

# CÁLCULO DE LA INSTALACIÓN FRIGORÍFICA PARA UNA CÁMARA DE REFRIGERACIÓN PARA BRÓCOLI

Darío Javier Manrique Caicedo  
Alex Iván Pilatasig Yanchaguano  
Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencia de la Producción  
Escuela Superior Politécnica del Litoral (ESPOL)  
Campus Gustavo Galindo, Km 30.5 vía Perimetral  
Apartado 09-01-5863. Guayaquil-Ecuador  
[dmanriqu@espol.edu.ec](mailto:dmanriqu@espol.edu.ec)  
[aipilata@espol.edu.ec](mailto:aipilata@espol.edu.ec)

Ing. Ángel Vargas Zúñiga  
Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencia de la Producción  
Escuela Superior Politécnica del Litoral (ESPOL)  
Campus Gustavo Galindo, Km 30.5 vía Perimetral  
Apartado 09-01-5863. Guayaquil-Ecuador  
[avargasz@gye.satnet.net](mailto:avargasz@gye.satnet.net)

## Resumen

*El brócoli en los últimos años ha sido el producto con mayor tasa de crecimiento en el mercado mundial, pues todo esto se atribuye a las características que este vegetal posee, investigaciones afirman su efectividad en la prevención y control del cáncer. Pero reportes han señalado problemas relacionados con el uso excesivo de los agroquímicos que se utilizan en otros países para la producción de este cultivo, lo que ha aumentado la demanda del brócoli ecuatoriano, ya que al tener nuestra sierra ecuatoriana un clima favorable para la producción anual este no necesita de químicos en exceso. Esta creciente demanda implica contar con nuevas instalaciones frigoríficas. Por lo cual, presentamos el siguiente tema de tesis en el cual se trata diversos aspectos como: La producción, procesamiento, exportación; para luego centrarse en el Diseño de la Cámara Frigorífica, incluyendo en este punto todos los y cada uno de los factores que son importantes para esta.*

**Palabras Claves:** Instalaciones Frigoríficas, Brócoli, Refrigerantes.

## Abstract

*The broccoli in the last years has been the product with major rate of growth on the world market. Since, is attributed to the features that this plant possesses. Investigations affirm his efficiency in the prevention and control of the cancer. But reports have indicated problems related to the excessive use of the agrochemical ones that are in use in other countries for the production of this vegetable. This has increased the demand of the Ecuadoran broccoli. Our ecuadoran highlands has a favorable climate for the annual production; this does not need chemicals in excess. This increasing demand implies possessing new refrigerating facilities. Therefore, we present the following topic of thesis in which treats various aspects as: The production, processing, export. For after, focus on the design of the cold room, including at this point all and each of the factors that are important for this.*

**Keywords:** Refrigeration Systems, Broccoli, Refrigerants.

## 1. Introducción

La presente Tesis de Grado tiene como objeto seleccionar los equipos y accesorios necesarios para un sistema de refrigeración para la conservación de aproximadamente 92500Kg de brócoli para su exportación.

La exportación de productos implica rigurosas normas fitosanitarias con el objetivo de cumplir con estas expectativas se debe tener un sistema frigorífico correctamente calculado y dimensionado para evitar que el producto no se deteriore y no pierda su poder nutritivo y su calidad.

### 1. El Mercado del Brócoli y su Procesamiento

#### 1.1 Áreas de cultivo

Los productos alimenticios que se pueden cultivar desde el nivel del mar han sido clasificados en tres pisos climáticos considerando los factores climatológicos de temperatura y altura.

- Los del piso cálido, 0 a 1.000 m.
- Los de piso intermedio, 1.000 a 2.000 m.
- Los de zona fría, 2.000 a 3.000m.

La sierra ecuatoriana reúne incomparables ventajas geográficas para la producción de un buen brócoli dada su posición con respecto a los rayos del sol. Cotopaxi es la principal provincia productora del país con el 68% de la producción total, seguida por Pichincha e Imbabura que producen el 16% y el 10% del total nacional respectivamente.

#### 1.2 Estadísticas de Exportación

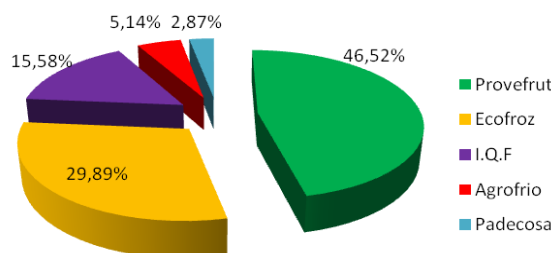
**Tabla 1.** Demanda Ton/año de exportación de brócoli.

DESTINO DE EXPORTACION					
AÑO	Unión Europea (Alemania, Reino unido)	Estados Unido	Japón	Otros países	TOTAL
1997	10.148	168	74	10.927	21.317
1998	12.591	67	802	13.945	27.405
1999	17.257	147	1.852	19.562	38.818
2000	13.552	1.012	1.986	16.922	33.472
2001	18.033	4.431	3.738	26.642	52.844
2002	13.565	7.016	2.430	24.014	47.025

2003	7.393	6.707	2.217	17.236	33.553
2004	14.698	10.641	3.616	31.635	60.590
2005	22.026	11.359	3.717	42.090	79.192
2006	13.074	20.414	6.275	15.461	55.224
2007	13.698	27.200	7.220	17.231	65.349
2008	13.115	23.336	7.698	19.635	63.785
2009	13.152	22.238	8.548	15.544	59.482
2010	9.639	11.348	6.006	9.270	36.262
2011	5.990	6.613	6.613	6.199	25.414

Fuente: Banco Central del Ecuador 2011

Cinco compañías dominan el mercado de brócoli congelado de exportación en el país agrupadas en la Asociación de Productores Ecuatorianos de Frutas y Legumbres APROFEL.



