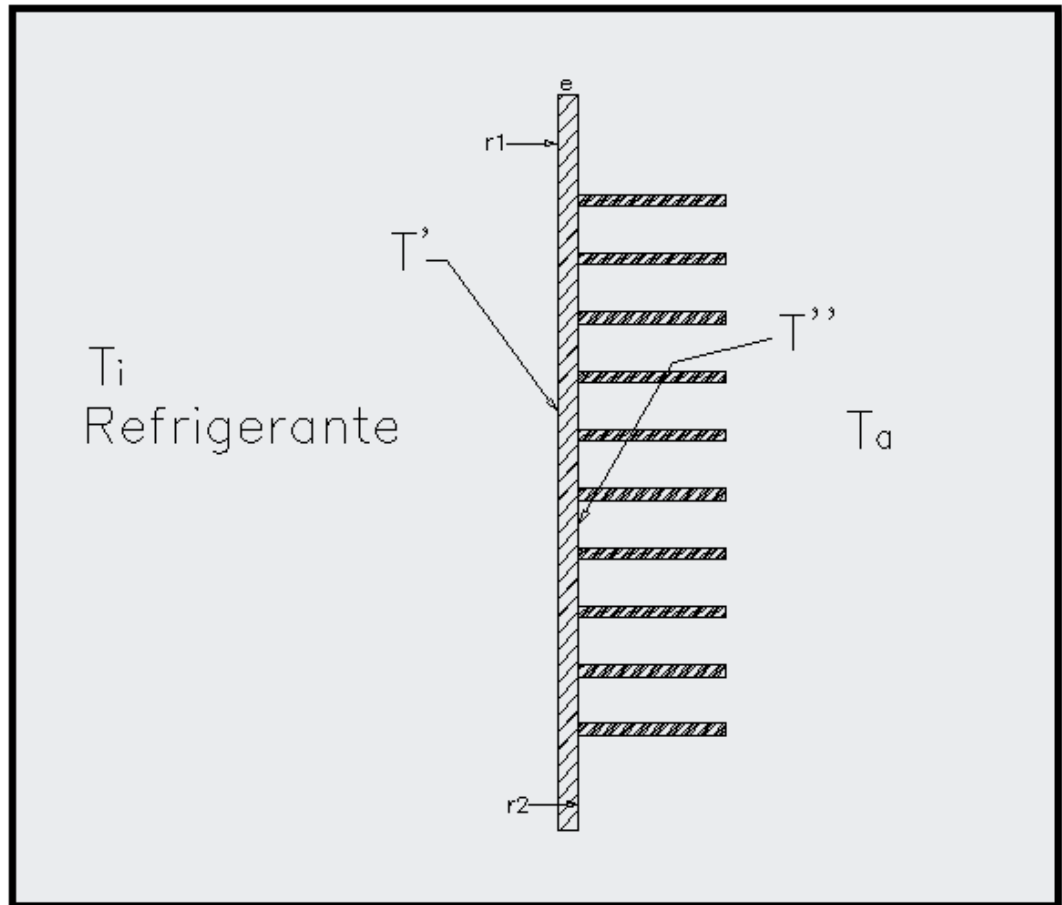


FIGURA 4. 6 CORTE TRANSVERSAL TUBO DEL EVAPORADOR.

Como la transferencia de calor es constante en la dirección radial, se tomó cualquier sección a lo largo del tubo; siendo una longitud característica la longitud del evaporador. Para hallar la resistencia total se debió expresar el flujo por unidad de longitud en flujo unitario, dividiendo la expresión obtenida para el área interna.

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

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

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

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

De las ecuaciones anteriores se obtuvo:

$$U = \frac{1}{\frac{2\pi r_1 L}{\alpha_a A_o \eta_o} + \frac{2r_1 e}{K_{Cu}(r_1 + r_2)}}$$

Remplazando los valores conocidos y tomando el espesor de la Tabla 21, se consideró una conductividad térmica del cobre de acuerdo a los requerimientos, para lo cual se obtuvo lo siguiente:

$$U = \frac{1}{\frac{2\pi(3.947)(8.13 \times 10^{-3})}{(80.683)(1.918)(0.9714)} + \frac{2(3.947)(0.813 \times 10^{-3})}{398(3.947 + 4.76)}}$$

$$U = 744.55 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

4.6.2 Cálculo de la superficie de intercambio de calor.

El coeficiente global de transferencia de calor, característico del evaporador a calcular, indica la cantidad de calor que se puede absorber por metro cuadrado de superficie, por hora y por grado de diferencia de temperatura entre la temperatura de vaporización del refrigerante y aquella del medio a enfriar. De manera que para calcular la superficie de intercambio de calor, se debe emplear la siguiente ecuación:

$$A = \frac{Q}{U \cdot \Delta T_{ml}}$$

Donde:

U: Coeficiente global de transferencia de calor.

Δt : Diferencia de temperatura entre la temperatura promedio del medio a enfriar y la temperatura de vaporización del refrigerante.

De manera que se debe calcular previamente la diferencia de temperatura del medio a enfriar y la temperatura de vaporización

del refrigerante, para luego hallar el área de transferencia de calor, lo cual se hace empleando la siguiente tabla:

TABLA 23

DIFERENCIAS DE TEMPERATURA vs. HUMEDAD RELATIVA

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

La cámara frigorífica está considerada para trabajar con una humedad relativa del 85% y con tubos aleteados, por lo cual el valor del Δt estará entre 7°C y 8°C. Se usará un valor de 8°C, debido a que las diferencias de temperaturas son iguales, entonces el valor de Δt será igual a 8K.

Al remplazar los valores obtenidos en la ecuación se tiene:

$$\Delta T_{ml} = 8K$$

$$A = \frac{880480}{744.55(8)}$$

$$A = 147.82 \text{ m}^2$$

CAPÍTULO 5

5. SELECCIÓN DE DISPOSITIVOS DE CONTROL AUTOMÁTICO Y DISPOSITIVOS ANEXOS A LA INSTALACIÓN FRIGORÍFICA.

5.1 Dispositivos de control automático.

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

- Válvula de expansión.
- Válvula solenoide.
- Termostato.
- Deshidratador (filtro secador).
- Visor.
- Separador de aceite.

- Válvula de presión constante.
- Recibidor horizontal.

5.1.1 Válvula de expansión.

De los dos tipos de válvula de expansión que pueden seleccionarse se eligió la termostática debido a que brinda seguridad adicional pues elimina los golpes de líquido. Tienen como objetivo controlar el recalentamiento del gas refrigerante a la salida del evaporador, asegurando de esta manera que la cantidad de líquido que ingresa al evaporador sea exactamente la misma que se evapora.

Se tuvo que considerar ciertos factores para la selección de la válvula de expansión entre el que se tiene el subenfriamiento. Este debe ser tomado en cuenta al momento de seleccionar una válvula de expansión termostática; para ello se aplica un factor de corrección de acuerdo al fabricante (K_t). Este factor de corrección depende de algunos factores, tales como: el refrigerante, temperatura de evaporación y temperatura de líquido (saturado)

Para el dimensionamiento se necesita de los siguientes datos:

Capacidad de enfriamiento:	50.88 KW (47330 Kcal/h)
Temperatura de evaporación:	4°C.
Presión de evaporación:	3.38bar (0.34 MPa).
Temperatura de condensación:	46°C.
Presión de condensación:	11.87bar (1.19MPa).
Subenfriamiento:	5°C.
Temperatura de líquido:	46°C.
Refrigerante:	HFC 134a.
Diferencia de presión a través de válvula:	Δp .
Tipo de válvula requerida:	Serie T ofrece muchas ventajas, ver ANEXO 5.

Para determinar la caída de presión a través de la válvula, se debió partir de la presión de condensación a la cual se le debe restar la presión de evaporación y todas las posibles pérdidas de carga que

podría tener el sistema (caídas de presión en el evaporador, el filtro secador, válvula solenoide, botella de líquido, etc.)

Un valor razonable para caída de presión a través del evaporador es 0.3 bar, la pérdida en la tubería de líquido es 1.8psi/100ft, asumiendo una longitud de 10m, se tiene: 0.59 psi o 0.04bar.

La capacidad nominal de refrigeración se la obtiene a partir de la siguiente ecuación:

$$Q_n = Q_{evap} \times K_t \times K\Delta p$$

El valor de K_t se lo seleccionó del ANEXO 5 al igual que el valor de $K\Delta p$, para lo cual se calculó la caída de presión Δp :

$$\Delta p = 11.87 - (3.38 + 0.3 + 0.04) = 8.15 \text{ bar}$$

$$\Delta p = 8.2 \text{ bar}$$

Donde por interpolación se obtuvo: $K\Delta p=0.87$ y $K_t=1.1184$.

Entonces se tiene:

$$Q_n = 50.88 \times 1.1184 \times 0.87 = 49.51 \text{ KW} \approx 50 \text{ KW}$$

$$Q_n = 50 \text{ KW}$$

Del ANEXO 5 se seleccionó la válvula TJR-13MW. Para una temperatura máxima de evaporación -11°C - el código MOP (Presión Máxima de Trabajo) es de 55 (ANEXO 5). El código es:

TJR – 13MW55DL 10x16

5.1.2 Válvula solenoide.

Se utilizará una válvula solenoide operada por piloto, las cuales requieren que se produzca una caída de presión mínima de 0.05bar para así mantener abiertas las válvulas pilotos. El tipo de válvula requerida son los de la serie 100RB ó 200RB.

Para las condiciones de operación indicadas, se necesitó calcular la capacidad nominal de la válvula y así poder seleccionarla en función de la capacidad y no por el tamaño de la tubería.

Capacidad de enfriamiento:	50.88KW (47330Kcal/h)
Temperatura de evaporación:	4°C .
Subenfriamiento:	5°C .
Temperatura de líquido:	41°C .

Refrigerante: HFC 134a

Diferencia de presión a través de válvula: Δp .

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

$$\Delta p = 0.75 \text{ bar (Ver ANEXO 6)}$$

$$K_{\Delta p} = 0.45$$

Para calcular la capacidad nominal de la válvula se usa la siguiente ecuación:

$$Q_n = Q_{evap} \times K_t \times K_{\Delta p}$$

Remplazando los valores en la ecuación anterior:

$$Q_n = 50.88 \times 1.048 \times 0.45 = 23.99 \text{ KW} \approx 24 \text{ KW}$$

$$\mathbf{Q_n = 24 KW}$$

Se analizó el ANEXO 6, se selecciona la 200RB6, como va soldada a la tubería y tiene conexión 1/2 pulgada de diámetro, la válvula seleccionada es la siguiente:

200RB6 T4

5.1.3 Termostato.

El termostato a seleccionar es de la serie TS1, para el sistema realizado se va a utilizar uno con carga de vapor y contacto SPTD con conmutador selector (automático/parada). Del ANEXO 7, seleccionamos el:

TS1 – B2A

Las características mostradas por este termostato son las siguientes:

Punto de ajuste superior:	-30 +15°C
Diferencial ΔT :	1.5 16°C
Punto de ajuste mínimo:	-36°C
Máxima temperatura de bulbo:	150°C

5.1.4 Deshidratador (Filtro secador).

Las condiciones para las cuales se encuentran tabulados los diferentes filtros difieren de acuerdo a la cámara y por lo tanto hay que aplicar un factor de corrección. Según la siguiente ecuación se tiene que la capacidad nominal está dada en función de la capacidad de refrigeración de la cámara y la corrección para la temperatura de líquido definida por:

$$Q_n = Q_{evap} \times K_t$$

Capacidad de enfriamiento: 880.48KW.

Temperatura de líquido: 41°C

Refrigerante: HFC 134a.

Del ANEXO 8 se obtiene el valor de $K_t=1.058$, por lo tanto la capacidad nominal es igual a:

$$Q_n = 880.48 \times 1.058$$

$$Q_n = 931.55 \text{ KW}$$

Las series disponibles para los filtros son: ADK-plus, BFK y ADKS-plus con núcleos H/S/W48. Para la capacidad antes mencionada,

es necesaria la colocación de 3 filtros secadores, los cuales se encuentran en la serie ADKS-plus, por lo que se selecciona la siguiente:

14411T

El cual posee un núcleo H48 (conexiones a soldar 35mm, caída de presión 0.07bar). Las características se las puede observar en el ANEXO 8.

5.1.5 Visor.

Existen dos tipos de visores, se seleccionó el que posee carcasa de acero inoxidable para de esta manera evitar un posible evento de corrosión. La selección está regida por el diámetro de la tubería de líquido, esto debido a que va instalado después del filtro secador, es así que para un diámetro de 35mm, se tiene el:

AMI – 2 S11

Las especificaciones técnicas, así como las principales dimensiones del mismo la encontramos en el ANEXO 9.

5.1.6 Separador de aceite.

Para poder seleccionar el separador de aceite se tiene que hallar la capacidad nominal en función de aquella que se seleccionará. Se aplica la misma relación antes usada, donde única diferencia es el valor del factor de corrección.

Para una temperatura de condensación de 46°C y 4°C de temperatura de evaporación, tenemos que $K_t = 0.8588$.

$$Q_n = 880.48 \times 0.8588$$

$$Q_n = 756.16 \text{ KW}$$

Para hacer la selección es necesario considerar que cada evaporador debe contar con un separador de aceite, razón por la cual se deben usar 16 de estos equipos para alcanzar la capacidad requerida, siendo el separador de aceite seleccionado el que tienen 73.8KW de capacidad, por lo tanto se selecciona el:

OSH – 617

Cuenta con conexión 2-1/8 pulgada y una capacidad de 7.9 litros, las demás características se las encuentra en el ANEXO 10.

5.1.7 Válvula de presión constante.

Es necesario corregir la capacidad por medio de un factor de corrección de las temperaturas de condensación y evaporación. Al interpolar se obtuvo un valor de 1.124, por lo tanto al remplazar en la ecuación se tiene:

$$Q_n = 880.48 \times 1.124$$

$$Q_n = 989.67 \text{ KW}$$

Son los reguladores de presión que pertenecen a la serie PRE aquellos que pueden realizar esta función, debido a que los PRC regulan la presión de condensación.

La capacidad del equipo para el tipo de refrigerante usado es de 7.4KW, por lo tanto se selecciona:

PRE – 21C

El cual cuenta con una conexión ODF de 28mm, donde serán ubicados en la cantidad necesaria para poder ser usados de una manera adecuada dentro de la cámara. Las especificaciones técnicas se encuentran en el ANEXO 11.

