

CAPITULO I

GENERALIDADES

1.1 Antecedentes

Los sistemas de climatización son cámaras determinadas para la manipulación de productos frescos y productos no elaborados cuyas características son determinantes para su conservación puesto que requieren condiciones específicas de almacenamiento y manejo.

La floricultura en el Ecuador ha sido una de las principales fuentes de ingreso económico a través de la exportación de flores producidas, es por eso que la ingeniería orienta sus aptitudes al diseño de estructuras que permitan preservar las características de productos perecibles a una temperatura y humedad adecuadas por un lapso de tiempo extendido; para lo cuál es necesario crear cámaras de climatización que actúan como sistemas aislantes que evitan el crecimiento de bacterias que aceleran la biodegradación de los mismos.

La Parroquia Tababela es una de las zonas de mayor producción agrícola, en la cual es conveniente desarrollar proyectos de conservación de productos perecibles

En virtud de este importante aspecto, la empresa Sigman Service S.A. ha planificado desarrollar el diseño de una cámara de climatización, selección de equipos y desarrollo de manuales de mantenimiento para cumplir con los

requerimientos de temperatura y humedad para la conservación de productos, que permitirá mantener la calidad hasta el consumidor final.

1.2 Definición del problema

Dentro de la industria dedicada a la producción de flores y frutas de exportación, el problema del tiempo de descomposición o vida útil del producto empieza desde la cosecha, almacenamiento, hasta el consumo de este por parte del cliente final. Por lo que es importante un correcto manejo, tanto en la zona de producción, como en el transporte y en los distribuidores.

La fase productiva requiere espacios amplios de almacenamiento, lo mismo que un gran distribuidor, por lo que el enfoque de cuartos de climatización va dirigido a este campo.

1.3 Objetivos

1.3.1 General

- Elaborar el diseño global de un sistema de climatización capaz de contribuir a la preservación durante el desarrollo de la producción de flores y frutas.

1.3.2 Específicos

- Identificar los requerimientos y necesidades sobre el manejo de productos perecibles derivados de la agricultura, que requieren un tratamiento para su exportación.
- Determinar los niveles de rendimiento, productividad del Diseño, beneficios, estudio económico y operatividad del sistema de climatización.
- Desarrollar un estudio económico financiero para estimar los costos de construcción de la cámara de climatización.

- Crear un manual de mantenimiento donde el usuario pueda utilizar la cámara de climatización sin recurrir necesariamente al fabricante.

1.4 Alcance

Disponer del diseño de un sistema de Climatización que satisfaga las necesidades ambientales para la conservación de flores y frutas, así como las condiciones económicas más favorables para la empresa.

1.5 Justificación e importancia

En el Ecuador especialmente en el campo de la floricultura ha existido una gran demanda de flores por países como Holanda, Estados Unidos y Francia, etc., por lo que debido a este motivo se desarrolla un proyecto de diseño de cámaras de climatización para exportar flores, de esta manera se aumentara plazas de trabajo en dicho sector.

La construcción del nuevo aeropuerto cercano a las instalaciones de la exportadora hace más factible para una transportación inmediata con destino a países de Europa, América, etc.

Actualmente la parroquia de Tababela dispone de una gran cantidad de floricultores, por lo que la obtención de la materia prima es de fácil acceso evitado problemas de transporte desde los campos hacia las cámaras de climatización para luego ser almacenadas y procesadas de una manera adecuada generando la apertura de nuevas plazas de trabajo para la gente aledaña a la exportadora

Este proyecto está orientado a la conservación de flores y frutas de exportación manteniendo el control de las variables implícitas en el proceso.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1 Sistemas de climatización

La producción de frío es básicamente un fenómeno endotérmico (absorción de calor), en donde la fuente de calor es el producto o el espacio a enfriar, lo que provoca el abatimiento de su temperatura.

Existe una gran diversidad de métodos de producción de frío, los cuales en su mayoría están basados en la extracción de calor de un cuerpo o un espacio por intermedio de la absorción del mismo por un fluido (refrigerante), el cual lo utiliza a su vez y de manera espontánea, para cambiar de estado de agregación, como la evaporación, fusión, sublimación, etc. cuyas transiciones se desarrollan a bajas temperaturas.

Existen diferentes niveles de enfriamiento por debajo de los valores de la temperatura ambiente:

- a. El enfriamiento propiamente dicho que va de los 24 a los 14 °C, en donde se sitúa el bienestar humano y las temperaturas alcanzadas por diferentes procesos naturales como el enfriamiento evaporativo y el radiativo, el acondicionamiento del aire y la conservación de algunos productos perecederos.

- b. La refrigeración en donde comienzan a suceder los cambios de estado, principalmente del agua y en donde el abatimiento de la temperatura va desde los 14°C hasta cerca de los 0°C, en la mayoría de los casos no ocurre un cambio de fase.
- c. La subrefrigeración, la cual opera en un dominio de temperaturas que va desde 0°C hasta cerca de -15°C. En este dominio se lleva a cabo la formación de hielo.
- d. La congelación, en un dominio de temperaturas entre -15 y -35°C, siendo una técnica utilizada para la conservación prolongada de los productos perecederos.
- e. La subgelación, en un dominio de temperaturas los -30 a -200°C.
- f. La criogenia o generación de muy bajas temperaturas, a valores cercanos al cero absoluto (-273.16°C), dominio utilizado para el estudio de propiedades de superconductividad y superfluidez, criocirugía, conservación de esperma y conservación en general.

2.1.1 Métodos para la producción de frío¹

2.1.1.1 Métodos principales

Existen tres métodos principales para la producción de frío:

1. Mezclas refrigerantes
2. Expansión de un gas comprimido.
3. Evaporación de un líquido puro²

Este tercer método es el único utilizado para las necesidades industriales en refrigeración, congelación y acondicionamiento de aire.

¹ RAPIN Y JACQUARD, Formulario del Frío.

² Líquido puro, sistema de refrigeración utilizado en la industria petrolera.

- **Mezclas refrigerantes:**

La disolución de determinadas sales en ciertos líquidos requiere una absorción de calor. Esta disolución³ produce frío.