**Figura 1.** Exportadoras de brócoli en el Ecuador.

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

**Cosecha:** se realiza cuando la cabeza es mayor a los 10 cm de diámetro, el corte se lo realiza a mano con 4 o 5 cm de tallo principal para evitar la deshidratación.

**Transporte y almacenamiento:** las gavetas son sumergidas en agua helada clorinada, a modo de pre-enfriado para reducir los riesgos de contaminación.

**Recepción de materia prima:** se reciben las pellas completas y se pesan.

**Control de calidad:** se controla el color, consistencia, tamaños, presencia de insectos o manchas.

**Preparación de floretes:** el corte es manual y se hacen diferentes cortes según el tipo de producto que se va a procesar.

#### Clasificación y peso por calibres

**Lavado:** se aplica un limpiador químico

**Precocido en cámara de blanqueamiento blancher:** túnel de vapor a 140°C, donde se eliminan bacterias o micro-organismos presentes.

**Enfriado:** en para mejorar el proceso IQF el brócoli es rociado por agua ozonificada fría a 2 ó 3°C.

**Congelado rápido IQF:** túnel de aire forzado a -30°C que permite el congelamiento individual de las piezas. En esta etapa ocurre una disminución del 3% de peso.

**Inspección:** último control visual y de presencia de metales

**Empacado y almacenamiento:** Las piezas caen en la medida apropiadas a las fundas seleccionadas, para ser colocadas en las cajas de cartón y pasan a la cámara de congelamiento a -20°C para su posterior exportación.

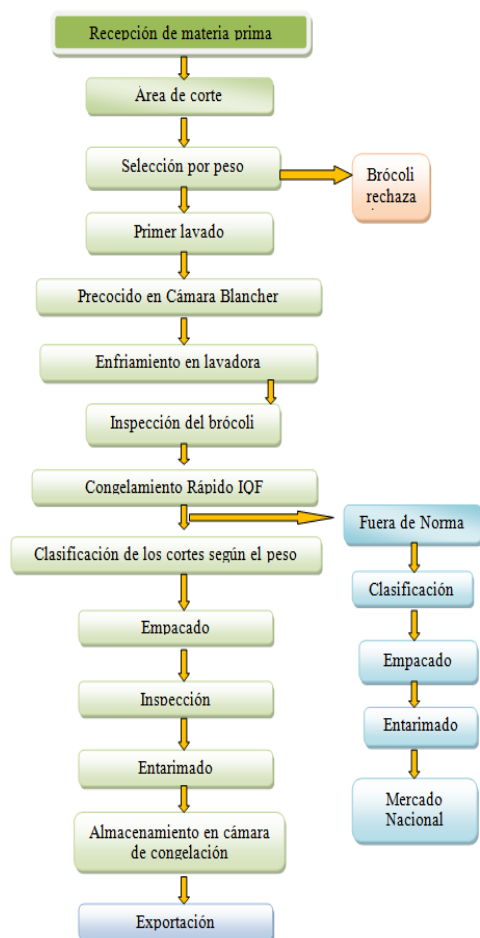


Figura2. Diagrama del proceso de la planta

## 2. Características Principales del Brócoli

### 2.1. Introducción.

El brócoli es una hortaliza originaria del Mediterráneo y Asia Menor. Su nombre botánico es *Brássica Oleracea* y pertenece a la familia de las Crucíferas. Se considera que los brócolis pertenecen a la misma especie y variedad que las coliflores.

El brócoli es una planta de 60 a 90 cm de altura y termina en una masa de flores de color verde que

puede alcanzar un diámetro hasta de 35 cm. El fruto es de color verde cenizo que mide en promedio de 3 a 4 cm.

### Siembra

El brócoli puede sembrarse de dos forma.

- De forma directa se refiere a la utilización de sembradoras de precisión.
- De forma indirecta cuando la siembra se hace en condiciones de invernadero para su posterior trasplante.

### Clima

El brócoli es una hortaliza propia de climas fríos y frescos, puede tolerar heladas (-2°C), El rango de temperaturas para germinación es de 5 a 28°C, llegando a emerger a los 8 días.

### 2.2 Variedades

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

### 2.3 Composición química del brócoli

Su valor nutritivo radica principalmente en su alto contenido de vitaminas y minerales..

El análisis nutritivo y calorífico esta realizado en base a una porción de 100g de brócoli.

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

#### Sales Minerales

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

#### Vitaminas

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

Diversos estudios han relacionado el consumo habitual de brócoli con la disminución del riesgo de padecer algunos tipos de cáncer.

## 2.4 Propiedades termodinámicas

**Tabla 2.** Propiedades termodinámicas del brócoli.

Humedad relativa	95 %
Punto de congelamiento	-0.5°C
Calor latente de fusión	72.17 Kcal/kg
Calor específico arriba del punto de congelación	0.96 Kcal/ Kg °C
Calor específico bajo el punto de congelación	0.43 Kcal / Kg °C
Vida aproximada de almacenamiento	10 – 14 días
Fuente: ASHRAE 2006 <sup>66</sup>	

## 3. Análisis de las dimensiones y cálculo de la carga de la cámara de refrigeración.

El valor referencial que se ha tomado corresponde a 92500 Kg de brócoli.