5.1.8 Botella recibidora de líquido.

Para la botella de líquido se procedió a utilizar un recibidor horizontal que pertenece a la STANREF, cuya capacidad para los 21716.19Kg de refrigerante corresponde al modelo:

12301 – 410

Donde las especificaciones técnicas de dicho equipo se las encuentra en el ANEXO 12.

5.2 Cálculo de dimensiones de tubería.

5.2.1 Cálculo de diámetros.

a) Tubería de gas refrigerante: Para obtener el diámetro se usó la ecuación de continuidad, donde el valor que se recomienda para velocidades de gas refrigerante está entre 15 y 25m/s, para efectos de cálculo se empleará 20m/s.

$$D_i = 2 \sqrt{\frac{m}{\rho V \pi}}$$

Donde:

m: Flujo másico del refrigerante, 21716.19kg/h ó 6.03kg/s.

D_i : Diámetro interior, m.

ρ : Densidad del R134a en condiciones de vapor recalentado (1.2 MPa @ 54°C), 53.6kg/m³.

V: Velocidad recomendada del gas refrigerante, 20m/s.

$$D_i = 2 \sqrt{\frac{6.03}{(53.6)(20) \pi}} = 0.0212m$$

$$\mathbf{D_i = 22mm}$$

De acuerdo a la tabla 20 el diámetro nominal es de 7/8 pulgadas.

b) Tubería de líquido: El rango de valores recomendados para las velocidades de refrigerante líquido está comprendido entre 0.5 y 1.25m/s⁹, para lo cual se adopta 1m/s. De manera que los valores a utilizar son los siguientes:

m: 21716.19kg/h ó 6.03kg/s.

⁹ Mecánica de Fluidos, capítulo 6, página 164

D_i : Diámetro interior, m.

ρ : Densidad del R134a en condiciones de líquido saturado (1.2MPa @ 41°C), 1187kg/m³.

V: Velocidad recomendada del gas refrigerante, 1m/s.

$$D_i = 2 \sqrt{\frac{6.03}{(1187)(1) \pi}} = 0.020m$$

$$D_i = 20mm$$

De acuerdo a la tabla 20 el diámetro nominal es de 7/8 pulgadas.

c) Tubería de aspiración: Las velocidades en la tubería de aspiración están comprendidas entre 8 y 15m/s, se utilizará 15m/s.

Los valores a utilizar son:

m: 21716.19kg/h ó 6.03kg/s.

D_i : Diámetro interior, m.

ρ : Densidad del R134a en condiciones de vapor saturado (0.32MPa @ 4°C), 21.33 kg/m³.

V: Velocidad recomendada del gas refrigerante, 15 m/s.

$$D_i = 2 \sqrt{\frac{6.03}{(21.33)(15)\pi}} = 0.0387m$$

$$D_i = 39mm$$

De acuerdo a la tabla 14 el diámetro nominal es de 1-5/8 pulgadas.

5.2.2 Caídas de presión en las tuberías.

Parte importante del diseño de la red de tubería es que cada tramo de la misma (conductos de líquido, conducto de aspiración, tubería de descarga) encuentre dentro del rango admisible de caída de presión, para así obtener una economía en el costo y evitar una caída de presión demasiado alta.

a) Tubería de gas refrigerante: No presenta una gran importancia debido a que la unidad de condensación tiene concebido en su diseño este factor. Se limita normalmente a la caída de presión a 0.15kg/cm^2 (2psi) para el R12, por esta razón se empleará el mínimo valor para el R134a.

La expresión que determina la caída de presión está dada por la siguiente ecuación:

$$h_f = f \frac{L V^2}{D_i 2 g}$$

Donde:

h_f : Pérdidas por fricción, m.

f : Factor de fricción.

L : Longitud total de tubería, se considera el trayecto más largo (9.8 m).

D_i : Diámetro interior de la tubería, mm.

V : Velocidad del gas refrigerante, m/s.

b) Tubería de líquido: La caída de presión para esta sección se debe limitar a 0.28Kg/cm² (4psi).

h_f : Pérdidas por fricción, m.

f : 0.027*

L: Longitud total de tubería, 18.5m (trayecto más largo).

$$16 \text{ codos } 90^\circ \equiv K \equiv 30f$$

$$8 \text{ válvulas de paso directo } \equiv K \equiv 18f$$

D_i : Diámetro interior de la tubería, 21.2mm.

V: Velocidad del gas refrigerante, 1m/s.

Para conocer la longitud equivalente de estos accesorios, se necesita conocer el valor del factor de fricción. Para tuberías del tipo comercial el valor de f fluctúa entre valores de 0.025 y 0.030, se selecciona un valor de 0.027. La longitud equivalente está en función del coeficiente de resistencia K , de la siguiente forma:

$$L_e = K \frac{D_i}{f}$$

$$L_e = 16(30D_i) + 8(18D_i) = 624D_i$$

$$L_e = 1.32m$$

$$h_f = 0.027 \frac{(18.5 + 1.32) (1)^2}{(0.0212)^2 (9.8)}$$

$$h_f = 0.644m$$

Remplazando en la ecuación de la caída de presión, se tiene:

$$\Delta p = 0.644 \text{ m} \times 1187 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 764.36 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$$

$$\Delta p = \mathbf{0.076 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}$$

c) Tubería de aspiración: Para el trayecto más largo del sistema se estima una longitud de 30m. La caída de presión se debe limitar de igual manera que para el R12 a 0.21kg/cm^2 (3psi).

h_f : Pérdidas por fricción, m.

f : 0.027

L : Longitud total de tubería, 30 m.

$$8 \text{ codos } 90^\circ \equiv K \equiv 30f$$

D_i : Diámetro interior de la tubería, 38.7 mm.

V : Velocidad del gas refrigerante, 15 m/s.

$$L_e = 8(30D_i) = 240D_i$$

$$\mathbf{L_e = 9.29 \text{ m}}$$

$$h_f = 0.027 \frac{(30 + 9.29) (15)^2}{(0.0387)^2 (9.8)}$$

$$h_f = 91.4m$$

$$\Delta p = 91.4 m \times 21.33 \frac{kg}{m^3} = 1949.56 \frac{kg}{m^2}$$

$$\Delta p = 0.194 \frac{kg}{cm^2}$$

En los cálculos realizados anteriormente se han asumido ciertos valores, tales como: la velocidad y las caídas de presión, las cuales son aceptables para el refrigerante R12, que por tener propiedades termodinámicas similares con el refrigerante usado, no presentan restricción alguna. Hay información de pruebas realizadas con el refrigerante R134a, las cuales han considerados temas como: velocidades en líneas de succión (ó aspiración) y de líquido, así como en la caída de presión; los cuales pueden ser aplicados a las condiciones de operación de nuestro sistema, sin que ocurran cambios apreciables.

5.3 Dimensionamiento de tuberías para los diferentes equipos-aislamiento.

Debido a que se emplean tuberías para el sistema de refrigeración y el diferencial entre la temperatura del refrigerante y la temperatura del ambiente es muy alto, por lo cual es necesario colocar aislante térmico en las tuberías de aspiración para así evitar el recalentamiento excesivo del fluido frigorífico y también se debe colocar aislamiento en las tuberías de líquidos para evitar la evaporación del refrigerante antes que llegue al evaporador.

De los materiales aislantes existentes se conoce que de acuerdo al fabricante están los diferentes tamaños que se encuentran en el mercado. Entre estos materiales aislantes minerales se puede mencionar: lana de vidrio, lana de roca y fibra cerámica; cuando se realizan aplicaciones de refrigeración se utiliza coquilla de lana de vidrio.

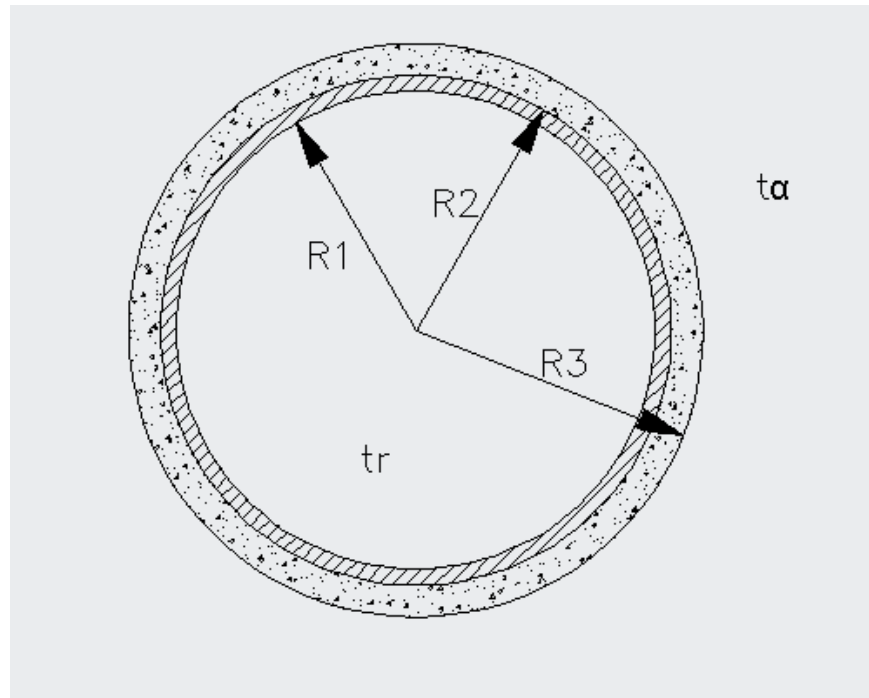


FIGURA 5. 1 ESQUEMA DE AISLAMIENTO DE TUBERÍA

La temperatura que existe superficialmente en las tuberías a las que se hace referencia considera su temperatura superficial inferior a la temperatura de rocío del ambiente, por lo que se produce condensación. Al realizar el cálculo del espesor del aislamiento adecuado para cada tubería, lo que se busca es que esta temperatura superficial sea igual o superior a la de rocío, para que así se pueda evitar la condensación. Entre los datos que se necesitan para el cálculo de la temperatura superficial está el de la

humedad relativa del aire ambiente, que a veces no se conoce o que puede estimarse por medio de tablas. Si se tiene un valor elevado de la humedad relativa, es más difícil obtener un valor preciso, debido a que las fluctuaciones de humedad o de temperatura superficial son determinantes.

En la tubería de aspiración se tienen los siguientes datos:

Temperatura interior:	9°C
Temperatura Ambiente:	34°C
Humedad relativa:	75 % (promedio)
Diam. ext. tubería sin aislamiento:	0.054m (2-1/8pulg.)
Conductividad térmica coquilla:	0.029W/m ² K

Con un diagrama psicrométrico del aire para las condiciones conocidas, se tiene que la temperatura de rocío es de 28°C; por lo tanto para evitar la condensación del vapor de agua en la superficie del tubo se establece dicho valor 29°C.

Cálculo del coeficiente de convección del aire.-

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

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

Donde:

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

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.

$$t_f = \frac{t_s + t_\infty}{2} = \frac{34 + 9}{2} = 21.5^\circ C$$

$$t_f = 294.5K$$

Las propiedades del aire a la temperatura de película son:

$$\beta = 1/307K$$

$$\mu = 183.4 \times 10^{-7} N \cdot s/m^2$$

$$\nu = 17.28 \times 10^{-6} m^2/s$$

$$\rho = 1.4135 Kg/m^3$$

$$c_p = 1014 J/Kg \cdot K$$

$$K = 27.92 \times 10^{-3} W/mK$$

$$Pr = 0.726$$

$$Gr = \frac{(0.054)^3 (9.8) (1/307K) (34 - 9)}{(17.28 \times 10^{-6})^2}$$

$$\mathbf{Gr = 420844.36}$$

$$Nu = 0.525(420844.36 \times 0.726)^{1/4}$$

$$\mathbf{Nu = 12.34}$$

$$\alpha = \frac{Nu \cdot K}{d} = \frac{12.34(27.92 \times 10^{-3})}{0.054}$$

$$\alpha = 6.38 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Cálculo del coeficiente de convección refrigerante tubería.-

Al realizar este cálculo se utiliza la ecuación de Mc Adams, la cual es válida para un régimen turbulento ($Re > 10000$) dentro de tubos horizontales, basado en la temperatura media del refrigerante:

$$Nu = 0.023Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4}$$

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

$$T_m = \frac{4 + 9}{2}$$

$$T_m = 6.5^\circ\text{C}$$

Se tiene que:

$$\mu = 104.37 \times 10^{-7} \text{ N}\cdot\text{s/m}^2$$

$$v = 0.742 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\rho = 15.41 \text{ Kg}/\text{m}^3$$

$$c_p = 0.794 \text{ J}/\text{Kg.K}$$

$$K = 0.0167 \text{ W}/\text{mK}$$

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{K}$$

Para calcular el número de Reynolds se emplea la siguiente ecuación, considerando que el flujo del refrigerante es de 21716.19kg/h ó 6.03kg/s.

$$Re = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot \rho \cdot d_i \cdot v}$$

Se conoce los siguientes datos de la tubería, los cuales serán empleados en cálculos posteriores:

Diámetro exterior tubería: 0.054m (2-1/8pulg)

Diámetro interior tubería: 0.05044m

Espesor: 1.78mm

Estos datos corresponden a tubería de cobre templada ASTM B280.

$$Re = \frac{4(6.03)}{\pi(15.41)(0.05044)(0.742 \times 10^{-6})}$$

$$Re = 1331207.66$$

$$Pr = \frac{(0.794)(104.37 \times 10^{-7})}{0.0167}$$

$$Pr = 0.496$$

$$Nu = 0.023(1331207.66)^{0.8}(0.496)^{0.4}$$

$$Nu = 1378.22$$

$$\alpha_r = \frac{Nu \cdot K}{d} = \frac{1378.22(0.0167)}{0.05044}$$

$$\alpha_r = 456.31 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Cálculo del calor transmitido por unidad de longitud de tubería.-

Para conocer el calor que es transmitido por unidad de longitud se emplea la siguiente ecuación:

$$\frac{Q}{L} = \alpha \cdot 2\pi \cdot r_3 (t_\infty - t_3)$$

$$\frac{Q}{L} = (6.38)2\pi \cdot r_3 (34 - 30)$$

$$\frac{Q}{L} = 160.35r_3 \text{ W/m}$$

Cálculo del espesor mínimo de la tubería de aspiración.-

Cuando se tiene un estado estable el flujo de calor producido a través del refrigerante hacia el tubo, será el mismo que el flujo que va del tubo hacia el ambiente, de manera que:

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

Al despejar t_1 , resulta:

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

Al momento de hallar el valor del radio externo del aislante, así como su espesor, se deberá usar la siguiente expresión:

$$r_3 \ln \frac{r_3}{0.02633} + 0.003941r_3 - 0.03452 = 0$$

El valor de r_3 que permite que la ecuación se cumpla es 0.0493m, por lo que el espesor del aislamiento será:

$$e_{\text{aislamiento}} = r_3 - r_2 = 0.0493 - 0.02633 = 0.02297m = 2.3cm$$

Para lo cual se seleccionará un espesor de 25.4mm ó 1pulgada de espesor.