Tabla 2.1 Ejemplos de mezclas refrigerantes⁴

Agua	1 parte en peso	Reduce de +10°C a -15°C
Nitrato de Amonio	1 parte en peso	
Agua	1 parte en peso	Reduce de +10°C a -22°C
Nitrato de Amonio	1 parte en peso	
Carbonato de sosa	1 parte en peso	
Nieve	2 partes en peso	Reduce de 0°C a -20°C
Cloruro de sodio	1 parte en peso	
Nieve	12 partes en peso	Reduce de 0°C a -32°C
Cloruro de sodio	5 partes en peso	
Nitrato de Amonio	5 partes en peso	
Nieve	4 partes en peso	Reduce de 0°C a -40°C
Cloruro de calcio	5 partes en peso	
Nieve	3 partes en peso	Reduce de 0°C a -46°C
Potasa	4 partes en peso	
Hielo seco con:		Puede reducir hasta -60°C Puede reducir hasta -82°C
Cloruro de etilo		
Cloruro de metilo		

Fuente: Tratado Practico de Refrigeración Automática

- **Expansión de un gas comprimido:**

La compresión de un gas eleva su temperatura; contrariamente, la expansión de un gas comprimido reduce la temperatura del gas

³ Disolución es la mezcla que resulta de disolver cualquier sustancia en un líquido.

⁴ JOSÉ ALARCÓN, Tratado Practico de refrigeración Automática.

expansionado; bajo este principio trabajan los sistemas que permiten la licuefacción de los componentes del aire. (Nitrógeno, oxígeno, neón, etc.).

- ***Evaporación de un líquido puro o de una mezcla de líquidos puros:***

La aplicación de este fenómeno da lugar a tres tipos de máquinas frigoríficas.

• ***Máquinas de evaporación y compresión de un gas licuable***

Son las únicas que se utilizan en refrigeración doméstica y comercial. La evaporación de un líquido, llamado fluido frigorígeno, produce el frío.

• ***Máquinas de Absorción***

Se basan en el principio de que la solubilidad de un gas en un líquido sobre el cual no ejerce acción química alguna, disminuye con el aumento de temperatura.

• ***Máquinas de evaporación de agua***

El agua posee un elevado calor de evaporación, y era normal, en los sistemas frigoríficos, intentar utilizar el frío producido por la evaporación del agua.

El conjunto de una máquina para la evaporación de agua es voluminoso, aunque presenta ciertas ventajas.

El fluido frigorígeno no es tóxico ni caro; la alimentación de los eyectores puede obtenerse por medio del vapor de agua expansionado, que proviene del escape de otras máquinas (turbinas de vapor).

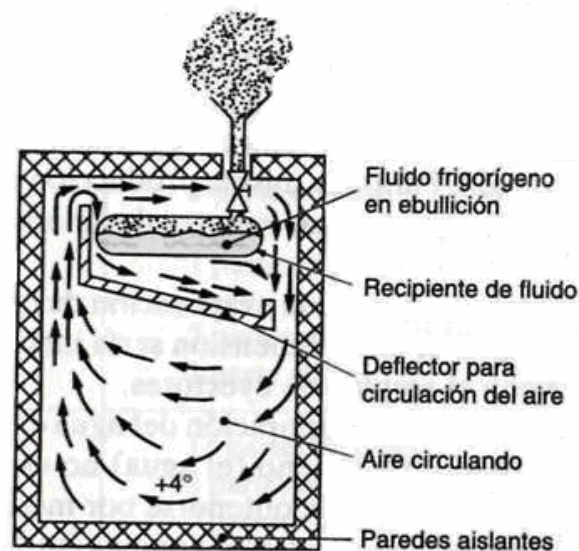
2.1.1.2 Refrigeración automática

Todo lo que precede tiene por finalidad hacer comprender el funcionamiento de una instalación frigorífica.

- **Sistema simple de refrigeración⁵:**

Consiste en un refrigerador compuesto por una caja con paredes aislantes. Dentro del refrigerador el aire está en contacto con el recipiente de fluido frigorígeno⁶ y provoca la ebullición del líquido que se evapora, constituyendo el calor necesario para dicha evaporación el calor sensible que poseen los productos almacenados.

El aire enfriado a su contacto con el recipiente provoca a su vez el enfriamiento del género.



Fuente: Formulario del Frío

Figura 2.1 Sistema simple de refrigeración

- **Sistema de refrigeración a base de un ciclo continuo:**

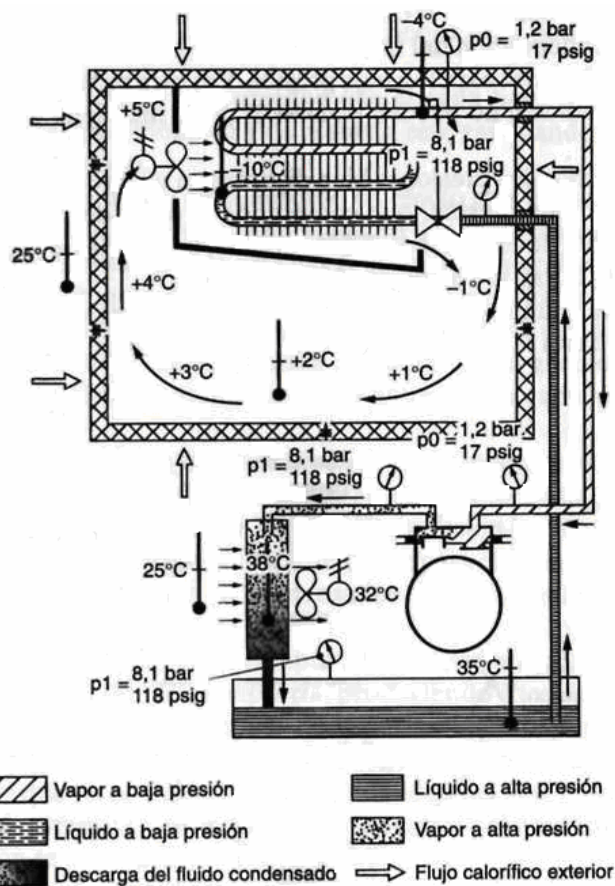
En este sistema, surge un problema a resolverse: regular la ebullición del fluido frigorígeno a fin de obtener y mantener la temperatura deseada en el interior del refrigerador y recuperar el fluido frigorígeno evaporado.