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

Los criterios para el diseño de una cámara frigorífica o de refrigeración son los siguientes:

- Capacidad de almacenamiento.
- Posibilidades de recepción o de expedición de mercancías.
- Espacios para operaciones internas.
- Espaciamientos de las mercancías.
- Capacidad de producción en el campo.

La explotación de la cámara depende de los servicios esperados para ella y de las condiciones ambientales. Para una cámara destinada a la venta al por menor, se deben especificar:

- Condiciones de servicio más severas.
- alturas interiores.
- características de revestimientos.
- instalaciones de rieles.
- estanterías para hortalizas, etc

Para una cámara industrial está basada en un programa exclusivo de explotación como los usos previsibles de la cámara, entradas máximas de productos en el día más caluroso, condiciones mínimas que se debe satisfacer durante los periodos de clima frío.

**Condiciones de almacenamiento:** Establecemos la temperatura de almacenamiento, el rango permisible de variación de temperatura tiempo de

almacenamiento del producto, manipulación de la carga.

**Almacén frigorífico:** para una instalación nueva debemos tener en cuenta el número de cámaras, la ubicación respecto a carreteras, situación de la cámara y sala de máquinas.

**Medio ambiente:** Registro de la temperatura anual, humedad relativa del aire.

**Otras consideraciones:** también son criterios importantes la calidad, estabilidad y precisión dimensional de las tarimas, es así, que existen 2 tipos de tarimas normalizadas en Europa la P10 (100x120cm) y P8 (80x120 cm)..

La altura interna de la cámara será de 3.5 m, que es suficiente para cubrir los 7 niveles de altura de las cajas de brócoli incluido la tarima.

La longitud necesaria estará restringida al alcance máximo del tiro forzado de los ventiladores del evaporador, los evaporadores de perfil alto BH de la Bohn tiene tiro de aire hasta 26 metros.

El ancho necesario estará en función del espacio para que transite el montacargas y el espacio de separación entre tarimas.

Las dimensiones de la cámara de congelación serán:

- Altura 3.5 m
- Largo 23m
- Ancho 12.40m

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

Para su selección debemos tener presente las siguientes propiedades:

- La conductividad térmica.
- La resistencia a la compresión.
- La densidad
- La combustibilidad.
- La permeabilidad al vapor de agua.
- Su autoignición
- Su resistencia al fuego

Los materiales usados como barreras antivapor se clasifican en tres grupos.

- Recubrimientos: pinturas, material asfáltico
- Membranas: fieltro o papel recubierto con aceite o alquitrán, papel laminado con hoja de aluminio, hoja de metal o lamina plástica
- Material en láminas: láminas de aluminio, planchas de acero con recubrimiento galvánico y polietileno.

El aislante térmico más utilizado es el poliuretano, con una barrera de antivapor de acero galvanizado.

El aislamiento de la cámara es seleccionado basándose en sus propiedades térmicas de la tabla

**Tabla 3.** Propiedades de los aislamientos

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

**Tabla 4.** Propiedades de los materiales de la cámara.

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

**Espesor del aislamiento de las paredes.**

Es aceptable tomar valores de coeficientes de transmisión de calor que han sido elaborados desde el punto de vista económico y que son aceptados por la experiencia.

Existe una relación lineal entre k y Δt (aproximadamente), como podemos observar en la tabla 5.

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

**Tabla 5.** Coeficientes globales de transmisión de calor

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

En la siguiente tabla se presentan las temperaturas referentes a las paredes de la cámara.

**Tabla 6.** Temperaturas de las paredes

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

Mediante la ecuación 3.1 se calcula el espesor e<sub>x</sub> del aislante, para poder estimar el coeficiente global de transferencia de calor, U, por medio de la diferencia de temperatura entre la superficie exterior con la interior, e interpolando de la tabla 5.

Por lo tanto tenemos:

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

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

$$U = 0.30 \text{ Kcal/m}^2 \text{ h } ^{\circ}C$$

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

Donde:

U: coeficiente global de transmisión de calor

h<sub>i</sub>: coeficiente de convección interior

h<sub>e</sub>: coeficiente de convección exterior

e<sub>x</sub>: espesor de aislantes y barrera antivapor.

k: conductividad térmica de aislantes y barrera antivapor.

Los coeficientes de convección ya se encuentran tabulados en la siguiente tabla.

**Tabla 7.** Coeficientes de convección superficial

	coeficientes de convección superficial Kcal/m <sup>2</sup> h °C
Pared en contacto con el aire exterior	20
Pared en contacto con el aire de cámara muy ventilada	15
Pared en contacto con el aire de una cámara ligeramente ventilada	10
Pared en contacto con el aire de una cámara no ventilada	7
<b>Fuente:</b> "CURSO DE REFRIGERACION" por el Ing. Vargas Z.	

Reemplazando los valores en la Ec. 3.1

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

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

El espesor total de la pared es 72 + 0.5 + 0.5 = 73 mm, lo más aconsejable es evitar cualquier riesgo y seleccionar un espesor de 76.2mm (3 pulg.). Es decir, la cámara va a trabajar con aislamiento de 76.2 mm de poliuretano inyectado con planchas de aluminio como barrera antivapor.

#### Espesor del techo y puerta

Los criterios son los mismos que se utilizaron para calcular el espesor del aislamiento de las paredes.

Así tenemos:

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

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

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

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

#### Espesor del aislamiento del piso.

Este estará ligado a ciertas consideraciones técnicas.