Aislamiento de la tubería del líquido refrigerante.-

Este aislamiento comprende desde la salida del condensador hasta el subenfriador de líquido, donde el aislante usado será del mismo espesor del hallado anteriormente, que es 25.4mm (1pulgada), el cual será de coquilla de fibra de vidrio.

CAPÍTULO 6

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

6.1 Conclusiones.

1. La Cámara Frigorífica ha sido dimensionada para almacenar 60000Kg. de papaya para exportación.
2. El tipo de pallets a utilizar fue seleccionado según la norma Europea, la cual permite determinar la capacidad de la cámara mediante la utilización de cargas unitarias para obtener a manipulación eficaz del producto.
3. A través del piso la ganancia de calor es despreciable comparado con las otras cargas, por lo cual el aislamiento del suelo no es necesario y esto no presenta problema alguno en el funcionamiento de la Cámara.

4. Se empleará un sistema de refrigeración de expansión directa con el refrigerante HFC134a. La selección del refrigerante se dio porque fue el mejor al momento de compararlo con otros refrigerantes mediante una matriz de decisión.

5. Las propiedades termodinámicas utilizadas para el R134a fueron en base a criterios que se consideran dentro de un rango de temperatura o presión de acuerdo a las necesidades que se presentaron.

6. La inclinación de las tuberías horizontales utilizadas debe ser no menor a 12mm por cada 3 m de longitud en dirección del flujo de refrigerante, para de esta manera facilitar su movimiento hasta el lugar deseado.

7. El evaporador seleccionado presenta un tiro de aire de 20m, el cual está considerado para que funcione en cámaras que presentan 5.5m de altura, sin obstrucciones y con una velocidad final de 0.25m/s; por lo cual no presentará problemas en su funcionamiento para la Cámara diseñada.

8. El radio de la tubería de aspiración (39 mm) es mayor al radio crítico del aislante (6.67mm), por lo tanto la resistencia a la transmisión de calor total del sistema comprendido por el aislante y la tubería de aspiración aumenta, por lo que se debe preocupar por los efectos producidos de un radio de tubería menor al radio crítico que provoque se incremente el efecto de transferencia de calor por dicho sistema.

9. Los cálculos realizados al hallar los diámetros y las caídas de presión se han producido al asumir valores de velocidad y caídas de presión que son admisibles para refrigerantes CFC's, debido a la similitud de las propiedades termodinámicas.

10. En el cálculo de diámetros de tuberías los valores recomendados de velocidad para refrigerantes CFC's presentan resultados adecuados para ser empleados en el R134a, es así que el rango de velocidades para la tubería de aspiración se encuentra entre 8 y 15m/s, estas velocidades son considerados para los CFC's. Para la Cámara de Papaya Sunrise Solo diseñada el valor empleado fue de 15 m/s; mientras en la tubería de

líquido la velocidad usado en los cálculos fue de 1 m/s y el rango establecido para los CFC's es de 0.5 a 1.25 m/s.

11. El Coeficiente de Rendimiento (COP) para el sistema de refrigeración es igual a:

$$COP = \frac{\text{Energía útil}}{\text{Energía consumida}} = \frac{880.48KW}{284.16KW}$$

$$COP = 3.1$$

En máquinas empleadas para la fabricación de hielo, así como en refrigeradores domésticos el Coeficiente de Rendimiento se encuentra en un rango entre 4 y 5.

6.2 Recomendaciones.

1. Es importante emplear los equipos para las cargas a las que fueron diseñados y no provocar que trabajen fuera de su rango de diseño porque esto provocará un desgaste mayor.

2. Si se incrementara la capacidad de la Cámara sería necesario considerar aumentar el número de equipos para que el funcionamiento sea de una forma adecuada.

3. Es muy importante realizar el mantenimiento de los equipos en el tiempo adecuado, puesto que esto permitirá que su vida útil se mantenga, además de disminuir un posible gasto que representa la compra de un equipo nuevo.

APÉNDICE

CONSTRUCCIÓN.-

Teniendo en consideración las dimensiones con que cuenta la Instalación Frigorífica, hay que tener en cuenta los costos correspondientes al terreno en el que se va a realizar la construcción así como la construcción en sí.

El terreno en el que se va realizar la construcción de la Instalación Frigorífica tendrá como dimensiones 50 por 25 metros, lo que permitirá que se ubiquen los containers en la parte frontal para que puedan ser cargados y llevados hasta el puerto, así como un posible crecimiento de la cámara en un futuro.

El costo correspondiente a dicho terreno es de \$ 80000 dólares.

Mientras que los costos que resultan de la construcción de la Instalación Frigorífica es de \$ 450/m², debido a las dimensiones que se tiene en la Instalación el área que corresponde a la construcción es 300 m², de manera que el costo por la construcción de la Instalación es igual a:

$$\text{Costo Construcción} = 300 \text{ m}^2 \times \$ 450/\text{m}^2$$

$$\text{Costo Construcción} = \$ 135000$$

Tomando en consideración los costos correspondientes a la compra del terreno y a la construcción de la Instalación Frigorífica, el costo total es de \$ 215000.

AISLAMIENTO.-

Para realizar el análisis de costos de la Instalación Frigorífica, se debió analizar primero el total de materiales que se iba a emplear para la construcción del mismo, es así que se pudo mencionar que los materiales a usar son los siguientes:

- Planchas de aluminio de 0.5 mm de espesor.
- Poliuretano inyectado de 3 pulgadas de espesor.

La cantidad de planchas a emplearse se la determinó mediante el cálculo del área total que comprende la Instalación Frigorífica, la cual por las dimensiones de las paredes, se obtuvo lo siguiente:

Largo: 20 metros

Ancho: 15 metros

Alto: 3.5 metros

$$\text{Área Total de la Instalación Frigorífica} = (L \times An) + 2(L \times Al) + 2(An \times Al)$$

Área Total de la Instalación Frigorífica

$$= (20 \times 15) + 2(20 \times 3.5) + 2(15 \times 3.5)$$

$$\text{Área Total de la Instalación Frigorífica} = 300 + 2(70) + 2(52.5)$$

$$\text{Área Total de la Instalación Frigorífica} = 545 \text{ m}^2$$

Debido a que son necesarias dos planchas de aluminio, el área total de la Instalación Frigorífica se multiplicará por dos, para obtener el área que deberán cumplir las planchas de aluminio, que es la siguiente:

$$\text{Área Total de las planchas de aluminio} = (545 \text{ m}^2) \times 2$$

$$\text{Área Total de las planchas de aluminio} = 1090 \text{ m}^2$$

Las planchas de aluminio constan de dos dimensiones de fabricación para el espesor requerido del poliuretano expandido con el que van a formar el panel isotérmico, el cual es de 3 pulgadas, para la misma cantidad de área a cubrir serán necesarias diferentes cantidades de paneles isotérmicos, además de un diferente costo para dicha área, los cuales están representados en la siguiente tabla:

Dimensiones de los paneles	Cantidad	Costo Unitario / Panel	Costo Total
1170 x 2500 mm	373	\$ 44	\$ 16412
1170 x 3300 mm	283	\$ 48	\$ 13584

De manera que la selección de los paneles isotérmicos en la Instalación Frigorífica puede hacerse por el costo que representa para la implementación de la misma, debido a que el material con el que son elaborados ambos tipos de planchas es el mismo. La plancha que se consideró para hacer los costos totales fue la de 1170 x 3300 mm, que contiene las 3 pulgadas de poliuretano expandido, dicho panel representa un costo de \$ 13584.

EQUIPOS DE REFRIGERACIÓN.-

Después de haber realizado la selección de los diferentes equipos que forman parte de la Instalación Frigorífica, es necesario mencionar el costo que representan para la realización del proyecto, los cuales están detallados a continuación:

Elemento	Capacidad	Cantidad	Costo Unitario	Costo Total
Unidad de condensación	240000 BTU/H	8	\$ 14000	\$ 112000
Evaporadores	200000 BTU/H	16	\$ 5000	\$ 80000
Válvula de expansión	50 KW	8	\$ 345	\$ 2760
Válvula solenoide	24KW	8	\$ 400	\$ 3200
Termostatos	Ajuste mínimo: -36°C Máxima temperatura: 150°C	8	\$ 180	\$ 1440
Filtro secador	311KW	3	\$ 250	\$ 750
Visores	De 35 mm de diámetro	8	\$ 310	\$ 2480
Separadores de aceite	73.8kw	16	\$ 450	\$ 7200
Regulador de presión de aspiración	7.4kw	8	\$ 390	\$ 3120
Refrigerante R134a	21717kg de refrigerante	218	\$ 90	\$ 19620

El costo total que representa comprar los diferentes equipos, así como los componentes que forman parte de la Instalación es igual a \$ 232570.

Además de los valores correspondientes a los equipos que forman parte de la Instalación Frigorífica, se ha considerado la compra de dos montacargas de 2.5 toneladas de capacidad, con lo cual se busca tener los equipos necesarios para que el manejo de los productos sea el adecuado, la inversión correspondiente a este parámetro está detallado a continuación:

Equipo	Cantidad	Costo Unitario	Costo Total
Montacargas Toyota, modelo 426FGC25, serie 63767	2	\$ 16000	\$ 32000

Para poder llevar a cabo el proyecto de una Instalación Frigorífica se debe considerar el costo que representa el aislamiento así como de los diferentes elementos que forman la Instalación, así como del costo de los 2 montacargas, la inversión necesaria es de \$493154, lo que permitiría conseguir elementos de calidad, que además cuentan con la garantía de fábrica adecuada, facilitando que mantener el producto bajo las condiciones adecuadas y necesarias, no produzca daño alguno en los mismos.

RECUPERACIÓN DE LA INVERSIÓN.-

Según datos obtenidos acerca del costo del alquiler de Cámaras Frigoríficas que presentan características similares, en cuanto a la capacidad de almacenamiento se refiere, se puede trabajar con un valor promedio de \$2800 por el alquiler de la cámara por un lapso de máximo 3 días, con lo cual se puede hacer trabajar la Instalación con tres cargas de papaya durante la semana, para tenerlas listas para la exportación.

Estos datos coinciden con el fin para el cual fue diseñada la Instalación, la cual consiste en mantener tres cargas de papaya semanalmente y tenerlas lista para exportar. Los valores correspondientes a dicho alquiler son los siguientes:

Parámetros a evaluar	Cantidad	Costo Unitario	Costo Total
Alquiler (3 veces a la semana, 12 veces al mes)	12	\$ 2800	\$ 33600

De manera que al realizar el alquiler de la Instalación Frigorífica con valores promedio en cuanto a su costo, así como del número de veces que se renueva el producto, el ingreso por dicho parámetro será de \$ 33600 mensuales.

Hay que tener en consideración también ciertos parámetros que representan un egreso de dinero, pero que a su vez son necesarios para mantener los equipos y prolongar su vida de uso, el principal parámetro es el del mantenimiento, el que se realizará un día a la semana, durante el cual se paralizará el uso de los equipos, que serán revisados, este parámetro representa:

Parámetros a evaluar	Cantidad	Costo Unitario	Costo Total
Mantenimiento (1 vez a la semana, 4 veces al mes)	4	\$ 1600	\$ 6400
Sueldo conductor montacargas	2	\$ 450	\$ 900
Sueldo empleado	3	\$ 320	\$ 960

Con los parámetros tomados en consideración se tiene un valor total correspondiente al egreso mensual que se tendrá por el uso que se produce en la Instalación Frigorífica, siendo el egreso mensual igual a \$8260 mensuales.

Al final de cada mes se podrá contar con una cantidad de dinero que es igual a la diferencia entre los ingresos y los egresos, estos se detallan en la siguiente tabla:

RUBRO	TOTAL
INGRESOS	\$ 33600
(-) EGRESOS	\$ 8260
TOTAL	\$ 25340

El valor obtenido como ingreso neto es de \$ 25340, el cual es con el que se podrá contar para recuperar la inversión realizada al realizar la implementación de la Instalación Frigorífica.

Para conocer el tiempo en que se recuperará el valor que se invirtió, se debe tomar en consideración los ingresos netos que van a tener en promedio durante cada mes en la Instalación Frigorífica, para lo cual fue necesario elaborar una tabla en la que se detalla el momento en que los ingresos netos obtenidos producen que se llegue a cancelar en su totalidad el valor invertido, que se detalla de la siguiente manera:

Periodo (meses)	Saldo Inversión	Ingreso mensual neto
1	\$ 493154	\$ 25340
2	\$ 467814	\$ 25340
3	\$ 442474	\$ 25340
4	\$ 417134	\$ 25340
5	\$ 391794	\$ 25340
6	\$ 366454	\$ 25340
7	\$ 341114	\$ 25340
8	\$ 315774	\$ 25340
9	\$ 290434	\$ 25340
10	\$ 265094	\$ 25340
11	\$ 239754	\$ 25340
12	\$ 214414	\$ 25340
13	\$ 189074	\$ 25340
14	\$ 163734	\$ 25340
15	\$ 138394	\$ 25340
16	\$ 113054	\$ 25340
17	\$ 87714	\$ 25340
18	\$ 62374	\$ 25340
19	\$ 37034	\$ 25340
20	\$ 11694	\$ 25340
21	- \$ 13646	\$ 25340

Teniendo en cuenta este resultado se puede decir que desarrollar la Instalación Frigorífica representará contar con un negocio rentable, esto debido a que es usual que una empresa necesite de cinco años para que así se obtenga la rentabilidad adecuada como para poder recuperar la inversión que se ha realizado. Mientras que para este caso la inversión se la recupera en 21 meses,

luego de lo cual todo valor que ingrese representará ganancias para los dueños de la Instalación Frigorífica, siempre y cuando las exportaciones del producto se mantengan en los valores promedio, con lo cual se alcanzará por lo menos el valor de equilibrio mensual, que permitirá se pueda mantener la Instalación en las condiciones necesarias para que pueda seguir empleándose.