⁵ RAPIN Y JACQUARD, Formulario del Frío. Pág. 9 – 22.

⁶ Fluido frigorígeno representa todo agente que se colabora para la producción de frío.

Un sistema de refrigeración comercial, comprende cuatro elementos principales:

- *El refrigerador*, llamado cámara fría; es el espacio aislado dentro del cuál se mantiene una temperatura baja.
- *El evaporador*, en cuyo interior se evapora el fluido frigorígeno, absorbiendo en el refrigerador el calor que procede de los productos que se han de enfriar.
- *El grupo compresor*, que es la máquina encargada de comprimir los vapores del fluido frigorígeno que procede del evaporador y que, por la acción de compresión, permite la condensación del fluido comprimido.
- *El dispositivo de expansión*, que regula la cantidad de fluido frigorígeno que ha de admitir el evaporador.



Fuente: Formulario del Frío

Figura 2.2 Sistema de refrigeración de ciclo continuo

2.1.2 Cadena de frío

Esta expresión se utiliza para designar los diferentes eslabones, unidos unos con otros, que permiten mantener a temperatura óptima los productos alimenticios después de su producción hasta que son consumidos.

Los siguientes enunciados aportan los posibles eslabones⁷:

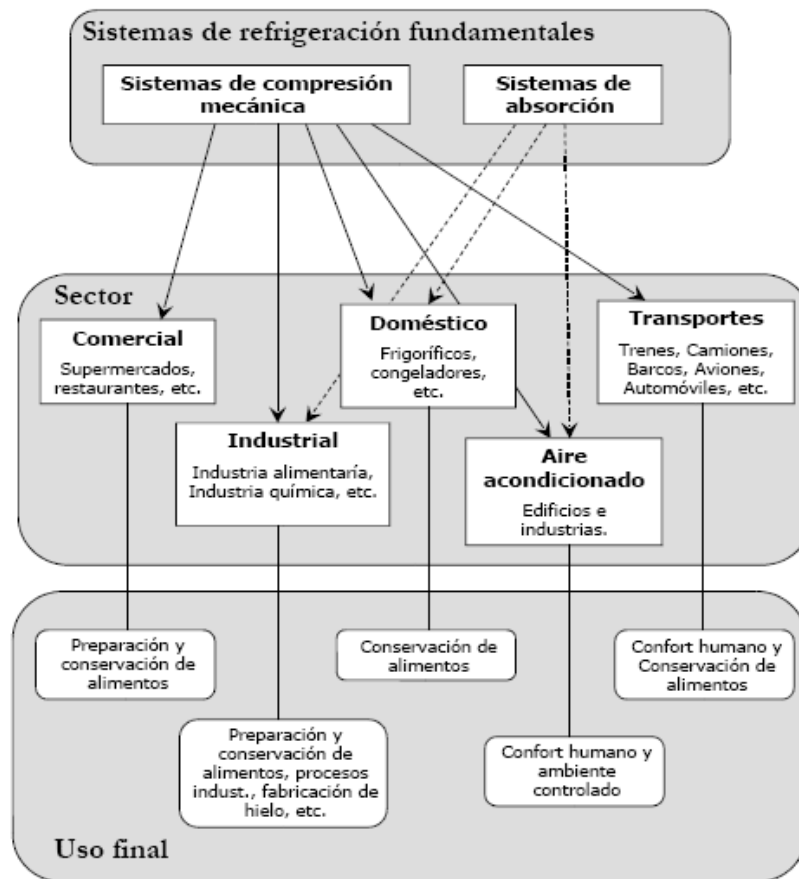
- Refrigeración a nivel de producción.
- Refrigeración a nivel de almacenamiento.
- Transporte bajo temperatura dirigida en función de la naturaleza del producto transportado.
- El frío a escala de la distribución.
- El frío en casa del consumidor.

Estos eslabones son objeto de reglamentación en constante evolución. Las condiciones de respeto de ésta cadena de frío tienen una influencia primordial sobre la calidad de los alimentos distribuidos y la protección del consumidor.

La magnitud física fundamental para su medición es la temperatura.

Ésta debe mantenerse a un valor lo más constante posible en el transcurso de las diversas operaciones que constituyen dicha cadena de frío.

⁷ La secuencia en la cadena de frío, depende directamente a la calidad del producto y al tipo de consumidor o cliente final.



Fuente. Universidad de Sevilla, Tecnología Frigorífica

Figura 2.3 Sistema de refrigeración fundamentales

2.1.3 Componentes de la refrigeración

Utilizando el principio de que las sustancias absorben grandes cantidades de calor al pasar del estado líquido a vapor, o de sólido a líquido y que liberan la misma cantidad de calor cuando la acción térmica es revertida y mediante el uso de instrumentos mecánicos, podemos obtener un sistema cíclico que nos permita utilizar el refrigerante en forma continua sin tener que reemplazarlo cada vez.

2.1.3.1 Ciclo continuo de refrigeración

1. *Evaporación:* El calor penetra en el refrigerador:

- Por radiación sobre las paredes exteriores del refrigerador.

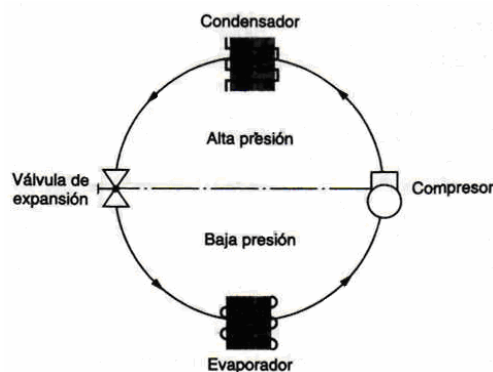
- Por conducción, a través del aislamiento;
 - Por convección, transportado por el aire en el interior del refrigerador y aportado por los productos que han de enfriarse.
2. *Compresión*: Los vapores que se han formado durante la evaporación son aspirados por el compresor, que los descarga al condensador. La cantidad de calor contenida en este vapor aumenta, así como también su temperatura, por el hecho mismo de la compresión.
3. *Condensación*: La temperatura de condensación es superior a la del medio de enfriamiento (aire o agua).