- La carga estática debido al peso de la estructura y de la carga a refrigerar.
- La carga dinámica concentrada debido al montacargas.
- Se debe tomar en cuenta el fenómeno de capilaridad.

- La temperatura de operación de la cámara influirá en el riesgo de congelación del suelo.

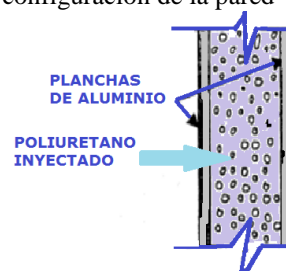
Respecto a la carga dinámica debido al montacargas se considera por lo general 5 toneladas.

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

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

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

Para conocer el aporte calorífico primero debemos determinar el coeficiente global de transferencia de calor U, mediante la ecuación 3.1., en la Fig. 3 observamos la configuración de la pared



**Figura 3.** Esquema de la configuración del aislante de la pared

$$U = \frac{1}{\frac{1}{7} + \frac{1}{20} + \frac{0.0762}{0.02305} + \frac{0.0005}{0.03725} + \frac{0.0005}{0.03725}}$$

$$= 0.2836 \text{ Kcal}/\text{m}^2\text{°C}$$

Este valor es el mismo que se va utilizar en el cálculo de aporte calorífico a través de las paredes, piso y tumbado.

El aporte calorífico a través de las paredes esta dado por la ecuación básica.

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

Donde:

Q = aporte calorífico, Kcal/h.

S = superficie de transferencia exterior, m<sup>2</sup>.

ΔT = diferencia de temperatura

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

15 °C para los techados

10 °C para las paredes expuestas al Oeste.

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



**Tabla 8.** Temperaturas de las paredes según su orientación

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

Las dimensiones de la cámara se resumen a continuación:

Tumbado	23 x 12.40 m = 285.2 m <sup>2</sup>
Piso	23 x 12.40 m = 285.2 m <sup>2</sup>
Pared Norte	3.5 x 12.40 m = 43.40 m <sup>2</sup>
Pared Sur	3.5 x 12.40 m = 43.40 m <sup>2</sup>
Pared Oeste	3.5 x 23 m = 80.5 m <sup>2</sup>
Pared Este	3.5 x 23 m = 80.5 m <sup>2</sup>

El aporte calorífico a través de las paredes:

Pared Norte:	$0.2836 \times 43.4 \times 31 = 381$ Kcal/h
Pared Sur:	$0.2836 \times 43.4 \times 36 = 443$ Kcal/h
Pared Oeste:	$0.2836 \times 80.5 \times 41 = 936$ Kcal/h
Pared Este:	$0.2836 \times 80.5 \times 36 = 821$ Kcal/h
Tumbado:	$0.2836 \times 285.2 \times 46 = 3720$ Kcal/h

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

Existen tres arreglos para construir el piso de la cámara.

(1) Utilizando hormigón armado ( $K=1.3$  kcal/m h°C) con 300 mm de espesor.

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

$$Q = \frac{1.3 \times 285.2 \times 34}{0.3} = 42000 \text{ Kcal/h}$$

(2) Bloques de cemento huecos (100 mm de espesor) con una capa de asfalto de 10 mm y dos capas de 10 mm de espesor de mortero de cemento: Tomando el coeficiente de convección del aire en contacto con la pared de 7 kcal/m<sup>2</sup>h°C.

$$U = \frac{1}{\frac{0.10}{0.4} + \frac{0.01}{0.7} + \frac{0.01}{0.8} + \frac{0.01}{0.8} + \frac{1}{7}}$$

$$= 2.3 \text{ Kcal/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$Q = U S \Delta t$$

$$Q = 2.31 \times 285.2 \times 34 = 22400 \text{ Kcal/h}$$

(3) La tercera opción es colocar sobre el piso una cimentación de hormigón, aislamiento con elevada

resistencia a la compresión y sobre esta una losa de rodadura. Como el aislamiento con baja resistencia tiene un costo elevado, no es beneficioso para cámaras de gran tamaño.

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

$$Q = 6300 \text{ Kcal/h} + 22400 \text{ Kcal/h}$$

$$Q = 28700 \text{ Kcal/h}$$

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

Debemos conocer plenamente el estado del producto desde que entra hasta su estado final, el peso, calor específico sobre y bajo la temperatura de congelación, temperatura de congelación y calor latente.

Para el brócoli se utilizan cajas de cartón corrugado, que tiene las siguientes propiedades termofísicas

#### Embalaje

$$c_p = 0.32012 \text{ Kcal/Kg } ^\circ\text{C}$$

$$\text{Masa} = 1.355 \text{ Kg}$$

$$t_1 = 11 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_2 = -20 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$Q = 7350 \text{ cajas } 1.355 \text{ Kg} \cdot 0.32012 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg } ^\circ\text{C}} \times 31 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$Q = 98832 \text{ Kcal (24h)}$$

#### Producto

$$c_p = 0.43 \text{ Kcal/Kg } ^\circ\text{C}$$

$$\text{Masa} = 92500 \text{ Kg}$$

$$t_1 = -15 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_2 = -20 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$Q = 92500 \text{ Kg} \times 0.43 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg } ^\circ\text{C}} \times 5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$Q = 198875 \text{ Kcal (24h)}$$

#### Tarima

$$c_p = 0.57 \text{ Kcal/Kg } ^\circ\text{C}$$

$$\text{Masa} = 30 \text{ Kg}$$

$$t_1 = 11 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_2 = -20 \text{ } ^\circ\text{C}$$