ANEXOS

ANEXO 1

EXPORTACIONES ECUATORIANAS DE PAPAYA DESDE 2002 HASTA 2011

AÑO	TONELADAS MÉTRICAS	VALOR FOB
2002	1975,87	200120
2003	4837,6	1175840
2004	7440,42	2148980
2005	5401,11	1903940
2006	5549,48	2241710
2007	5704,22	2481340
2008	4388,86	2244220
2009	5402,68	3370020
2010	5315,03	3851160
2011	9270,11	5002000

ANEXO 2

EXPORTACIONES ECUATORIANAS DE PAPAYA POR PAÍSES AÑO 2011

PAÍS	TONELADAS MÉTRICAS	VALOR FOB
HOLANDA	1580,45	1546510
BÉLGICA	1684,38	1189320
ALEMANIA	882,96	680470
ESPAÑA	976,59	630470
PERÚ	2202,9	528820
CANADÁ	308,79	201810
COLOMBIA	1499,99	150130
PORTUGAL	134,02	74460
ANTILLAS HOLANDESAS	0,01	30
REINO UNIDO	0,06	20
FRANCIA	0,01	10

ANEXO 3

Modelo BHA, BHE/BHL, BHG/BHF

Los Modelos BH son evaporadores grandes ideales para aplicaciones de grandes capacidades para refrigeración ó congelación. Con su diseño del serpentín thermo-flex patentado con garantía de 5 años contra fugas en las cabezeras, estos evaporadores grandes proporcionan una operación confiable y eficiente. Dentro de sus características incluye un gabinete en aluminio pulido, motores a 850 RPM silenciosos y confiables, provisto con cable para la válvula solenoide de líquido de rápida instalación, válvula pivote en la succión para una medición más fácil de la presión de succión. También, seguros ó prisioneros sobre las cubiertas de acceso para facilidad en el servicio evitando la pérdida de tornillos y tuercas. Los modelos BH también cuentan con un tablero terminal estandarizado que facilita las conexiones eléctricas ó cableado en el campo. Las opciones incluyen motores totalmente cerrados, collares para tiro de aire largo para aplicaciones industriales y de grandes cuartos fríos. Con aprobaciones de UL de Estados Unidos y del Canadá.



Modelos BHE/BHL (Deshielo eléctrico)

Modelo	Kcal/hr (5.35 °C (F))	BTUH (10 ° F (C))	m ³ /min	CFM	Ventilador Diámetro Pulg. No.	Información Motor		Información Resistencia		Largo cm pulg.	Dimensiones			Conexiones Pulgadas		Peso Aprox. Embarque Lbs. kg.						
						230/0/90 FLA	440/2/44 FLA	230/0/90 Watts	440/0/90 Watts		Ancho cm pulg.	Alto cm pulg.	Líquido	Succión	Ornaje							
BHE 450	11335	45000	254.7	9000	24	2	5.2	2.6	9900	27.5	13.9	211.46	83.25	66.68	26.25	94.62	37.25	1 1/8 DE	1 5/8 DE	1 1/4 RTH*	439	199.13
BHE 550	13854	55000	254.7	9000	24	2	5.2	2.6	9900	27.5	13.9	211.46	83.25	66.68	26.25	94.62	37.25	1 1/8 DE	1 5/8 DE	1 1/4 RTH*	476	215.91
BHE 640	16121	64000	356.6	12600	24	3	7.8	3.9	12900	35.8	18.1	267.34	105.25	66.68	26.25	94.62	37.25	1 3/8 DE	2 1/8 DE	1 1/4 RTH*	607	275.34
BHE 740	18640	74000	356.6	12600	24	3	7.8	3.9	12900	35.8	18.1	267.34	105.25	66.68	26.25	94.62	37.25	1 3/8 DE	2 1/8 DE	1 1/4 RTH*	634	287.58
BHE 810	20403	81000	475.4	16800	24	4	10.4	5.2	17050	47.8	24.3	343.54	135.25	66.68	26.25	94.62	37.25	1 3/8 DE	2 1/8 DE	1 1/4 RTH*	769	348.82
BHE 950	23929	95000	475.4	16800	24	4	10.4	5.2	17050	47.8	24.3	343.54	135.25	66.68	26.25	94.62	37.25	1 3/8 DE	2 1/8 DE	1 1/4 RTH*	780	353.81
BHE 1020	25693	102000	585.8	20700	30	3	13.8	6.9	21400	64.2	32.1	343.54	135.25	90.81	35.75	113.03	44.5	1 3/8 DE	2 1/8 DE	1 1/4 RTH*	1126	510.75
BHE 1200	30227	120000	585.8	20700	30	3	13.8	6.9	21400	64.2	32.1	343.54	135.25	90.81	35.75	113.03	44.5	1 3/8 DE	2 1/8 DE	1 1/4 RTH*	1186	537.97
BHE 1390	35013	139000	687.7	24300	30	3	19.8	9.9	21400	64.2	32.1	343.54	135.25	90.81	35.75	127.64	50.25	(2) 1 3/8 DE	2 1/8 DE	1 1/4 RTH*	1350	612.36
BHE 2120	53401	212000	1001.8	35400	30	4	28.0	14.0	49600	128.4	70.0	471.17	185.50	90.81	35.75	127.64	50.25	1 5/8 DE	2 5/8 DE	1 1/4 RTH*	2030	920.81
BHL 400	10076	40000	266.0	9400	24	2	5.2	2.6	9900	27.5	13.9	211.46	83.25	66.68	26.25	94.62	37.25	1 1/8 DE	1 5/8 DE	1 1/4 RTH*	447	202.76
BHL 480	12091	48000	266.0	9400	24	2	5.2	2.6	9900	27.5	13.9	211.46	83.25	66.68	26.25	94.62	37.25	1 1/8 DE	1 5/8 DE	1 1/4 RTH*	482	218.64
BHL 560	14106	56000	373.6	13200	24	3	7.8	3.9	12900	35.8	18.1	267.34	105.25	66.68	26.25	94.62	37.25	1 3/8 DE	2 1/8 DE	1 1/4 RTH*	584	264.90
BHL 650	16373	65000	373.6	13200	24	3	7.8	3.9	12900	35.8	18.1	267.34	105.25	66.68	26.25	94.62	37.25	1 3/8 DE	2 1/8 DE	1 1/4 RTH*	615	278.96
BHL 710	17884	71000	498.1	17600	24	4	10.4	5.2	17050	47.8	24.3	343.54	135.25	66.68	26.25	94.62	37.25	1 3/8 DE	2 1/8 DE	1 1/4 RTH*	778	352.90
BHL 840	21159	84000	498.1	17600	24	4	10.4	5.2	17050	47.8	24.3	343.54	135.25	66.68	26.25	94.62	37.25	1 3/8 DE	2 1/8 DE	1 1/4 RTH*	791	358.80
BHL 890	22418	89000	611.3	21600	30	3	13.8	6.9	21400	64.2	32.1	343.54	135.25	90.81	35.75	113.03	44.5	1 3/8 DE	2 1/8 DE	1 1/4 RTH*	1106	501.68
BHL 1050	26448	105000	611.3	21600	30	3	13.8	6.9	21400	64.2	32.1	343.54	135.25	90.81	35.75	113.03	44.5	1 5/8 DE	2 1/8 DE	1 1/4 RTH*	1175	532.98
BHL 1220	30730	122000	713.2	25200	30	3	19.8	9.9	21400	64.2	32.1	343.54	135.25	90.81	35.75	127.64	50.25	(2) 1 3/8 DE	(1) 2 1/8 DE	1 1/4 RTH*	1340	607.82
BHL 1440	36272	144000	781.1	27600	30	3	21.0	10.5	37100	95.6	47.8	361.95	142.50	90.81	35.75	127.64	50.25	1 3/8 DE	2 5/8 DE	1 1/4 RTH*	1450	657.72
BHL 1860	46851	186000	1041.4	36800	30	4	28.0	14.0	49600	128.4	70.0	471.17	185.50	90.81	35.75	127.64	50.25	1 5/8 DE	2 5/8 DE	1 1/4 RTH*	1970	893.59

* Conexión rosca hembra
Capacidad a -28.9 °C (-20 °F) Temperatura de Evaporación
* Motores de 3/4 HP. También se ofrecen motores de 1/2 HP, 1.5 HP, 2 y 3 HP en algunos modelos de estos evaporadores
Para mayor información consulte el boletín 430.1

Factores de corrección de capacidad para evaporadores de deshielo eléctrica y gas caliente

	Temperatura de Saturación de Succión				
°F	20	-10	-20	-30	-40
°C	-7	-23.3	-29	-34.4	-40
Multiplicar por	1.15	1.04	1	0.9	0.8

ANEXO 4

Modelos JBD/JLD uso exterior (24-80 HP)

Las unidades modelo JBD/JLD de condensación son unidades duales (dos compresores), con circuitos separados como estándar, dentro de un mismo gabinete reduciendo las necesidades de espacio e instalación.

Las unidades JBD/JLD están diseñadas para usarse en aplicaciones de almacenes refrigerados comerciales y del tipo industrial ligero. Utilizan el diseño de condensador enfriado por aire de tubos flotantes patentado y ofrecen una garantía amplia contra fugas en cabeceras y soportes centrales de 5 años. Los modelos estándar se encuentran disponibles de 24 a 80 HP. Las unidades van equipadas con el compresor Discus de Copeland cargado con aceite sintético polioléster de viscosidad 150 SSU.

También se ofrecen al mercado con sistema en paralelo.

Aplicaciones Alta/Media y Baja temperatura, refrigerantes R-22 y R-404A/507. También se pueden suministrar opcionalmente con el sistema Bohmizer para ahorro de energía.

Además cuentan con Service mate para monitoreo de las condiciones de operación e incluyen filtros de succión y líquido del tipo núcleo reemplazable como estándar.

Con aprobaciones de UL de Estados Unidos y del Canadá.