El vapor comprimido cede el calor que contiene y se condensa en el condensador.

El líquido se vierte en el depósito de donde sale para iniciar un nuevo ciclo.

Tenemos dos presiones bien distintas en un circuito frigorífico.

- La parte de baja presión, que comprende la parte del sistema después de la salida del dispositivo de expansión, el evaporador, la tubería de aspiración y el compresor, justo hasta la válvula de aspiración del mismo.
- La parte de alta presión, desde la válvula de descarga, el condensador, el depósito de líquido hasta la entrada de la válvula de expansión.



Fuente: Formulario del Frío

Figura 2.4 Ciclo continuo de refrigeración

2.1.3.2 Transferencia de calor

El calor pasa siempre del cuerpo más caliente al cuerpo más frío, a través de todo objeto, no existiendo materia que intercepte totalmente esta transmisión.

Los materiales aislantes que se emplean en las paredes de las cámaras sirven únicamente para retardar el paso de calor; pero, a pesar de su positiva eficacia en este sentido, se debe tener en cuenta que gran parte del trabajo de todo equipo de climatización se emplea precisamente para absorber el calor que se ha filtrado a través de las paredes aisladas.

Existen tres métodos de transmisión de calor⁸:

1. *Radiación*: Es la transmisión de calor a través de sustancias intermedias, sin calentar éstas.
2. *Convección*: Es el calor que se transmite por mediación de un agente: líquido o vapor. Las corrientes de aire son los agentes más comunes en la transmisión de calor por convección.
3. *Conducción*: Es la transferencia de calor a través de un cuerpo sólido llamado conductor.

2.1.3.3 Fluidos frigorígenos

Un sistema de refrigeración formado por el evaporador, la válvula de expansión, el compresor, el condensador, el motor, etc., es solamente una unidad mecánica que tiene la finalidad de facilitar el cambio de estado de un fluido frigorígeno, absorbiendo calor del evaporador y expulsándolo en el condensador.

El fluido frigorígeno es el elemento que cumple esta transferencia y debe presentar las siguientes condiciones:

⁸ FRANK INCROPERA, Fundamentos de Transferencia de Calor. Métodos de transmisión de calor.

- Punto de ebullición, a la presión atmosférica, lo suficientemente bajo habida cuenta de las condiciones de funcionamiento deseadas.
- Una baja relación de compresión, es decir, una pequeña relación entre las presiones de compresión y de aspiración.
- Temperatura crítica muy alta.
- No debe actuar sobre las partes metálicas que componen el circuito.
- No debe ser inflamable ni explosivo en contacto con el aire.

2.1.3.3.1 Relación Temperatura – Presión

Cuando un fluido frigorígeno se encuentra dentro de un depósito cerrado, su presión está en función de su naturaleza y de su temperatura.

A la misma temperatura, fluidos frigorígenos diferentes contenidos en recipientes cerrados no están sometidos a la misma presión, ya que la presión que cada fluido soporta es una de sus características físicas.

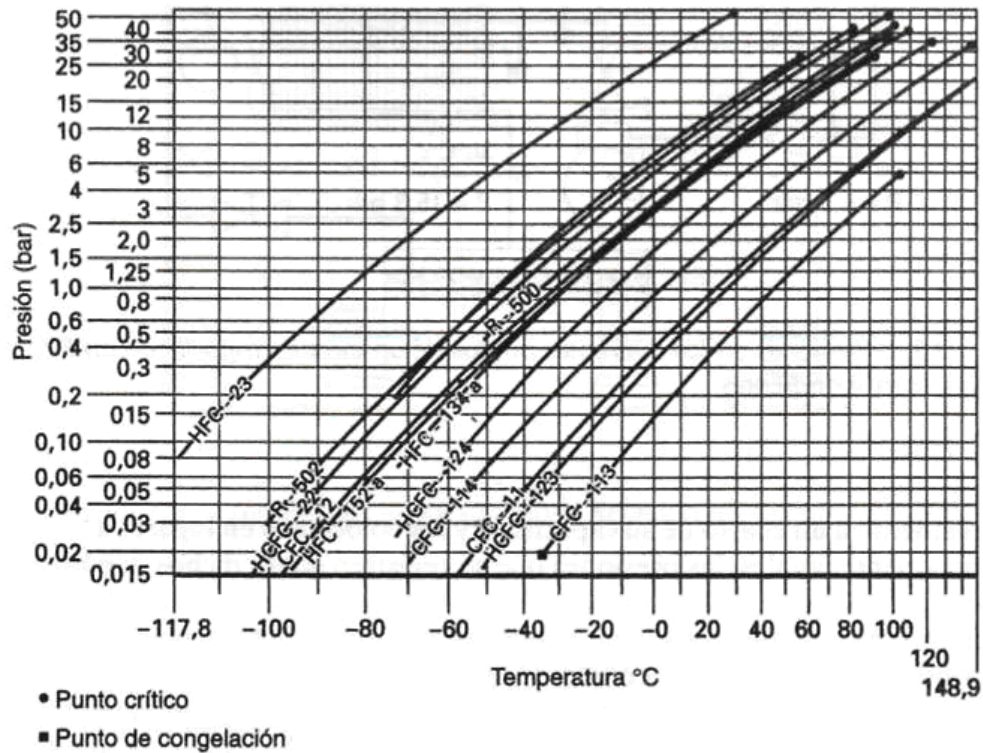
2.1.3.3.2 Presión de vapor saturante

El vapor saturado⁹ es el vapor que se encuentra en contacto con el líquido que lo ha formado. En el interior de un recipiente cerrado, el nivel de líquido no tiene efecto alguno sobre la presión.

2.1.3.3.3 Curvas de la tensión de vapor

Estas curvas permiten determinar gráficamente el valor de la tensión de vapor de un fluido a determinada temperatura.

⁹ CENGEL, Termodinámica. Vapor Saturado, vapor a punto de condensarse (cambio de fase de vapor a líquido).