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

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

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

En la figura 4 se muestra las horas de trabajo del equipo basándose en las temperaturas interiores de la cámara

{	Para temperaturas (camara) sobre la de congelacion 18 – 20 horas
	Para temperaturas (camara) bajo cero 16 horas
	Para temperaturas (camara) intermedias 14 – 16 horas

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

**Figura 4.** Horas de trabajo del equipo

La carga debido al producto, embalaje y tarima es

$$Q = \left[ \frac{198\,875 + 98\,832.80 + 55\,660.5}{16\,h} \right] \text{Kcal} = 22085 \text{Kcal/h}$$

Durante la maduración de algunos productos cuando están almacenados en cámaras de refrigeración continúan respirando, por lo cual desprenden calor por respiración que es calculado a partir de la siguiente relación

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

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

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

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

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

En las cámaras (de refrigeración) una gran parte de la renovación proviene del movimiento de las puertas de acceso, y es calculada por la Ec. 3.9, esta depende de la Temperatura y humedad relativa.

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

Donde:

N = numero de renovaciones por día.

V = volumen interior de la cámara, m<sup>3</sup>.

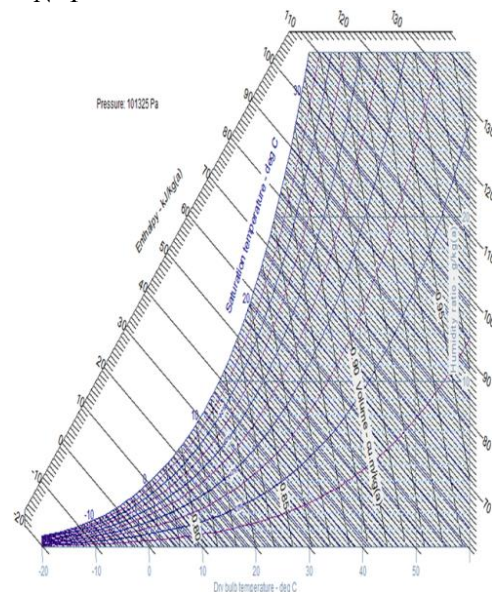
V<sub>a</sub> = volumen específico del aire en condiciones ambientales exterior, m<sup>3</sup>/Kg

h<sub>a</sub> = entalpia del aire en las condiciones ambientales exteriores, Kcal/Kg

h<sub>f</sub> = entalpia del aire en las condiciones interiores de la cámara, Kcal/kg.

Para determinar las propiedades físicas del aire, hacemos uso del diagrama psicométrico de la **Fig.5**

$$\begin{aligned} V_a &= 1.15 \text{ m}^3/\text{Kg} \\ h_a &= 9.27 \text{ Kcal/Kg} \\ h_f &= -4.28 \text{ Kcal/Kg} \\ V &= 998.2 \text{ m}^3 \\ N &= 1 \end{aligned}$$



**Figura 5.** Diagrama psicométrico del aire

$$\begin{aligned} Q &= 1 \times \frac{998.2 \text{ m}^3}{1.15 \text{ m}^3/\text{Kg}} [9.27 - (-4.28)] \text{Kcal/Kg} \\ &= 11761.4 \text{Kcal. (24h)} \\ Q &= 735.09 \text{Kcal. (16h)} \end{aligned}$$

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

Se puede estimar entre el 10, 15 y 20% del total de los aportes calculados dependiendo de la importancia del servicio.

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

$$\begin{aligned} Q &= 0.10 [28\,702.74 + 22\,085.52 + 735.09 \\ &\quad + 0] \text{Kcal/h} \\ Q &= 5\,152.34 \text{Kcal/h} \end{aligned}$$

### 3.7 Carga frigorífica total

$$\begin{aligned} Q_T &= (5\,152.34 + 28\,702.74 + 22\,085.52 \\ &\quad + 735.09) \text{Kcal/h} \\ Q_T &= 56\,700 \text{Kcal/h} \end{aligned}$$



$$Q_T = 237131 \text{ KJ/h}$$

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

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

$$Q_T = 209025 \text{ BTU/hr}$$

$$Q_T = 17.5 \text{ TR}$$

#### 4. Selección del sistema de refrigeración, del refrigerante y cálculo del ciclo termodinámico.

##### 4.1 Selección del sistema de refrigeración

Existen dos clases principales de sistemas de refrigeración.

**El Sistema de refrigeración directa:** Se divide en ciclo de una etapa y de múltiples etapas de compresión, este opera estrictamente con refrigerantes primarios, CFC que ya están siendo reemplazados por los HFC.

**Sistema de refrigeración indirecta:** un ciclo normal de refrigeración que comprende un refrigerante primario que se mantiene confinado en una área lejos cámara a enfriar, el cual enfría un segundo refrigerante encargado de absorber el calor de la cámara.