30

Modelo	Compresor	Ambiente						Refrigerante Cap. al 90% Kg.	Ventilador No.	MCA de la Unidad**		Largo cm	Dimensiones		Alto cm	Conexiones**		Peso Embarque					
		Kcal/Air @32°C	BTUH @90 F	Kcal/Air @38°C	BTUH @100 F	Kcal/Air @43°C	BTUH @110 F			MCA	MCA		Ancho cm	prof. cm		Líquido	Succión	Lbs.	kg.				
Modelos Alta / Media temperatura HCFC - 22																							
J'D3000H2	3DS3R17ME	69945	277680	65748	261019	61146	242748	37.6	83.0	4	3/4	136.4	66.6	365.76	144.00	221.16	87.07	141.22	55.6	7/8	1 5/8	3600	1632.96
J'D4000H2	4DA3R18ME	73298	290992	68900	273532	64077	254385	57.2	126.0	4	3/4	150.4	75.2	365.76	144.00	221.16	87.07	141.22	55.6	7/8	1 5/8	3760	1705.54
J'D5000H2	4DH3R22ME	95827	380432	90077	357606	83772	332574	57.2	126.0	4	3/4	181.9	90.9	365.76	144.00	221.16	87.07	141.22	55.6	1 1/8	2 1/8	3860	1750.90
J'D5200H2	4DH3R22ME	97870	388544	91998	365231	85558	339665	57.2	126.0	4	1 1/2	193.9	96.9	434.34	171.00	221.16	87.07	141.22	55.6	1 1/8	2 1/8	4140	1877.90
J'D6000H2	4DJ3R28ME	115912	452982	108288	428848	100718	388852	57.2	126.0	4	1 1/2	217.8	108.9	434.34	171.00	221.16	87.07	141.22	55.6	1 1/8	2 1/8	4320	1959.55
J'D7000H2	6DH3R35ME	147539	585728	138686	550584	128978	512043	87.1	192.0	6	1 1/2	258.3	129.2	574.04	226.00	221.16	87.07	141.22	55.6	1 1/8	2 1/8	5320	2413.15
J'D8000H2	6DJ3R40ME	170958	678704	160701	637982	149452	593323	87.1	192.0	6	1 1/2	327.6	163.8	574.04	226.00	221.16	87.07	141.22	55.6	1 1/8	2 1/8	5520	2503.87
Modelos Media temperatura HFC - 404A / 507																							
J'D3000M6	3DS3R17ME	74084	294112	69639	276465	64764	257112	32.7	72.0	4	3/4	136.4	66.6	365.76	144.00	221.16	87.07	141.22	55.6	7/8	1 5/8	3600	1632.96
J'D4000M6	4DA3R18ME	77437	307424	72791	288979	67695	268750	49.4	109.0	4	3/4	150.4	75.2	365.76	144.00	221.16	87.07	141.22	55.6	7/8	1 5/8	3760	1705.54
J'D5000M6	4DH3R22ME	97137	385632	91308	362494	84917	337119	49.4	109.0	4	3/4	181.9	90.9	365.76	144.00	221.16	87.07	141.22	55.6	1 1/8	2 1/8	3860	1750.90
J'D5200M6	4DH3R22ME	99966	396864	93968	373052	87390	346938	49.4	109.0	4	1 1/2	193.9	96.9	434.34	171.00	221.16	87.07	141.22	55.6	1 1/8	2 1/8	4140	1877.90
J'D6000M6	4DJ3R28ME	120451	478192	113224	449500	105298	418035	49.4	109.0	4	1 1/2	217.8	108.9	434.34	171.00	221.16	87.07	141.22	55.6	1 1/8	2 1/8	4320	1959.55
J'D7000M6	6DH3R35ME	153302	608608	144104	572092	134017	532046	75.8	167.0	6	1 1/2	258.3	129.2	574.04	226.00	221.16	87.07	141.22	55.6	1 1/8	2 1/8	5320	2413.15
J'D8000M6	6DJ3R40ME	177403	704288	166758	662031	155085	615689	75.8	167.0	6	1 1/2	327.6	163.8	574.04	226.00	221.16	87.07	141.22	55.6	1 1/8	2 1/8	5520	2503.87
Modelos Baja temperatura HFC - 404A / 507																							
J'D3000C6	3DS3R17ME	46368	184080	43586	173035	40535	160923	32.7	72.0	4	3/4	136.4	66.6	365.76	144.00	221.16	87.07	141.22	55.6	7/8	1 5/8	3600	1632.96
J'D4000C6	4DA3R18ME	46735	185536	43930	174404	40855	162196	49.4	109.0	4	3/4	150.4	75.2	365.76	144.00	221.16	87.07	141.22	55.6	7/8	1 5/8	3760	1705.54
J'D5000C6	4DH3R22ME	60357	239616	56735	225239	52764	209472	49.4	109.0	4	3/4	181.9	90.9	365.76	144.00	221.16	87.07	141.22	55.6	1 1/8	2 1/8	3860	1750.90
J'D5200C6	4DH3R22ME	62295	247312	58557	232473	54460	216208	49.4	109.0	4	1 1/2	193.9	96.9	434.34	171.00	221.16	87.07	141.22	55.6	1 1/8	2 1/8	4140	1877.90
J'D6000C6	4DJ3R28ME	73926	293488	69491	275879	64627	256568	49.4	109.0	4	1 1/2	217.8	108.9	434.34	171.00	221.16	87.07	141.22	55.6	1 1/8	2 1/8	4320	1959.55
J'D7000C6	6DH3R35ME	94464	375024	88797	352523	82581	327846	75.8	167.0	6	1 1/2	258.3	129.2	574.04	226.00	221.16	87.07	141.22	55.6	1 1/8	2 1/8	5320	2413.15
J'D8000C6	6DJ3R40ME	111335	442000	104655	415480	97329	386396	75.8	167.0	6	1 1/2	327.6	163.8	574.04	226.00	221.16	87.07	141.22	55.6	1 1/8	2 1/8	5520	2503.87
Modelos Baja temperatura HCFC - 22																							
J'D2400L6	4DA3F47KE	28711	113984	26989	107145	25099	99645	37.6	83.0	4	3/4	108.0	54.0	365.76	144.00	221.16	87.07	141.22	55.6	7/8	1 5/8	3600	1632.96
J'D3000L6	4DL3F63KE	37147	147472	34918	138624	32474	128920	37.6	83.0	4	3/4	122.2	61.1	365.76	144.00	221.16	87.07	141.22	55.6	7/8	1 5/8	3600	1632.96
J'D4400L6	4DT3F76KE	44115	175136	41468	164628	38565	153104	32.7	72.0	4	3/4	145.8	72.9	365.76	144.00	221.16	87.07	141.22	55.6	7/8	1 5/8	3760	1705.54
J'D5400L6	6DL3F93KE	54908	217984	51613	204905	48001	190562	32.7	72.0	4	3/4	179.0	89.5	365.76	144.00	221.16	87.07	141.22	55.6	1 1/8	2 1/8	3940	1787.18
J'D6000L6	6DT3F11KE	61666	244816	57966	230127	53909	214018	49.4	109.0	4	1 1/2	221.0	110.5	434.34	171.00	221.16	87.07	141.22	55.6	1 1/8	2 1/8	4340	1968.62
J'D2400L6	4DA3F47KE	28711	113984	26989	107145	25099	99645	37.6	83.0	4	3/4	108.0	54.0	365.76	144.00	221.16	87.07	141.22	55.6	7/8	1 5/8	3600	1632.96
J'D3000L6	4DL3F63KE	37147	147472	34918	138624	32474	128920	37.6	83.0	4	3/4	122.2	61.1	365.76	144.00	221.16	87.07	141.22	55.6	7/8	1 5/8	3600	1632.96
J'D4400L6	4DT3F76KE	44115	175136	41468	164628	38565	153104	37.6	83.0	4	3/4	145.8	72.9	365.76	144.00	221.16	87.07	141.22	55.6	7/8	1 5/8	3760	1705.54
J'D5400L6	6DL3F93KE	54908	217984	51613	204905	48001	190562	37.6	83.0	4	3/4	179.0	89.5	365.76	144.00	221.16	87.07	141.22	55.6	1 1/8	2 1/8	3940	1787.18
J'D6000L6	6DT3F11KE	61666	244816	57966	230127	53909	214018	57.2	126.0	4	1 1/2	221.0	110.5	434.34	171.00	221.16	87.07	141.22	55.6	1 1/8	2 1/8	4340	1968.62

* Capacidad @ -3.9.0 °C (25 F) de temperatura de evaporación Modelos Alta Temp., Media Temperatura -17.8 °C (0 F) y Modelos de Baja Temperatura @ -30 °C (-20 F)

** Amperaje mínimo del circuito, *** Capacidad de Refrigerante para sistemas limitizer, para Bohmizer ver catalogo de estos modelos

J'D, es Sistema Bohmizer; J'D, es Sistema Limitizer; Modelos C6, incluyen ventilador para enfriamiento de la cabeza del compresor

Nota: Se debe de ordenar por separado el Demand Cooling en unidades de baja temperatura usando HCFC-22

Para mayor información consulte el boletín 520.1/APM



ANEXO 5

Guía de selección de válvulas de expansión

Serie	Criterios de selección				Pág. del catálogo
	Gama de capacidad kW / R 404A	Gama de temp. de evaporación °C	Aplicación principal	Características	
TI	0,5 a 14,2	+20 a -45	Refrig. / Aire-Acond. Bombas de calor	Orificios intercambiables	66
TX3	0,8 a 15,0	+20 a -45	Refrig. / Aire-Acond. Bombas de calor	Compacta, recalentamiento ajustable	72
TX6	13,3 a 57,0	+20 a -45	Aire-Acond. Bombas de calor	Compacta, recalentamiento ajustable	74
T	2,0 a 209	+30 a -45	Refrig. / Aire-Acond. Bombas de calor	Orificios, elementos térmstaticos y cuerpos intercambiables	76
ZZ	1,9 a 81,2	-45 a -120	Aplicación en temperaturas bajas	Orificios, elementos térmstaticos y cuerpos intercambiables	81
L	2,0 a 154	+30 a -50	Inyección de líquido Control recalent.	Orificios, elementos térmstaticos y cuerpos intercambiables	84
935	5,2 a 43,5	+30 a -45	Inyección de líquido Control de Temp.	Orificios, elementos térmstaticos y cuerpos intercambiables	86

*) Si desea más información por favor contacte con nuestro departamento de aplicación.

Válvulas de Expansión Thermo® Serie T elementos termostáticos y orificios intercambiables

Características

- Diseño modular que favorece su logística y facilita su montaje y mantenimiento
- Perfecta estabilidad debido a las elevadas fuerzas generadas a ambos lados de su amplio diafragma
- Se fabrican empleando materiales y procesos de alta calidad que garantizan una mayor fiabilidad y durabilidad
- Rendimiento superior a carga parcial debido a su diseño de orificio de doble paso (TJRE, TERE, TIRE y THRE)
- Capacidad de doble flujo para aplicaciones en bombas de calor
- Longitud del tubo capilar 1.5 m (TCLE, TJRE) y 3m (TERE, TIRE y THRE)
- PS: 31 bar, TS: -45 ... +65°C
- Sin Marca CE acorde al artículo 3.3 de la dir. 97/23EC



TCLE

Código

- Tipo válvula
- Igualación externa
- Capacidad
- Refrigerante
- Código de carga
- Código de MOP
- Cuerpos de válvula
WL = paso ángulo
DL = paso recto
- Conexiones

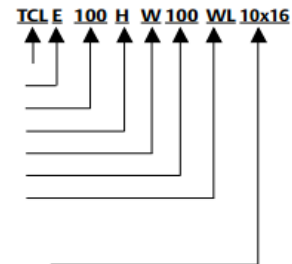


Tabla de selección de orificios

Serie	R 134a		R 22		R 404A / R 507		R 407C		Orificio
	Tipo	Capacidad nominal kW	Tipo	Capacidad nominal kW	Tipo	Capacidad nominal kW	Tipo	Capacidad nominal kW	
TCLE	25 MW	1,5	50 HW	1,9	25 SW	1,3	50 NW	2,1	X 22440-B1B
	75 MW	2,9	100 HW	3,7	75 SW	2,6	100 NW	4,0	X 22440-B2B
	150 MW	6,1	200 HW	7,9	150 SW	5,6	200 NW	8,5	X 22440-B3B
	200 MW	9,3	250 HW	11,9	200 SW	8,4	300 NW	12,9	X 22440-B3,5B
	250 MW	13,5	300 HW	17,3	250 SW	12,2	400 NW	18,7	X 22440-B4B
	350 MW	17,3	500 HW	22,2	400 SW	15,7	550 NW	24,0	X 22440-B5B
	550 MW	23,6	750 HW	30,4	600 SW	21,5	750 NW	32,9	X 22440-B6B
	750 MW	32,0	1000 HW	41,1	850 SW	29,0	1000 NW	44,4	X 22440-B7B
TJRE	900 MW	37,2	1200 HW	47,8	1000 SW	33,8	1150 NW	51,7	X 22440-B8B
	13 MW	57	18 HW	74	14 SW	51	17 NW	80	X 11873-B5B
TERE	18 MW	77	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

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

MOP Código	bar	Temperatura de evaporación en °C				
		R 134a MW	R 22 HW	R 404A SW	R 407C NW	R 507 SW
35	2,4	-45 .. 0	-45 .. -15			
40	2,8			-45 .. -18		-45 .. -18
55	3,8	-45 .. 11		-45 .. -10		-45 .. -10
65	4,5		-45 .. 0			
75	5,2			-45 .. -2		-45 .. -2
80	5,5			-45 .. 0		-45 .. 0
100	6,9		-45 .. 13		-45 .. 14	

Refrigerante	Temperatura de evaporación	Temperatura de condensación	Subenfriamiento
R 407C	+4°C Pto. de rocío	+38°C Pto. burbuja +43°C Pto. de rocío	1K
R 22, R 134a, R 404A/R 507	+4°C	+38°C	1K

Para seleccionar la válvula en otras condiciones de trabajo dirígase a la página 78. También puede utilizar nuestro programa de selección disponible en la página web www.emersonclimate.eu.

Temperatura del líquido a la entrada de la válvula °C	R 134a															
	Factor de Corrección K_t															
	Temperatura de evaporación °C															
	+30	+25	+20	+15	+10	+5	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30			
+60	1,22	1,25	1,27	1,30	1,33	1,36	1,40	1,44	1,48	1,75	2,08	2,46	2,94			
+55	1,14	1,16	1,18	1,21	1,23	1,26	1,29	1,33	1,36	1,60	1,90	2,25	2,68			
+50	1,07	1,08	1,10	1,13	1,15	1,17	1,20	1,23	1,26	1,48	1,76	2,07	2,46			
+45	1,00	1,02	1,04	1,06	1,08	1,10	1,12	1,15	1,17	1,38	1,63	1,92	2,28			
+40	0,93	0,96	0,98	0,99	1,01	1,03	1,05	1,08	1,10	1,29	1,52	1,79	2,12			
+35	0,90	0,91	0,92	0,94	0,96	0,97	0,99	1,01	1,03	1,21	1,43	1,68	1,99			
+30	0,85	0,86	0,88	0,89	0,91	0,92	0,94	0,96	0,98	1,14	1,35	1,58	1,87			
+25		0,82	0,83	0,85	0,86	0,87	0,89	0,91	0,92	1,08	1,27	1,49	1,76			
+20			0,80	0,81	0,82	0,83	0,85	0,89	0,88	1,02	1,21	1,41	1,67			
+15				0,77	0,78	0,79	0,81	0,82	0,84	0,97	1,15	1,34	1,58			
+10					0,75	0,76	0,77	0,78	0,80	0,93	1,09	1,28	1,51			
+5						0,73	0,74	0,75	0,76	0,89	1,04	1,22	1,44			
0							0,71	0,72	0,73	0,85	1,00	1,17	1,37			
-5								0,69	0,70	0,82	0,96	1,12	1,31			
-10									0,68	0,79	0,92	1,07	1,26			
Factor de Corrección K_{ap}																
Δp (bar)	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5	7,0	7,5	8,0
K_{ap}	3,50	2,48	2,02	1,75	1,57	1,43	1,32	1,24	1,17	1,11	1,06	1,01	0,97	0,94	0,90	0,88
Δp (bar)	8,5	9,0	9,5	10,0	10,5	11,0	11,5	12,0	13,0	14,0	15,0	16,0	17,0	18,0	19,0	20,0
K_{ap}	0,85	0,83	0,80	0,78	0,76	0,75	0,73	0,72	0,69	0,66	0,64	0,62	0,60	0,58	0,57	0,55

Para el dimensionado correcto de las válvulas de expansión termostáticas en el caso de un subenfriamiento superior a 15 K, utilizar los factores de corrección de la página 64.

ANEXO 6

Alco Controls

Válvulas Solenoide de 2 vías Serie 110, 200, 240

Normalmente cerradas

Características

- Tamaño compacto
- Fijación de las bobinas mediante un accesorio insertado a presión
- No es necesaria que la válvula se desmonte por soldar

Estándar

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



Datos de capacidad

Tipo	Capacidad nominal Q _v (kW)												Valor kv m ³ /h	Δp min bar
	Líquido				Gas caliente				Gas de aspiración					
	R 134a	R 22	R 404A R 507	R 407C	R 134a	R 22	R 404A R 507	R 407C	R 134a	R 22	R 404A R 507	R 407C		
110 RB 2	3,5	3,8	2,5	3,6	1,6	2,0	1,7	2,1					0,2	0
200 RB 3	6,6	7,1	4,6	6,8	3,0	3,7	3,2	3,9					0,4	0,05
200 RB 4	15,5	16,8	10,9	16,1	7,1	8,8	7,5	9,2					0,9	0,05
200 RB 6	27,3	29,5	18,9	28,0	12,5	15,4	13,1	16,1					1,6	0,05
240 RA 8	36,3	39,3	25,2	37,3	16,7	20,5	17,4	21,4	4,2	5,6	4,6	5,2	2,3	0,05
240 RA 9	76,2	82,5	52,9	78,4	35,1	43,1	36,5	44,9	8,8	11,7	9,7	10,9	4,8	0,05
240 RA 12	85,7	92,8	59,5	88,1	39,4	48,4	41,1	50,5	9,9	13,1	10,9	12,3	5,4	0,05
240 RA 16	139,1	150,5	96,5	142,9	64,0	78,5	66,6	81,9	16,0	21,3	17,7	19,9	8,8	0,05
240 RA 20	202,6	219,3	140,7	208,3	93,2	114,4	97,1	119,3	33,0	31,0	25,7	29,0	12,8	0,05

Guía de selección

Tipo	Nº pedido	Conexión Soldar/ODF	
		mm	pulgadas
110 RB 2	T2	801 217	6
	T2	801 210	1/4
	T3	801 209	10
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
	T4	801 182	12
200 RB 6	T4	801 183	1/2
	T5	801 186	16
240 RA 8	T5	801 160	5/8
	T7	801 143	7/8
240 RA 9	T5	801 161	16
	T7	801 162	22
	T9	801 142	1-1/8
240 RA 12	T7	801 163	22
	T9	801 144	1-1/8
240 RA 16	T9	801 164	1-1/8
	T11	801 166	35
240 RA 20	T11-M	801 172	35
	T13-M	801 224	42
	T13-M	801 173	1-5/8
	T17-M	801 174	54

Capacidad nominal a +38°C de temperatura de condensación, +4°C de temperatura de evaporación y una caída de presión de 0,15 bar entre la entrada y salida de la válvula en aplicaciones de líquido (para aplicaciones de gas caliente los valores son de 1 bar de caída de presión y una temperatura del gas de aspiración de +18°C); En todos los casos el subenfriamiento del líquido considerado se corresponde con 1K.