Fuente: Formulario del Frío

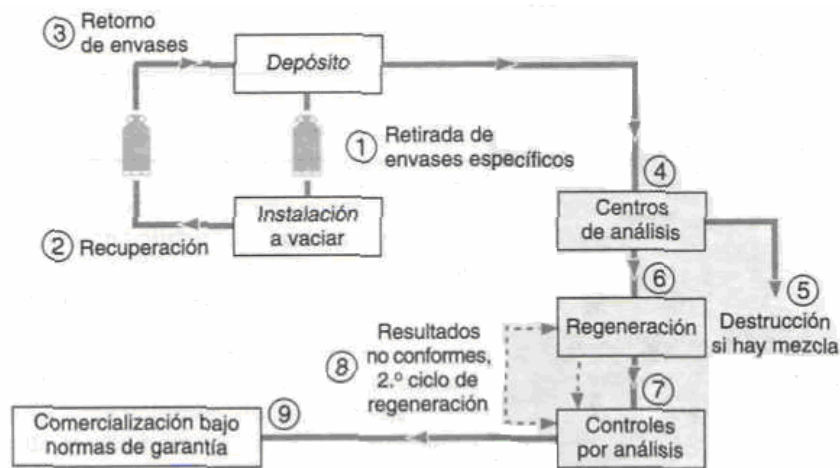
Figura 2.5 Curvas de tensión de vapor¹⁰

Recuperación de los fluidos frigoríficos:

La recuperación permite retirar el fluido frigorífico contenido dentro de un sistema, recogéndolo en un cilindro independiente previsto a tal efecto, en vista a su nuevo empleo o destrucción.

Ésta acción es necesaria a fin de evitar daños a las personas y al entorno, asegurar la continuidad de funcionamiento de las instalaciones existentes en la cadena de frío y establecer una transición homogénea entre las mismas.

¹⁰ RAPIN Y JACQUARD, Formulario del Frío, Curvas de tensión de vapor.



Fuente: Formulario del Frío

Figura 2.6 Ciclo de recuperación de fluidos frigoríficos

2.1.3.4 Cargas frigoríficas

La carga de refrigeración es la cantidad de remoción de calor del espacio refrigerado, que se requiere para mantener el espacio el producto a las condiciones deseadas.

La carga es el resultado de las ganancias de calor a partir de varias posibles fuentes, las que es posible clasificar convenientemente según las siguientes categorías:

1. *Transmisión de calor a través de paredes, pisos, cielo raso o techo:*

La pérdida de carga o carga de fuga por paredes, es una medición del calor que fluye por conducción a través de las paredes del espacio refrigerado del exterior hacia el interior

2. *Calor procedente de la infiltración de aire caliente a través de las puertas del refrigerador:*

Al abrirse la puerta de un espacio refrigerado, el aire caliente del exterior entra al espacio para reemplazar al aire frío más denso, esto constituye una pérdida en el espacio refrigerado. El calor que debe ser eliminado por este

aire caliente del exterior para reducirle su temperatura y contenido de humedad a las condiciones de diseño del espacio, constituye una parte de la carga de enfriamiento total.

3. *Calor procedente del producto que se va a refrigerar:*

Esta pérdida está referida al calor que pierde o cede el producto al espacio refrigerado, hasta que se enfría a la temperatura que se tiene en tal espacio, es decir, el producto disipa calor hasta que se enfría a la temperatura existente en el interior del espacio refrigerado.

Tal calor disipado está sometido a:

- *La temperatura del espacio refrigerado:*
- La cantidad de producto.
- El calor específico del producto
- La temperatura inicial del producto.

4. *Ganancias térmicas de fuentes internas, que no sean los productos. Éstas incluyen por lo general, el calor producido por la gente, las lámparas y los motores:*

Esta pérdida corresponde a las llamadas cargas varias, junto al calor cedido por los motores eléctricos dentro del espacio refrigerado y el personal circulante dentro de éste.

2.1.4 Refrigerantes

El refrigerante¹¹ es una sustancia capaz de producir un efecto de enfriamiento sobre el medio que lo rodea, sea un espacio o un cuerpo y que de manera general fluye y evoluciona en un ciclo al interior de un circuito de una máquina frigorífica.

¹¹ ANEXO D.1, Tipos de refrigerantes

En el caso de producción de frío por medio de vaporización, estas sustancias deben tener una temperatura de ebullición, a presión normal, inferior a la temperatura ambiente.

2.1.4.1 Propiedades de los refrigerantes

2.1.4.1.1 Propiedades térmicas

Las propiedades térmicas en general, permiten conocer el comportamiento de las sustancias frente a los cambios de estado o bien el análisis de los diferentes factores externos que intervienen para que estos cambios se produzcan.

2.1.4.1.2 Presión de vapor

Para compuestos puros, el equilibrio entre las fases del refrigerante líquido y el refrigerante vapor, permite la determinación de la temperatura de evaporación y de condensación, así como de las presiones en función de estas temperaturas.

2.1.4.1.3 Volumen específico y densidad

El volumen específico es el valor inverso de la densidad, y ambos varían en función de la temperatura y de la presión, siendo más importante este efecto si el refrigerante se encuentra en fase vapor.

Conociendo el volumen específico se puede determinar la cantidad de vapor generado por la vaporización de una cierta masa de refrigerante líquido.

2.1.4.1.4 Calor específico

El calor específico indica la cantidad de calor necesaria para absorberse o disiparse, para obtener la variación de un grado de temperatura de una cierta

masa de una sustancia. Este valor es muy importante sobre todo para el dimensionamiento de los intercambiadores de calor.

2.1.4.1.5 Calor latente

El calor latente indica la cantidad de calor necesaria por unidad de masa de la sustancia, para efectuar una transición de un estado de agregación a otro. En el caso de los refrigerantes existen grandes variaciones de estos calores.

Tabla 2.2 Constantes físicas principales de los fluidos frigorígenos más usados.