El sistema de refrigeración a utilizar será el de expansión o de refrigeración directa, debido a que la temperatura de operación de la cámara es de  $-20^{\circ}\text{C}$  la diferencia de temperatura no es muy elevada y por lo tanto la razón de compresión; además, los costos de instalación serán más económicos y fáciles que el de un sistema de refrigeración indirecta

##### 4.2 Clasificación de los refrigerantes

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

- Compuestos Inorgánicos
- Sustancias orgánicas no saturadas.
- Hidrocarburo
- Hidrocarburos halogenados.
- Mezclas azeotrópicas.
- Mezclas zeotrópicas

##### 4.3 Selección del refrigerante.

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

#### 4.3 Propiedades del refrigerante seleccionado.

Tabla 9. Propiedades del R404A

Componentes R-404 A		
Nombre químico	% en peso	
1,1,1-Trifluoroetano (R-143a)	52	
1,1,1,2-Tetrafluoroetano (R-134a)	4	
Pentafluoroetano (R-125)	44	
Propiedades físicas R-404 A		
Peso molecular	97.61	(g/mol)
Temperatura ebullición (1,013 bar)	-46.45	$^{\circ}\text{C}$
Deslizamiento temperatura de ebullición	0.7	(K)
Temperatura crítica	72.07	$^{\circ}\text{C}$
Presión crítica	37.31	(bar abs)
Densidad crítica	484	(Kg/m <sup>3</sup> )
Densidad del líquido (25 $^{\circ}\text{C}$ )	1048	(Kg/m <sup>3</sup> )
Densidad del líquido (-25 $^{\circ}\text{C}$ )	1236	(Kg/m <sup>3</sup> )
Densidad del vapor saturado (a 1,013 bar)	5.41	(Kg/m <sup>3</sup> )
Presión del vapor (25 $^{\circ}\text{C}$ )	12.42	(bar abs)
Presión del vapor (-25 $^{\circ}\text{C}$ )	2.49	(bar abs)
Calor latente de vaporización (a 1,013 bar)	200	(KJ/Kg.)
Calor específico del líquido (25 $^{\circ}\text{C}$ ) (1,013 bar)	1.64	(KJ/Kg.K)
Calor específico del vapor (25 $^{\circ}\text{C}$ ) (1,013 bar)	0.88	(KJ/Kg.K)
Conductividad térmica del líquido (25 $^{\circ}\text{C}$ )	0.064	(W/mk)
Conductividad térmica del vapor (1,013 bar)	0.0143	(W/mk)
Solubilidad con el agua (25 $^{\circ}\text{C}$ )	Despreciable	(ppm)
Límite de inflamabilidad (25 $^{\circ}\text{C}$ )	Ninguno	(% vol)
Toxicidad (AEL)	1000	(ppm)
ODP	0	
GWP	3780	

Fuente: Gas-Servi.S.A

##### Selección del Aceite frigorífico.

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

Tabla 10. Compatibilidad entre gases y lubricantes.

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

Fuente: GAS-SERVI S.A

El aceite seleccionado es el Polioléster (POE)

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

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

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

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

La temperatura de evaporación estará sujeta a las condiciones de humedad relativa del local a enfriar y, del producto.

**Tabla 11.** Diferencia de temperatura vs. Humedad Relativa

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

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

Se tomara la diferencia de temperatura de 4 °C, ya que las condiciones establecidas en el almacenamiento del brócoli -20 °C y 95 % de humedad relativa.

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

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

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

Las presiones de evaporación y condensación se obtendrán a partir de las temperaturas de evaporación y condensación usando la tabla de presión vs. temperatura del refrigerante R404A.

$$P_{condensacion} @ 23\text{ °C}$$

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

$$P_{condensacion} = 185.58\text{ psia} = 1.28\text{ MPa}$$

$$P_{evaporacion} @ -24\text{ °C}$$

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

$$P_{evaporacion} = 52.38\text{ psia} = 0.361\text{ MPa}$$

Ahora se determina la relación de compresión, con la Ec. 4.3, para establecer el número de etapas del sistema:

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

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

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

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

**Punto 1:** entrada de vapor al compresor, se considera ciertos grados de recalentamiento, generalmente 5°C.

$$T_1 = -24 + 5 = -19\text{ °C} (-2.20\text{ °F})$$

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

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

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

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

**Punto 2:** se asume que la compresión es isentropica.

$$T_2 = 27\text{ °C} (80.6\text{ °F})$$

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

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

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

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

**Punto 3:** el refrigerante cede su calor latente de vaporización al medio exterior, se considera un subenfriamiento de -5 °C.

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

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

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

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

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

**Punto 4:** paso por el dispositivo de expansión, la presión desciende a entalpia constante hasta alcanzar las condiciones de mezcla húmeda.

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

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

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

$$V_f = 0.00082\text{ m}^3/\text{Kg}$$

$$V_g = 0.0757\text{ m}^3/\text{Kg}$$

$$s_f = 0.8752\text{ KJ/Kg. K}$$

$$s_g = 1.6264\text{ KJ/Kg. K}$$

$$X = ?$$

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

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

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

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

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

$$v_4 = 0.00082 + 0.33 \times (0.0757 - 0.00082)$$

$$= 0.026\text{ m}^3/\text{Kg}$$

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

$$s_4 = 0.8752 + 0.33 \times (1.6264 - 0.8752)$$

$$= 1.12\text{ KJ/Kg. K}$$

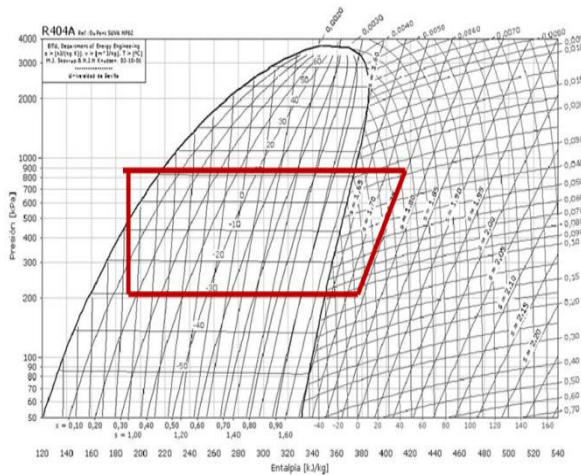


Figura 6. Diagrama P-h. Trazado del ciclo

### Calculo de los principales parámetros del ciclo.

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

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

$$\dot{m}_r = \frac{56700 \frac{Kcal}{h} \cdot 4.1868 \frac{Kj}{Kcal}}{(359.44 - 227.82) \frac{Kj}{Kg}}$$