Factores de corrección para otras condiciones de trabajo en la página 96.

Tipo especial:

- Vástagos manuales disponibles de la serie 240 RA 8 a 240 RA 16 (tipo M) bajo pedido
- Vástagos manuales estándar en la serie 240 RA 20

Opciones:

- Bobinas de accionamiento en diversos voltajes, ver página 93

Factores de corrección para la selección de válvulas solenoide

Series 110 RB, 200 RB, 240 RA y 540 RA

Selección de válvulas en otras condiciones de trabajo diferentes a las nominales:

La pérdida de carga puede ser calculada con la siguiente formula:

$$Q_n = Q_o \times K_t \times K_{sp}$$

- Q_n : Capacidad nominal de la válvula
- K_t : Factor de corrección de temperatura de evaporación y de líquido
- K_{sp} : Factor de corrección de caída de presión en la válvula
- Q_o : Capacidad de enfriamiento requerida

$$\Delta P_o = \Delta P_n \times \frac{Q_o^2}{Q_n^2}$$

$$\Delta P_n = 0,15 \text{ bar}$$

ΔP_n : Perdida de carga en condiciones nominales

1. Instalación en líneas de aspiración (gas)

Temperatura de evaporación °C	Factor de Corrección K_t										
	Temperatura de condensación °C										
	+60	+55	+50	+45	+40	+35	+30	+25	+20		
+10	1,03	0,97	0,92	0,88	0,84	0,80	0,76	0,74	0,71		
0	1,40	1,32	1,25	1,20	1,14	1,10	1,04	1,01	0,96		
-10	1,71	1,62	1,53	1,47	1,40	1,34	1,27	1,23	1,18		
-20	2,20	2,08	1,97	1,88	1,80	1,72	1,64	1,58	1,51		
-30	2,79	2,63	2,50	2,39	2,27	2,19	2,07	2,01	1,92		
-40	3,68	3,47	3,29	3,15	3,00	2,89	2,73	2,65	2,53		
Factor de Corrección K_{sp}											
Δp (bar)	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55
K_{sp}	1,73	1,22	1,00	0,87	0,77	0,71	0,65	0,61	0,48	0,55	0,52

2. Instalación en líneas de líquido

Temp. del líquido a la entr. de la válvula °C	Factor de Corrección K_t														
	R 134a						R 22								
	Temperatura de evaporación °C														
	+10	0	-10	-20	-30		+10	0	-10	-20	-30	-40			
+60	1,33	1,40	1,48	1,56	1,67		1,26	1,30	1,38	1,38	1,44	1,50			
+55	1,23	1,29	1,36	1,43	1,52		1,19	1,22	1,29	1,29	1,34	1,39			
+50	1,15	1,20	1,26	1,32	1,39		1,12	1,15	1,21	1,22	1,26	1,30			
+45	1,08	1,12	1,17	1,22	1,29		1,06	1,08	1,15	1,15	1,18	1,23			
+40	1,01	1,05	1,10	1,14	1,20		1,01	1,03	1,09	1,09	1,12	1,16			
+35	0,96	0,99	1,03	1,07	1,12		0,96	0,98	1,03	1,03	1,06	1,10			
+30	0,91	0,94	0,98	1,01	1,06		0,92	0,94	0,99	0,98	1,01	1,04			
+25	0,86	0,89	0,92	0,95	1,00		0,88	0,89	0,94	0,94	0,96	0,99			
+20	0,82	0,85	0,88	0,91	0,94		0,84	0,86	0,90	0,90	0,92	0,95			
+15	0,78	0,81	0,84	0,86	0,89		0,81	0,82	0,87	0,86	0,88	0,91			
+10	0,75	0,77	0,80	0,82	0,85		0,78	0,79	0,83	0,83	0,85	0,87			
+5		0,74	0,76	0,78	0,81			0,76	0,80	0,79	0,81	0,83			
0			0,71	0,73	0,75	0,78			0,73	0,77	0,77	0,78			
-5				0,70	0,72	0,74				0,74	0,74	0,75			
-10					0,68	0,69	0,71				0,72	0,71			
Factor de Corrección K_{sp}															
Δp (bar)	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75
K_{sp}	1,73	1,22	1,00	0,87	0,77	0,71	0,65	0,61	0,58	0,55	0,52	0,50	0,48	0,46	0,45

ANEXO 7

Alco Controls

Termostatos Serie TS1

Características

- Temperatura y diferencial ajustable
- Contactos resistentes al rafeo
- Adaptados para altas intensidades de trabajo. Máxima Intensidad de rotor bloqueado 144 amps (LRA)
- Contactos SPDT estándar, con el mismo régimen de intensidad de trabajo para ambos contactos
- Precintable

Datos técnicos

Tipo de contactos	1 SPDT
Carga resistiva (AC1)	24 A / 230V AC
Inductiva Amp. (AC15)	10 A / 230V AC
Inductiva Amp. (DC13)	0,1 A / 230V DC
Régimen del motor a carga completa	24 A / 120/240V AC
Régimen del motor rotor bloqueado	144 A / 120/240V AC
Rango de temperatura ambiente	-50°C a +70°C
Resistencia a la vibración (10 a 1000Hz)	4 g
Entrada de cable	Pasacable PG 16
Protección según	IP 44 (IP 30 con interruptor selector)
DIN 40050 / IEC 529	82 K Ohm, 230V AC / DC
Calentador de fuelle con carga de vapor	(12- y 24V DC bajo pedido)



Normas

- acorde a la directiva de bajo voltaje
- Fabricado y testado acorde a los estándares bajo nuestra propia responsabilidad
- UL LISTED Laboratories Underwriter

Tipo	Nº pedido	Escala de Ajuste		Pto. Ajuste mínimo °C	Ajuste Fábrica °C	Max. Temp. Bulbo °C	Sensor Temperatura	
		Punto de Ajuste Superior °C	Diferencial ΔT K				Carga	Tipo

Termostatos con ajuste por la parte superior

Termostatos sin conmutador selector

TS1-A2P	4 530 400	-30 ... +15	1.5 ... 16	-36	+1 / -6	+150	Vapor	2m capilar
TS1-R2P	4 715 170	-30 ... +15	rearme man. aprox. 2.5 fijo	-32	+2			
Contactos de baja temperatura								
TS1-A3P	4 356 700	-10 ... +35	1.5 ... 16	-23	+3 / -2	+150	Vapor	2m capilar y bulbo
TS1-A1A	4 351 500	-45 ... -10		-55	-18 / -20			
TS1-A2A	4 351 600	-30 ... +15	1.5 ... 16	-36	-1 / -6			
TS1-A3A	4 352 500	-10 ... +35		-23	+3 / -2	+100	Absorción	bulbo
TS1-A4F	4 351 800	+30 ... +35	2.8 ... 20	-35	+5 / 0			
Termostato fin de desescarche y universal								
TS1-ASF	4 458 400	+20 ... +60	3 ... 10	+10	+35 / +30			

Termostatos con conmutador selector

TS1-B1A	4 366 700	-45 ... -10		-55	-18 / -20	+150	Vapor	2m capilar y bulbo
TS1-B2A	4 366 800	-30 ... +15	1.5 ... 16	-36	-1 / -6			
TS1-B3A	4 366 900	+10 ... +35		-23	+3 / -2	+100	Absorción	bulbo
TS1-B4F	4 367 000	-30 ... +35	2.8 ... 20	-35	+5 / 0			

Controles de formación de hielo con ajuste por la parte superior

Controles de formación de hielo sin conmutador selector

TS1-C0P	4 352 100	+4.5 ... +20	2.5 fijo	+2	4.5 / +2	+150	Vapor	6m capilar
TS1-D0P	4 352 200	+4.5 ... +20	rearme man. aprox. 2.5 fijo	+2	+2			
Contactos de baja temperatura								

ANEXO 8

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)
- Soporte de filtro y tapa fácilmente extraíbles para favorecer su mantenimiento
- Capacidad de flujo óptimo a bajas caídas de presión
- Conexiones de cobre ODF para facilitar su soldadura
- Gama de temperatura TS: -45°C a +65°C
- Presión de trabajo máxima PS:
 - 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

Tipo ADKS-Plus	Nº pedido	Conexión Soldar/ODF mm/pulgadas	Capacidad de flujo refrigerante kW										Número de núcleos	
			a una caída de presión de 0,07bar					a una caída de presión de 0,14bar						
			R 22	R 134a	R 507/R 404A	R 407C	R 410A	R 22	R 134a	R 507/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)														
485T	883 551	16	5/8"	78	72	51	75	77	100	92	65	95	99	1
487T	883 552	22	7/8"	145	133	95	138	143	182	167	119	174	180	
489T	883 553		1-1/8"	204	187	133	195	202	262	240	171	250	258	
4811T	883 554	35	1-3/8"	285	261	186	272	281	355	325	231	338	350	
4813TMM	883 836	42		310	284	202	296	306	390	357	254	372	385	
4817	882 603	54	2-1/8"	Para aplicaciones en línea de aspiración										
967T	883 555	22	7/8"	159	146	104	152	157	199	182	129	189	196	2
969T	883 556		1-1/8"	250	229	163	239	247	300	275	196	286	296	
9611T	883 557	35	1-3/8"	305	279	199	291	301	402	369	262	384	397	
9613T	883 558		1-5/8"	350	321	228	334	345	470	431	306	448	464	
9613TMM	883 559	42		355	325	231	339	350	480	440	313	458	474	
9617	887 215	54		350	321	228	334	345	470	431	306	448	464	
1449T	883 560		1-1/2"	252	231	165	241	249	313	287	204	299	309	3
14411T	883 561	35	1-3/8"	351	322	229	335	347	438	401	285	417	432	
144131	883 562		1-7/8"	354	325	231	338	350	482	441	314	460	476	
14413TMM	883 563	42		360	330	235	343	355	490	449	319	467	484	
14417T	883 564	54	2-1/8"	420	385	274	401	415	560	513	365	534	553	
Categoría de riesgo II, módulo de evaluación de la conformidad D1														
19211T	883 565	35	1-3/8"	358	328	233	342	353	440	403	287	419	434	4
19213T	883 566		1-5/8"	395	362	258	377	390	506	464	330	483	500	
19213TMM	883 567	42		400	366	261	382	395	510	467	333	487	503	
19217T	883 568	54	2-1/8"	430	394	281	411	425	567	519	370	541	560	

Ver en la página 133 los factores de corrección para otras condiciones de trabajo diferentes a las nominales.

Factores de corrección de capacidad para filtros secadores ADK, ADKS, BFK, FDB, FDH y FDS en líneas de líquido

Selección de filtros secadores para condiciones de trabajo diferentes a -15°C/+30°C (R 744: -40°C/-10°C):

$$Q_n = Q_0 \times K_t$$

- Q_n : Capacidad de flujo refrigerante
- Q_0 : Capacidad de refrigeración requerida
- K_t : Factor de corrección para la temperatura de evaporación y de líquido

Refrigerante	Temperatura de líquido °C	Factor de corrección K_t														
		Temperatura de evaporación °C														
		20	15	10	5	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40	-45	
R 134a	60	1,29	1,32	1,35	1,39	1,42	1,46	1,50	1,55	1,59	1,65	1,70				
	55	1,20	1,22	1,25	1,28	1,31	1,34	1,38	1,41	1,45	1,50	1,54				
	50	1,11	1,14	1,16	1,19	1,21	1,24	1,27	1,30	1,34	1,38	1,42				
	45	1,04	1,06	1,09	1,11	1,13	1,16	1,18	1,21	1,24	1,27	1,31				
	40	0,98	1,00	1,02	1,04	1,06	1,08	1,11	1,13	1,16	1,19	1,22				
	35	0,93	0,94	0,96	0,98	1,00	1,02	1,04	1,06	1,08	1,11	1,14				
	30	0,88	0,90	0,91	0,93	0,94	0,96	0,98	1,00	1,02	1,04	1,07				
	25	0,84	0,85	0,86	0,88	0,89	0,91	0,93	0,95	0,96	0,98	1,01				
	20		0,81	0,82	0,84	0,85	0,87	0,88	0,90	0,92	0,93	0,95				
	15			0,79	0,80	0,81	0,83	0,84	0,85	0,87	0,89	0,90				
	10				0,76	0,78	0,79	0,80	0,82	0,83	0,84	0,86				
	5					0,74	0,76	0,77	0,78	0,79	0,81	0,82				
	0						0,73	0,74	0,75	0,76	0,77	0,79				
	-5							0,71	0,72	0,73	0,74	0,75				
	-10								0,69	0,70	0,71	0,72				

ANEXO 9

Alco Controls

Visores de la Serie AMI

Características

- Para R 134a, R 22, R 404A, R 407C, R 507 y aceites éster
- Indicación precisa del contenido de humedad según la recomendación de ASERCOM
- Cristal fundido - sin fugas
- Gran durabilidad de los indicadores gracias a la utilización de cristales
- Indicador con alta resistencia al ácido y el agua
- Amplio ángulo de visión para la distinción exacta de vapor y líquido
- Presión de trabajo máxima PS: 31 bar