	R12	R134a	R22	R502	R404 A	NH ₃
Calor específico del líquido a 30°C en kJ/kg °C	0,987	1,101	1,27	1,27	—	4,78
Calor específico del vapor a -10°C en kJ/kg °C a presión constante C _p	0,623	0,87	0,688	0,720	0,847	2,528
Calor de vaporización a -10°C en kJ/kg	156,32	204,39	213,14	153,45	199,2	1295,17
Masa volumétrica del líquido en kg/dm ³ a +25°C	1,311	1,207	1,2	1,216	1,04	0,603
Masa volumétrica del líquido en kg/dm ³ a -10°C	1,428	1,327	1,318	1,36	1,185	0,652
Punto de ebullición a la presión atmosférica en °C	-29,8	-26,4	-40,8	45,6	-46,5	-33,3
Punto de fusión en °C	-158	-101	-160	-160	—	-77,9 Δ
Presión crítica en bars absolutos	41,15	40,7	49,8	40,8	37,4	112,97
Temperatura crítica en °C	112	101	96	82,2	72	132,4
Relación de los calores específicos $\gamma = C_p/C_v$ a +30°C	1,138	1,17	1,177	1,135	1,333	1,335
Tensión del vapor en bars absolutos a -10°C	2,19	2,007	3,541	4,143	4,257	2,908
Volumen específico del líquido en dm ³ /kg a -10°C	0,70	0,753	0,758	0,735	0,8435	1,534
Volumen específico del vapor dm ³ /kg a -10°C	0,077	0,0989	0,065	0,042	0,0475	0,418

Fuente: Formulario del Frío

2.1.4.2 Clasificación

2.1.4.2.1 Por su composición

- Los inorgánicos, como el agua o el amoníaco
- Los de origen orgánico(hidrocarburos y derivados):

- Los CFC's, perjudiciales para la capa de ozono
- Los HCFC's.
- Los HFC's.
- Las mezclas, azeotrópicas o no azeotrópicas.

2.1.4.2.2 Por su grado de seguridad industrial

- *Grupo 1*: no son combustibles ni tóxicos.
- *Grupo 2*: tóxicos, corrosivos o explosivos a concentraciones mayores de 3,5% en volumen mezclados con el aire.
- *Grupo 3*: tóxicos, corrosivos o explosivos a concentraciones menores o iguales a 3,5% en volumen.

2.1.4.2.3 Por su grado de seguridad general

- Baja
- Media
- Alta
- Muy alta

2.1.4.2.4 Por su función

- *Primario*: si es el agente transmisor en el ciclo frigorífico, y por lo tanto realiza un intercambio térmico principalmente en forma de calor latente.
- *Secundario*: realiza un papel de intercambio térmico intermedio entre el refrigerante primario y el medio exterior. Realiza el intercambio principalmente en forma de calor sensible.

2.1.4.3 Refrigerantes más utilizados en la actualidad

Los más comunes son los siguientes:

Compuestos Halocarbonados¹² (Freónes):

- R11: Botella tomate C Cl₃ F
- R12: Botella blanca C Cl₂ F₂
- R22: Botella verde C H Cl F₂

Azeotrópicos:

- R500: Botella lila
- R502: Botella lila

Compuestos orgánicos:

- Hidrocarburos:
 - Metano
 - Propano
 - Butano

Compuestos inorgánicos:

- Amoníaco 717
- Agua
- Aire
- Dióxido de carbono C O₂
- Nitrógeno

Compuestos ecológicos:

- R134 A reemplaza al R12
- R404 A reemplaza al R502

¹² ANEXO D.1, Productos DuPont Suva. Características de los compuestos de los refrigerantes.

Tabla 2.3 Tabla de refrigerantes más usados y sustituciones

PROHIBIDO	SUSTITUTO	REFRIGERANTE	USO
CFC-12	HFC-134a	CFC-12 HFC-134a	Doméstico y aire acondicionado en automoción
CFC-502	HFC-404A	CFC-502 HFC-404A	Frío industrial
HCFC-22	HFC-407C	HCFC-22	Todo
	HFC-410A	HFC-407C	Aire acondicionado
	HFC-404A	HFC-410A	Aire acondicionado
	AMONIACO	AMONIACO	Todo

Fuente. Universidad de Sevilla, Tecnología Frigorífica

Para mayor información ver el *Anexo G*:

Tabla G-1. Constantes físicas principales de los fluidos frigorígenos más usados.

Tabla G-2. Escala de toxicidad de los gases del “Nacional Borrador of FIRE Underwriters EE.UU.”.

Tabla G-3. Correspondencia entre los fluoroclorometano y los fluorocloroetanos.

Tabla G-4. Características y propiedades físicas de los compuestos clorofluorados.

Tabla G-5. Características y propiedades físicas de los compuestos hidroclofluorados.

Tabla G-6. Relación entre presiones manométricas y temperaturas.

Tabla G-7. Principales aplicaciones de los fluidos frigorígenos de sustitución.

CAPÍTULO III

TECNOLOGÍAS DE CÁMARAS DE CLIMATIZACIÓN

3.1 Cámaras de climatización

3.1.1 Concepto

Es todo local aislado térmicamente, en cuyo interior pueden mantenerse razonablemente constantes la temperatura, humedad relativa, circulación del aire y eventualmente composición mezcla de gases ambiente mas adecuados para la preservación de las características naturales del producto durante el mayor tiempo posible, mediante la acción de una instalación de equipos de climatización, para mantener las condiciones óptimas de almacenamiento, de forma que en todos los puntos del producto su temperatura sea superior a la de su punto de congelación.



Fuente. RAC Kettering UK, Refrigeration

Figura 3.1 Cámaras de Climatización

3.1.2 Tecnología de los componentes frigoríficos¹³

3.1.2.1 Compresores

A los compresores¹⁴ se los puede clasificar en dos grandes grupos:

- *Clasificación en función del montaje*
- *Clasificación en función de la forma de compresión:*

Desplazamiento positivo o volumétrico: Aumentan la presión del vapor de refrigerante reduciendo el volumen interno de una cámara, consumiendo para ello un trabajo mecánico.

- a. Compresores alternativos
- b. Compresores rotativos de paletas y excéntrica
- c. Compresores rotativos de espiral
- d. Compresores rotativos de tornillo

Desplazamiento cinemática o dinámico: Aumentan la presión convirtiendo presión dinámica en presión estática. Primero se acelera el fluido y posteriormente se frena.

- e. Compresores centrífugos

Los compresores más usados en refrigeración industrial son los alternativos y los de tornillo.