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

### Caudal volumétrico de refrigerante en los compresores

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

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

### Potencia del compresor

#### Rendimiento mecánico $\eta_m$

Generalmente se selecciona un valor entre 80% a 90%. Tomaremos el mínimo valor de rendimiento:  $\eta_m=0.80$

#### Rendimiento volumétrico $\eta_v$

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

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

$$\eta_v = 0.8$$

#### Rendimiento total $\eta_T$

$$\eta_T = \eta_m \times \eta_v \quad Ec. 4.11$$

$$\eta_T = 0.80 \times 0.8$$

$$\eta_T = 0.64$$

La potencia del compresor es definida por el trabajo del compresor

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

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

$$P_c = 68547$$

$$P_c = 19 Kw$$

$$P_c = 25HP$$

### Potencia Calorífica evacuada en el condensador

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

$$Q_c = 1802.84 \frac{Kg}{h} (383.47 - 227.82) \frac{Kj}{Kg}$$

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

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

$$Q_c = 78 Kw$$

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

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

$$V' = 1802.84 \frac{Kg}{h} \times 0.00096 \frac{m^3}{Kg}$$

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

### Factor de performance del sistema de refrigeración.

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

$$FOP = \frac{25.52 HP}{17.41 TR}$$

$$FOP = 1.5 HP/TR$$

### Coefficiente de performance del sistema de refrigeración

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

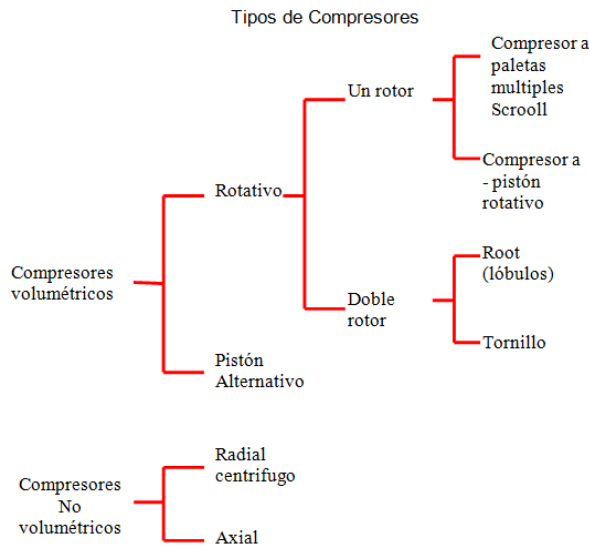
$$COP = \frac{237131 \frac{Kj}{h}}{68547 \frac{Kj}{h}}$$

$$COP = 3.5$$

## 5. Selección de los elementos de la instalación frigorífica

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

### 5.1 Tipos de compresores



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

**Figura 7.** Tipos de compresores

## 5.2 Selección del compresor

Nos basaremos en los siguientes criterios:

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

Para nuestro caso, tenemos un caudal volumétrico de 113m<sup>3</sup>/h, por lo que seleccionaremos un compresor volumétrico de pistón alternativo.

Calculamos el número de pistones del compresor mediante la siguiente ecuación, ya conociendo el diámetro 110mm y carrera 110mm del pistón, obtenido del catalogo GRASSO

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

$\eta_v$  = Rendimiento volumétrico

$v'_c$  = Caudal volumétrico

$N$  = RPM del motor

$d$  = diámetro del pistón

$Z$  = número de cilindros

$$113.89 \text{ m}^3/\text{h} = 0.8 * \pi * \frac{0.11^2}{4} * 0.11 * Z * 1750 * 60$$

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

## 5.3 Tipos de condensadores

a.- De calor sensible:

Con aire: circulación natural y circulación forzada.  
Con agua: inmersión, doble tubo, contracorriente y multitubulares horizontales.

b.- De calor latente:

Atmosféricos: multitubulares verticales, a chorro simple, a chorreo y contracorriente.

Evaporación forzada: condensadores y evaporativos.

Para nuestro sistema, usaremos un condensador enfriado por aire de circulación forzada.

## 5.4 Selección del condensador

Para la selección del condensador se baso en el CRT ( $Q_c$ ) que se calculo en la sección 4.6, el cual es de 67 000 Kcal / h.

**Tabla 12.** Especificaciones del condensador

Marca	BOHN
Modelo	BRH 035
Refrigerante	R404A
CRT	81 360 Kcal/h
Flujo de aire	586 MCM
Aletas por pulgada	12
Velocidad del motor de los ventiladores	1 140 RPM
T <sub>succión</sub>	-20°C
T <sub>condensación</sub>	23°C
Largo	3.18 m
Altura	1.22 m
Ancho	1.08 m
Peso	399Kg

## 5.5 Tipos de evaporadores

a. Enfriadores de líquido.

Inmersión: serpentín, parrilla e intensivos

Doble tubo y contra corriente, a chorro

Multitubulares: horizontales y vertical

b. Enfriadores de aire:

Circulación natural: de tubos lisos y de tubos aleteados.