Tabla de selección

Tipo	Nº pedido	Conexión		Configuración	
		mm	pulgadas		
AMI - 1	SS 2 MM	805 732	6	Soldar hembra x soldar hembra ODF x ODF	
	SS 2	805 713	1/4		
	SS 3 MM	805 733	10		
	SS 3	805 714	3/8		
	SS 4 MM	805 734	12		
	SS 4	805 715	1/2		
	SS 5	805 716	5/8		
	SS 7	805 717	7/8		
	SS 9 MM	805 703	28		
	SS 9	805 705	1-1/8		
	TT 2 MM	805 697	6	Soldar hembra x soldar hembra ODF x ODF (con tubos de cobre ampliados)	
	TT 2	805 655	1/4		
	TT 3 MM	805 698	10		
	TT 3	805 654	3/8		
	TT 4 MM	805 699	12		
	TT 4	805 653	1/2		
	TT 5	805 652	16		5/8
	TT 7	805 656	22		7/8
	TT 9 MM	805 700	28		
	TT 9	805 651	1-1/8		
AMI - 1	MM 2	805 706	6	Abocardar macho x Abocardar macho	
	MM 3	805 707	10		
	MM 4	805 708	12		
	MM 5	805 709	16		
	MM 5	805 709	16		
AMI - 1	FM 2	805 710	6	Soldar hembra x soldar hembra	
	FM 3	805 711	10		
	FM 4	805 712	12		
	FM 4	805 712	12		
AMI - 2	S 11	805 704	35	Abocardar macho ODM (para soldadura en racores)	
	S 13	805 659	42		
	S 17	805 687	54		
AMI - 3	S 7	805 650	22	Tipo saliente para soldar en el tubo	
	S 9	805 649	28		
	S 11	805 648	35		

ANEXO 10

Separadores de Aceite Serie OS

Características

- Tres tipos diferentes de construcción:
 - Hermética
 - Brida superior
 - Brida inferior con soporte
- Válvula de aguja y flotador de acero inoxidable
- Dispone de un Imán permanente para filtrar partículas microscópicas del sistema
- Pintura epoxy resistente a la corrosión
- Conexiones de cobre ODF
- Rango de temperatura TS: -40°C ... +65°C
- Máxima presión de trabajo PS: 31 bar (UL)
- Marcado CE acorde a la directiva 97/23/EC



OSH



OST

Código

Línea de producto separadores de aceite OS X - X XX

Construcción

H: Hermético
T: Brida superior
B: Brida inferior con soporte

Diámetro de la carcasa

4: aprox. 10 cm
6: aprox. 15 cm

Conexión

04: 1/2"
05: 5/8" (16mm)
07: 7/8" (22mm)
09: 1-1/8"
11: 1-3/8" (35mm)
13: 1-5/8"
17: 2-1/8"



OSB

Tipo	Nº pedido	Conexión ODF	Categoría PED	Procedura de evaluación de conformidad	Capacidad nominal kW			Volumen (Litros)
					R 22 R 407C	R 134a	R 404A/ R 507	
OSH-404	881 598	1/2"	Cat. I	Módulo D1*	7.0	4.9	7.3	2.0
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"			37.4	26.2	38.7	3.0
OSH-411	881 794	1-3/8"			46.8	32.8	48.4	3.6
OSH-413	881 856	1-5/8"			65.5	45.9	67.8	3.6
OSH-611	881 940	1-3/8"			51.5	36.1	53.3	6.5
OSH-613	881 953	1-5/8"	65.5	45.9	67.8	7.9		
OSH-642	889.022	42 mm	Cat. II	Módulo D1	65.5	45.9	67.8	7.9
OSH-617	881 970	2-1/8"			105.3	73.8	108.9	7.9
OST-404	881 860	1/2"	Cat. I	Módulo D1*	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"			28.1	19.7	29.0	3.2
OST-409	881 863	1-1/8"			37.4	26.2	38.7	3.8
OST-411	881 938	1-3/8"			46.8	32.8	48.4	3.8
OST-413	881 939	1-5/8"			65.5	45.9	67.8	3.8
OSB-613	881 971	1-5/8"			Cat. II	Módulo D1	65.5	45.9
OSB-617	881 972	2-1/8"	105.3	73.8			108.9	7.8

* Aplicado el módulo más alto que se requiere

Condiciones de operación diferentes a la nominal

Capacidad Nominal a +38°C de temperatura de condensación, +4°C de temperatura de evaporación (bubble point +38°C/punto de rocío+43°C), y 1K de subenfriamiento a la entrada de la válvula de expansión. Factor de corrección para otras temperaturas de evaporación:

$$Q_n = Q_o \times K_t$$

Q_n : Capacidad nominal

K_t : Factor de corrección para una caída de presión correspondiente a 1 K de la temperatura de saturación

Q_o : Capacidad de refrigeración requerida

Refrigerante	Temperatura de condensación °C	Factor de corrección K_t					
		Temperatura de evaporación °C					
		10	0	-10	-20	-30	
R 134a	25	1,31	1,36	1,39	1,43	1,50	
	30	1,18	1,21	1,24	1,28	1,35	
	35	1,06	1,08	1,11	1,15	1,21	
	40	0,95	0,98	1,01	1,05	1,10	
	45	0,86	0,88	0,92	0,95	1,02	
	50	0,80	0,81	0,85	0,89	0,97	

ANEXO 11

Alco Controls

Reguladores de Presión de Evaporación Serie PRE y de Presión de Aspiración Serie PRC

Características

- Diseño compacto que disminuye los requerimientos de espacio
- Disponen de un obús en la entrada para facilitar su ajuste
- Regulador operado directamente
- Diseño de puerto equilibrado para proporcionar un preciso control de la presión



Datos técnicos

Refrigerante:	HFC, HCFC	Variación de la presión por vuelta:	0,6 bar
Compatibilidad con los aceites:	Mineral, Alkilbencenico y Polyol Ester (POE)	Tamaño de la válvula 1	0,4 bar
Máx. presión de trabajo PS:	25 bar	Tamaño de la válvula 2	0,5 a 6,9 bar
Máxima presión de test PT:	30 bar	Rango de presión:	0,5 a 6,9 bar
Material, Carcasa:	CW509L (EN12420)	Ajuste fábrica:	2 bar
Temperatura:	Almacenaje -30°C a 80°C Medio TS -30°C a 80°C Ambiente -30°C a 80°C	Peso:	0,6 kg
		PRC/PRE-1..	1,3 kg
		PRC/PRE-2..	

Capacidad nominal

Tipo	Nº pedido	Conexión ODF	Capacidad nominal* Qn (kW)			
			R 134a	R 404A / R 507	R 407C	R 22
PRE - 11A	800 380	16 mm - 5/8"				
PRE - 11B	800 381	22 mm - 7/8"	3,0	4,5	4,5	4,8
PRE - 21C	800 382	28 mm				
PRE - 21D	800 383	1 - 1/8"	7,4	11,1	11,1	11,9

* Capacidad nominal a +38°C de temperatura de condensación, +4°C de temperatura de evaporación y un subenfriamiento de líquido de 1 K.

Tabla de factores de corrección

Selección de válvulas en otras condiciones de trabajo diferentes a +38°C/ +4°C y un subenfriamiento de líquido de 1 K en la entrada de la válvula: $Q_n = Q_o \times K_f$ Q_o : Capacidad nominal de la válvula Q_o : Capacidad de enfriamiento requerida

Refrigerante	Temperatura de condensación °C	Factor de Corrección K_f Temperatura de evaporación °C				
		10	0	-10	-20	-30
R 404A / R 507	60	1,35	1,91	2,77	4,18	6,53
	50	1,05	1,46	2,07	3,05	4,62
	40	0,88	1,22	1,71	2,48	3,69
	30	0,77	1,06	1,48	2,12	3,13
R 407C	55	1,02	1,42	2,04		
	50	0,94	1,31	1,87		
	40	0,84	1,17	1,66		
	30	0,77	1,06	1,50		
R 134a	60	1,04	1,51	2,17		
	50	0,92	1,34	1,91		
	40	0,83	1,20	1,71		
	30	0,76	1,1	1,55		
R 22	60	1,02	1,37	1,87	2,67	3,91
	50	0,93	1,25	1,70	2,42	3,53
	40	0,86	1,15	1,57	2,22	3,23
	30	0,80	1,07	1,45	2,05	2,98

ANEXO 12

HR-410 - Horizontal Receivers

Receivers

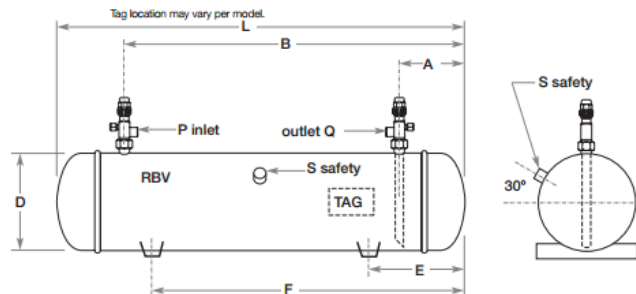
High Working Pressure Rating for Refrigerant R410A
Also Suitable for R22, R134A, R404A, R507 applications

Design Features and Ratings

Models	Drawing	Pumpdown* (lbs)			Dimensions (inches)				Connections (in.)			Shipping Weight (lbs)
		R-410A	R-22	R-134A	D	L	A	B	P (ids)	Q (ids)	S (fpt)	
2855-410	20394	14	16	16	5	28	3	25	5/8	5/8	3/8	20
3065-410	20396	25	28	28	6 5/8	30	3 5/8	26 3/8	5/8	5/8	3/8	25
3665-410	20398	31	35	35	6 5/8	36	3 5/8	32 3/8	5/8	5/8	3/8	32
3865-410	20399	54	62	63	6 5/8	38	4 3/8	33 5/8	7/8	5/8	1/2	44
2885-410	20401	42	48	49	8 5/8	38	4 5/8	23 3/8	1 1/8	7/8	1/2	47
3685-410	20402	54	62	63	8 5/8	36	4 5/8	31 3/8	1 1/8	7/8	1/2	68
4285-410	20404	64	73	74	8 5/8	42	4 5/8	37 3/8	1 1/8	7/8	1/2	74
4885-410	20405	74	84	85	8 5/8	48	4 5/8	43 3/8	1 1/8	1 1/8	1/2	80
6085-410	20406	93	106	107	8 5/8	60	4 5/8	55 3/8	1 1/8	1 1/8	1/2	112
36105-410	20411	83	94	95	10 1/2	36	6 1/2	29 1/2	1 3/8	1 3/8	1/2	120
48105-410	20412	112	128	130	10 1/2	48	6 1/2	41 1/2	1 3/8	1 3/8	1/2	144
60105-410	20413	142	162	164	10 1/2	60	6 1/2	53 1/2	1 3/8	1 3/8	1/2	173
72105-410	20414	171	195	197	10 1/2	72	6 1/2	65 1/2	1 3/8	1 3/8	1/2	204
96105-410	20417	230	262	265	10 1/2	96	6 1/2	89 1/2	1 5/8	1 3/8	1/2	296
48122-410	20422	158	180	182	12 1/2	48	8	40	1 5/8	1 3/8	1/2	189
60122-410	20423	200	227	230	12 1/2	60	8	52	1 5/8	1 3/8	1/2	227
72122-410	20424	242	275	278	12 1/2	72	8	64	2 1/8	1 3/8	1/2	270
96122-410	20426	325	370	374	12 1/2	96	8	88	2 1/8	1 3/8	1/2	374
72145-410	20429	290	330	334	14	72	8 3/8	63 5/8	2 1/8	1 5/8	1/2	329
96145-410	20430	390	444	449	14	96	8 3/8	87 5/8	2 5/8	2 1/8	1/2	442
60166-410	NA	315	358	362	16	60	8 7/8	51 1/8	2 5/8	2 1/8	1/2	318
72166-410	20435	381	434	439	16	72	8 7/8	63 1/8	2 5/8	2 1/8	1/2	395
96166-410	20436	515	586	593	16	96	8 7/8	87 1/8	2 5/8	2 1/8	1/2	505
72188-410	20437	476	542	549	18	72	9 7/8	62 1/8	3 1/8	2 1/8	1/2	530
72201-410	NA	591	673	681	20	72	10 1/2	61 1/2	3 1/8	2 5/8	1/2	593
84201-410	NA	695	791	801	20	84	10 1/2	73 1/2	3 1/8	2 5/8	1/2	665
96201-410	NA	800	910	921	20	96	10 1/2	85 1/2	3 1/8	2 5/8	1/2	786
96241-410	NA	1129	1285	1300	24	96	12 1/2	83 1/2	3 5/8	3 1/8	3/4	1040
12241-410	NA	1427	1624	1644	24	120	13	107	4 1/8	3 5/8	3/4	1300
12301-410	NA	2264	2576	2607	30	120	15	105	4 1/8	3 5/8	3/4	1872

* All pumpdowns are calculated at 80% of receiver volume and liquid refrigerant at 90°F
 Use the following multipliers for refrigerants other than shown above: R-12= R-22 capacity X 1.10
 R-502= R-22 capacity X 1.01
 R-404A= R-22 capacity X 0.89
 R-507= R-22 capacity X 0.88