Para climatización se usan alternativos y de espiral para máquinas pequeñas y alternativos, de tornillo y centrífugos para máquinas de mayor tamaño.

Compresores alterativos:

Al igual que en todos los conjuntos pistón-cilindro, los fines:

- punto muerto inferior: volumen máximo del cilindro.

¹³ RAPIN Y JACQUARD, Formulario del Frío. Pág. 26 – 51.

¹⁴ ANEXO C.1, Catalogo de compresores.

- punto muerto superior: volumen mínimo del cilindro

Teóricamente, el volumen mínimo es nulo; en la práctica existe un espacio perjudicial de 0,2 a 0,3 mm al final de la carrera para evitar los accidentes mecánicos que puedan surgir por dilatación.

Así pues, la válvula de aspiración se abre cuando la presión del gas en la caja de aspiración es superior a la que existe en el interior del cilindro durante la carrera de aspiración del pistón.

De esta forma se consigue que el cilindro se llene de gas renovado. Al contrario, se mantiene cerrada sobre su asiento debido a la presión superior del gas comprimido cuando sube el pistón.

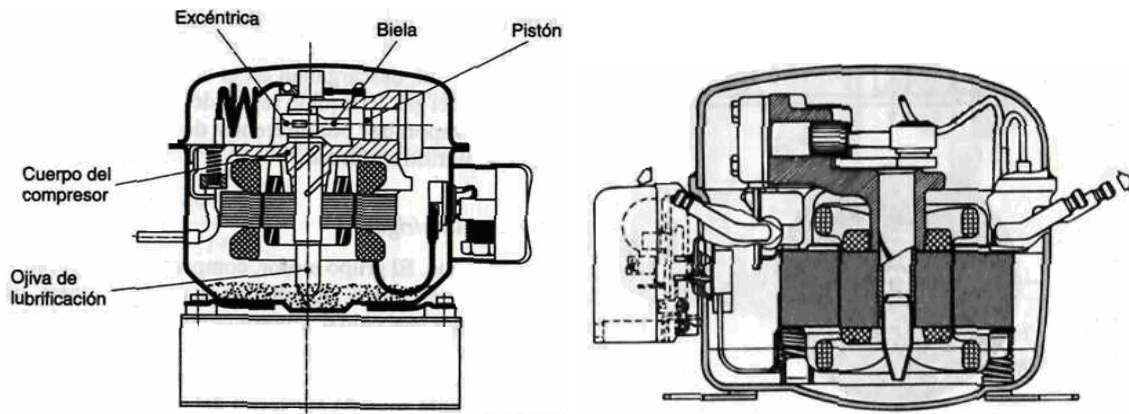
Características:

- Amplia gama de potencia: Potencia de 5 a 800 kW
- Simple efecto o doble efecto.
- En línea, en V, en W, radiales.
- Velocidades de giro 1500, 3000 rpm.
- Caudales > 1500 m³/h usar varios compresores



Fuente. Universidad de Sevilla, Tecnología Frigorífica

Figura 3.2 Compresor de tipo alternativo



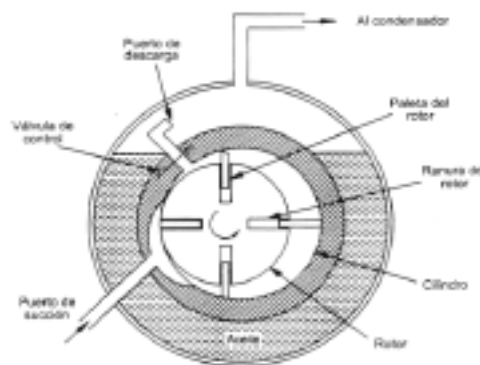
Fuente: Formulario del Frío

Figura 3.3 Vista en corte de un motocompresor hermético tipo pistón

Compresores rotativos de paleta y excéntrica:

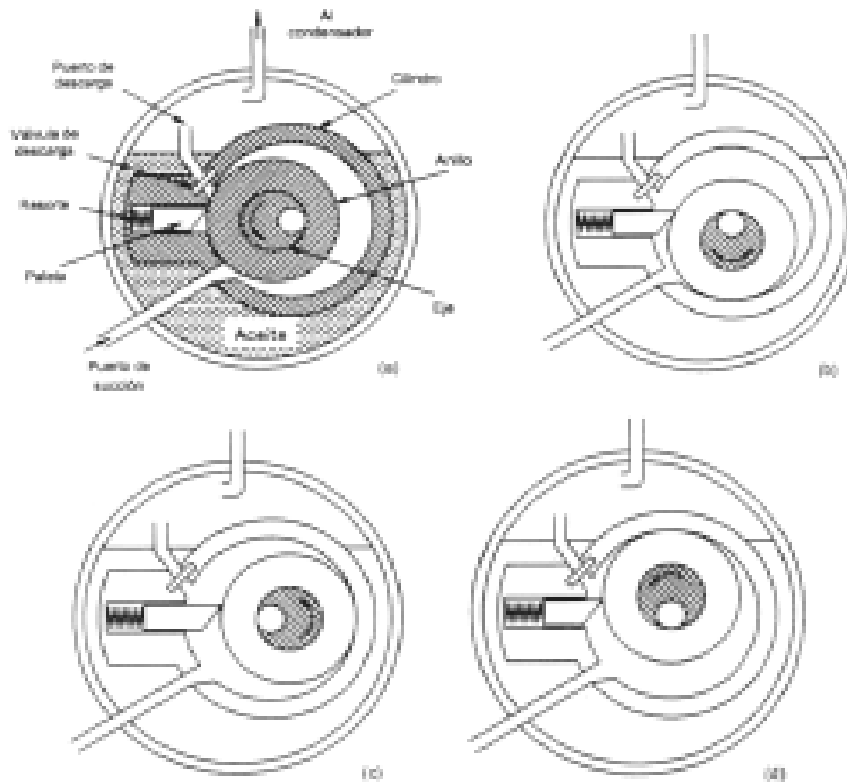
Las características principales de los compresores de tipo rotativo, que muchos confunden con los compresores de tipo centrífugo, consisten en que el movimiento de los órganos de compresión no está sometido a cambios de sentido.