Circulación forzada: de tubos lisos y de tubos aleteados.

## 5.6 Selección del evaporador

Para la selección como referencia nos basaremos en la capacidad frigorífica de la cámara la cual es de 56700 Kcal/h. Se usaran cuatro evaporadores cada uno con una capacidad de 14200 Kcal/h. Las especificaciones son las siguientes:

**Tabla 13.** Especificaciones del evaporador

Marca	BOHN
Modelo	BHE V 640
Refrigerante	R404A
Capacidad	16 121 Kcal/h (4.7 TR)
Flujo de aire	22 400 m <sup>3</sup> /hora
Deshescarchado	Resistencia eléctrica
Número de unidades	4
Numero de ventiladores	3
Largo	2.13 m
Altura	0.945 m
Ancho	0.667 m
Peso	180 Kg

## 5.7 Selección y dimensionamiento de tuberías

a) Tubería de descarga entre el compresor y el condensador.

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

$$\dot{m}_r = 450.71 \text{ Kg/h} = 12519 \text{ Kg/s}$$

$$\rho = 42.01 \text{ Kg/m}^3 @ 0.81 \text{ MPa} \wedge 10^\circ \text{ C}$$

$$V = 15 \text{ m/s}$$

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

$$= 16 \text{ mm}$$

$$D_i = 3/4 \text{ pulg}$$

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

$$\rho = 10.43 \text{ Kg/m}^3 @ 1.24 \text{ MPa} \wedge 25^\circ \text{ C}$$

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

$$D_i = 2 \sqrt{\frac{0.12519}{10.43 \times 0.5 \times \pi}} = 0.0174 \text{ m}$$

$$= 17 \text{ mm}$$

$$D_i = 7/8 \text{ pulg}$$

c) Tubería de succión entre el evaporador y el compresor

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

$$\rho = 5.41 \text{ Kg/m}^3 @ 0.1 \text{ MPa} \wedge -45^\circ \text{ C}$$

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

$$D_i = 2 \frac{5}{8} \text{ pulg}$$

## 5.6 Selección de los Dispositivos de Control y Anexos

Los siguientes dispositivos fueron seleccionados del catalogo de ALCO

**Tabla 14.** Dispositivos de control seleccionados

Dispositivo	Modelo	
VALVULA DE EXPANSION TERMOSTATICA	TCLE-850SW40DL10X16	
VALVULA SOLENOIDE	200RB4T4	
TERMOSTATO	TS1-B2A	
FILTRO SECADOR	BFK-164	
VISOR	MIA 078	
SEPARADOR DE ACEITE	OSH-407	
VALVULA DE PRESION CONSTANTE	PRE-21C	
TANQUE RECIBIDOR HORIZONTAL	HR12301	

## 6. Conclusiones

La cámara se ubicara dentro de un galpón industrial, para evitar una incidencia directa de la radiación solar sobre las paredes, disminuyendo así la transferencia de calor a través de la misma.

Como se indico en la sección 3 la ganancia de calor a través del piso es despreciable en comparación a otras cargas, por lo que se elimino de la instalación el aislamiento del suelo.

Se utilizó el refrigerante R404a, ya que presenta las propiedades más idóneas para las condiciones de funcionamiento del sistema frigorífico. Este refrigerante conjuntamente con el desarrollo tecnológico, pertenece al grupo de los llamados ecológicos que cumple con los requerimientos de minimizar el impacto ambiental.

Para la selección de los equipos en base a los parámetros de funcionamiento, se consultó los catálogos de los fabricantes Bohn. Para la selección de los dispositivos auxiliares y de control, se consultó a los fabricantes Emerson.

Se seleccionaron evaporadores que poseen sistemas de desescarchado por resistencia eléctrica, ya que este método es el más adecuado cuando se trabaja con cámaras a muy baja temperatura.

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

Darío Manrique C.

Alex Pilatasig Y.

Ing. Ángel Vargas Z.

Director de tesis

## 7. Agradecimientos

A la Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción y a la Escuela Superior Politécnica del Litoral.

## 8. Referencias

- [1] Alco controls, Catalogo componentes para la industria, 2003
- [2] ASHRAE Handbook Refrigeration. The refrigerating data book. The American Society of Refrigerating Engineers, New York, 2009.
- [3] CORPEI. 1998. Ecuador Exports.
- [4] Incropera Frank P. De Witt David P., Fundamentos de Transferencia de Calor, Prentice Hall, 4ª. Edición, 999.
- [5] Kreith Plan K., "Principios de Transferencia de Calor" Intext Press, New York, 1973.
- [6] Marks, Manual del Ingeniero Mecánico, McGraw-Hill, 3ra edición en español, 1995.
- [7] Mechanical Engineering MAGAZINE, Octubre: Vol. 120 / No.10, 1998, Pág. 88-99.
- [8] Vargas A., "Curso de Refrigeración" Serie VZ, Guayaquil, 1974.
- [9] Vargas A., "Transporte de Carga en Buques Refrigerados" Serie VZ, Guayaquil, 1991.
- [10] Vargas A., "Instalaciones Frigoríficas para Buques Pesqueros" Serie VZ, Guayaquil, 1979.
- [11] [www.ecopeland.com/literature/Alco/ES\\_ALCO\\_cat\\_02.pdf](http://www.ecopeland.com/literature/Alco/ES_ALCO_cat_02.pdf).
- [12] <http://www.gas-servei.com/productos/?tipus=HFC>
- [13] Transferencia de calor y masa por Yunus A. Cengel, tercera edición.