Working Pressure: 675 psi

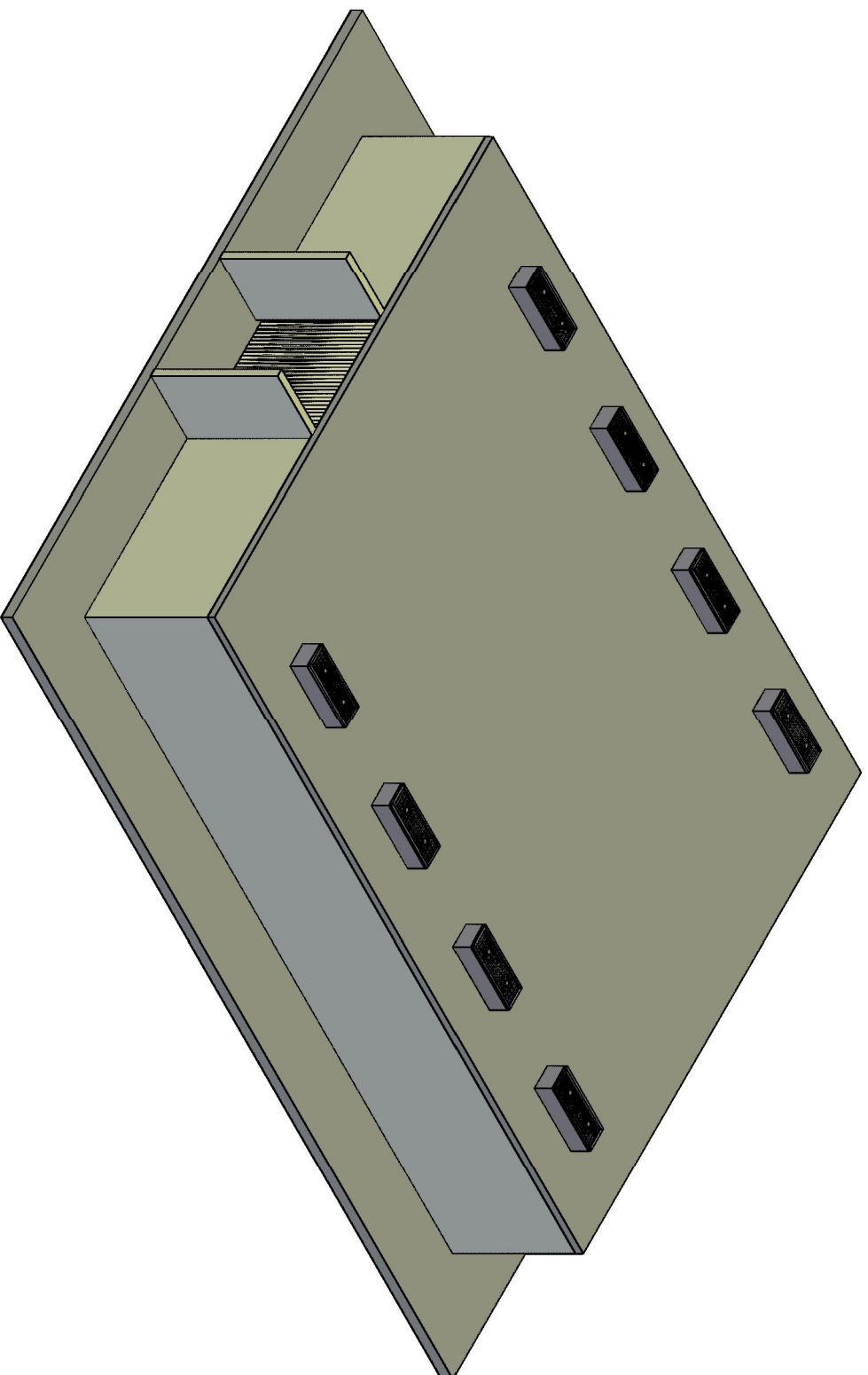


BIBLIOGRAFÍA

- [1] ALMACENAMIENTO COMERCIAL DE FRUTAS, LEGUMBRES Y EXISTENCIAS DE FLORISTERÍAS Y VÍVEROS, Robert E. Hardenburg, Alley E. Watada, Chien Yi Wang, IICA.
- [2] ASHRAE Handbook Refrigeration. The American Society of Refrigerating Engineers, New York, 1990.
- [3] CÓDIGO DE PRÁCTICAS PARA EL ENVASADO Y TRANSPORTE DE FRUTAS Y HORTALIZAS FRESCAS, CAC/RCP 44, 1995.
- [4] EL DESARROLLO DE LAS AGROEXPORTACIONES EN EL ECUADOR: LA PRIMERA RESPUESTA EMPRESARIAL, William F. Waters.
- [5] EMBALAJES DE MADERA, Víctor Azócar Valdebenito.
- [6] INCROPERA FRANK P. – De WITT DAVID P., Fundamentos de Transferencia de Calor, Pretince Hall, 4ta Edición, 1999.
- [7] "MANUAL AGRÍCOLA DE LOS PRINCIPALES CULTIVOS DEL ECUADOR", Instituto Nacional De Investigaciones Agropecuarias, INIAP.
- [8] MANUAL PRÁCTICO PARA EL CULTIVO DE LA PAPAYA HAWAIANA, José A. Jiménez Díaz, Editorial Earth.
- [9] MARKS, Manual del Ingeniero Mecánico, McGraw-Hill, 3ra edición en español, 1995.

- [10] MECÁNICA DE FLUIDOS, Robert L. Mott, Prentice Hall, 6ta Edición, 2006.
- [11] NORMA DEL CODEX PARA LA PAPAYA, (CODEX STAN 183-1993)
- [12] ONLINE[<http://www.portal.bce.fin.ec>]
- [13] ONLINE[http://www.portal.bce.fin.ec/vto_bueno/ComercioExterior.jsp]
- [14] ONLINE[http://www.iica.int/Esp/Programas/agronegocios/Publicaciones%20de%20Comercio%20Agronegocios%20e%20Inocuidad/C10_Logistica_Exportacion.pdf]
- [15] ONLINE[http://www.portalplanetasedna.com.ar/Tabla_de_unidades_fisicas.pdf].
- [16] ONLINE[<http://www.inamhi.gov.ec/guayaquil/pronostico/meteorologicos/guayaquil/clima.pdf>].
- [17] ONLINE[http://www.tutiempo.net/clima/Guayaquil_Simon_Bolivar/2011/842030.htm].
- [18] ONLINE[<http://www.bohn.com.mx/ArchivosPDF/Respaldo/Boletin%20520.1-APM.pdf>].
- [19] ONLINE[http://www.bohn.com.mx/ArchivosPDF/Respaldo/BLV_BBV520-1-APM.pdf].
- [20] ONLINE[http://www.emersonclimate.com/europe/ProductDocuments/AlcoLiterature/ES_ALCO_Cat_2009.pdf].

- [21] "UNE 137005", NORMA DE ESTANDAR DE MEDIDAS DE CARTÓN ONDULADO PARA ENVASADO DE FRUTAS.
- [22] VARGAS ZÚÑIGA ÁNGEL, Curso de Refrigeración, Editorial "Series VZ", 2da Edición, 1974.
- [23] VARGAS ZÚÑIGA ÁNGEL, Instalaciones Frigoríficas para buques pesqueros, Editorial "Series VZ", 2da Edición.
- [24] VARGAS ZÚÑIGA ÁNGEL, Transporte de carga en buques refrigerados, Editorial "Series VZ", 1991.



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

FACULTAD DE INGENIERÍA EN MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN

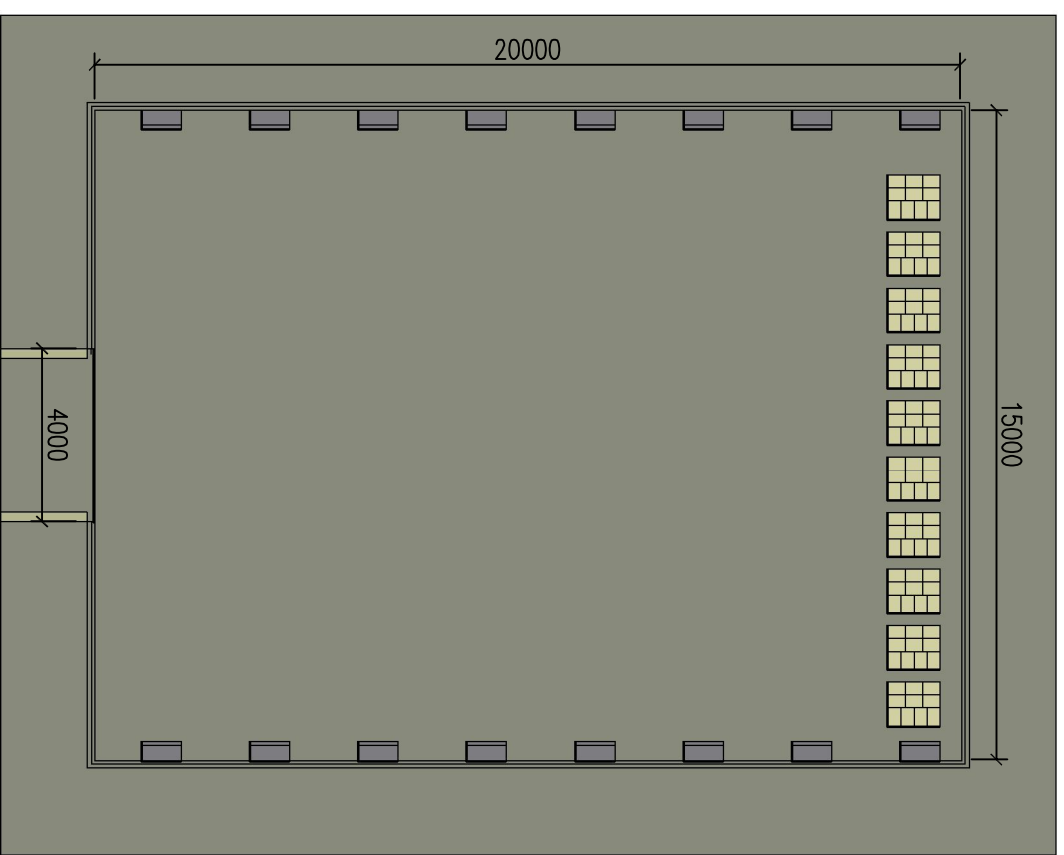
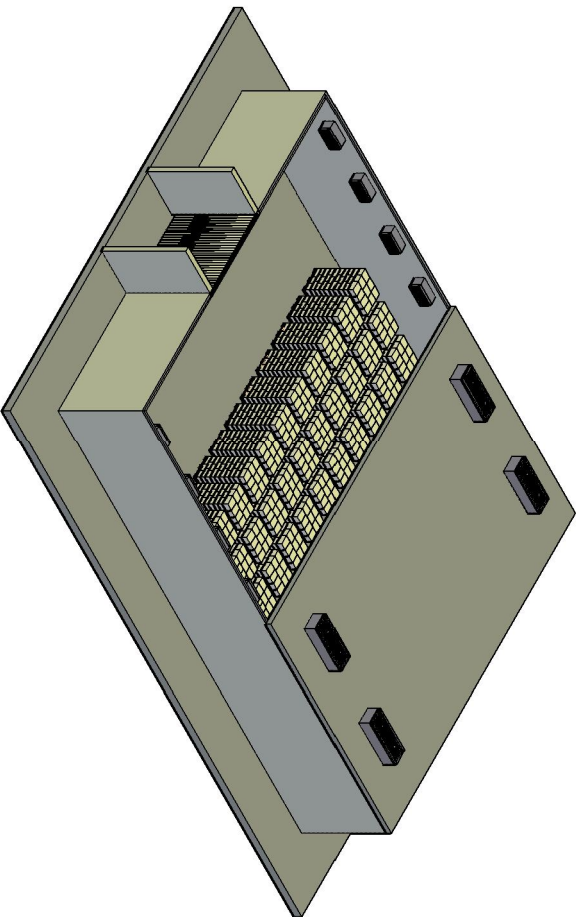
TESIS: CÁLCULO Y DIMENSIONAMIENTO DE UNA INSTALACIÓN FRIGORÍFICA PARA CONSERVACIÓN DE PAPAYA PARA EXPORTACIÓN”.

NOMBRE: MANUEL ISRAEL JACOME SANCHEZ

FECHA: 26 de Octubre 2012

PLANO: DISEÑO INSTALACIÓN FRIGORÍFICA

LÁMINA: 1 de 3



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

FACULTAD DE INGENIERÍA EN MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN

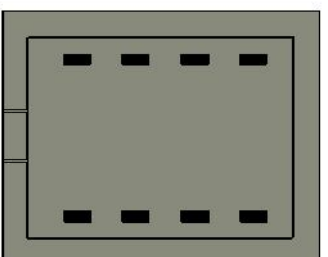
TESIS: CÁLCULO Y DIMENSIONAMIENTO DE UNA INSTALACIÓN FRIGORÍFICA PARA CONSERVACIÓN DE PAPAYA PARA EXPORTACIÓN".

NOMBRE: MANUEL ISRAEL JACOME SANCHEZ

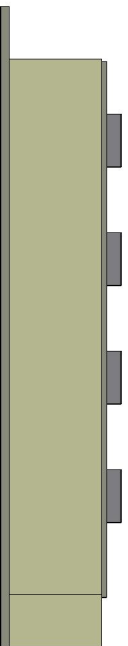
FECHA: 26 de Octubre 2012

PLANO: DISEÑO INSTALACIÓN FRIGORÍFICA

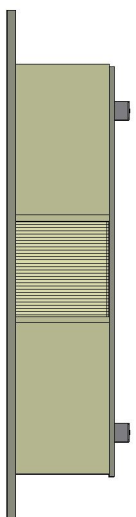
LÁMINA: 2 de 3



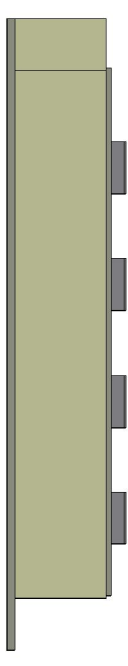
VISTA SUPERIOR



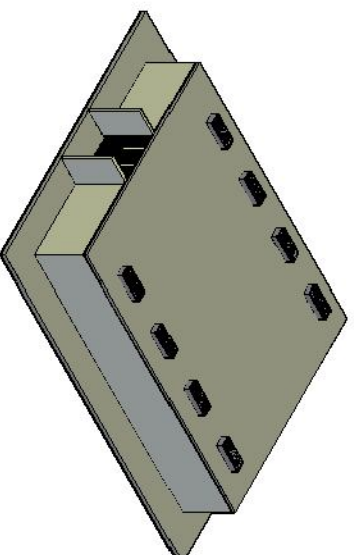
VISTA LATERAL IZQUIERDA



VISTA FRONTAL



VISTA LATERAL DERECHA



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

FACULTAD DE INGENIERÍA EN MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN

TESIS: CÁLCULO Y DIMENSIONAMIENTO DE UNA INSTALACIÓN FRIGORÍFICA PARA CONSERVACIÓN DE PAPAYA PARA EXPORTACIÓN”.

NOMBRE: MANUEL ISRAEL JACOME SANCHEZ

FECHA: 26 de Octubre 2012

PLANO: DISEÑO INSTALACIÓN FRIGORÍFICA

LÁMINA: 3 de 3