Las fuerzas de inercia a que se hallan sujetos los órganos bajo movimiento alternativo no entran en juego, por lo que existe un largo período después para aumentar la velocidad de rotación hasta el punto de su acoplamiento directo. Los compresores rotativos se clasifican en monocelulares, bicelulares y multicelulares, determinándose la cantidad de células por las paletas que incorporan.



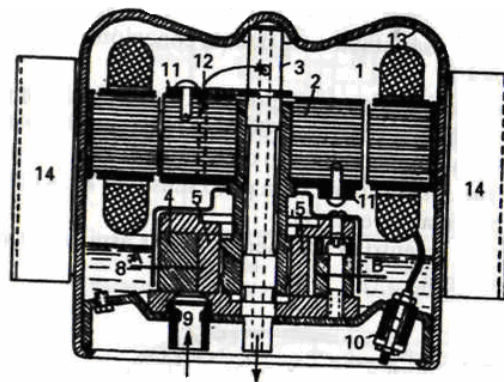
Fuente: Formulario del Frío

Figura 3.4 Compresor rotativo de tipo paleta

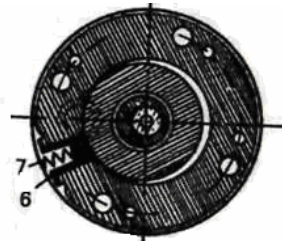


Fuente: Formulario del Frío

Figura 3.5 Compresor rotativo de tipo excéntrico



1. Estator del motor
2. Rotor del motor
3. Árbol
4. Cilindro
5. Pistón rotativo
6. Paleta
7. Resorte
8. Aceite de engrase



Corte A - B

9. Aspiración
10. Borne estanco
11. Contrapeso
12. 6 orificios en el rotor para paso vapores
13. Cáster de chapa embutida
14. Aletas de enfriamiento

Fuente: Formulario del Frío

Figura 3.6 Corte de un motocompresor hermético tipo rotativo

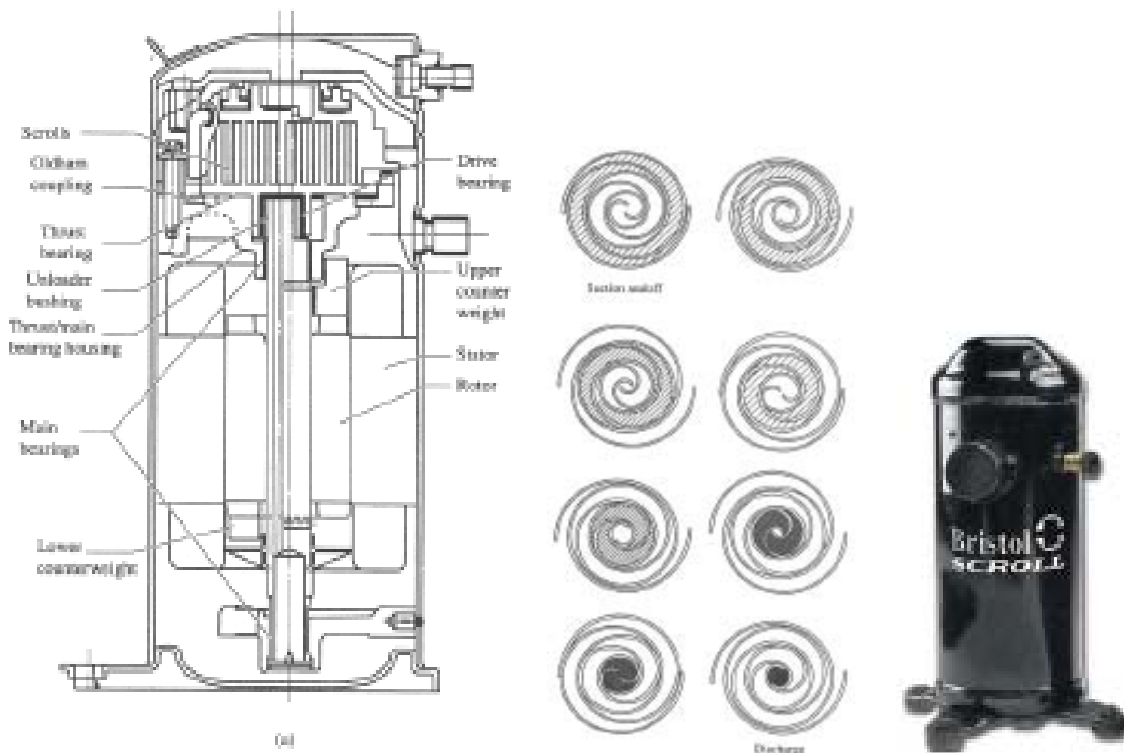
El volumen de gas en el espacio comprendido entre el pistón y el cilindro, se aspira y descarga una vez por vuelta. El pistón cilíndrico va calado excéntricamente en el árbol y embutido en el cilindro de forma tangencial en su mayor diámetro. Una paleta que acciona en el interior del cilindro fijo atravesado en el mismo, actúa por la acción de un resorte contra el pistón, separando de esta forma la cámara de aspiración de la cámara de descarga.

Compresores rotativos de espiral (Scroll):

Gama de potencia baja en equipos prefabricados

Características:

- Potencia de 5 a 40 kW
- Bajo nivel sonoro
- 1450 rpm



Fuente: Formulario del Frío

Figura 3.7 Compresor rotativo tipo scroll, partes y funcionamiento

Compresores rotativos de tornillo (Screw):

Compresores con dos tornillos: Tornillo motor y tornillo arrastrado.

La cavidad comprendida entre ambos tornillos y la carcasa se reduce.

Aceite entre ambos tornillos con doble función: Lubricación y cierre

Potencias medias-alta. El número de compresores para la misma potencia es mucho menor que el número de compresores alternativos.

Regulación de potencia utilizando una válvula de corredera que cambia el lugar de comienzo de la compresión.

En las aplicaciones de refrigeración industrial el compresor de tornillo es el segundo más importante, especialmente para gran potencia.

Rango de uso: 180 a 5400 m³/h con motores de 25 a 1250 kW y funcionando usualmente a 2950 rpm.

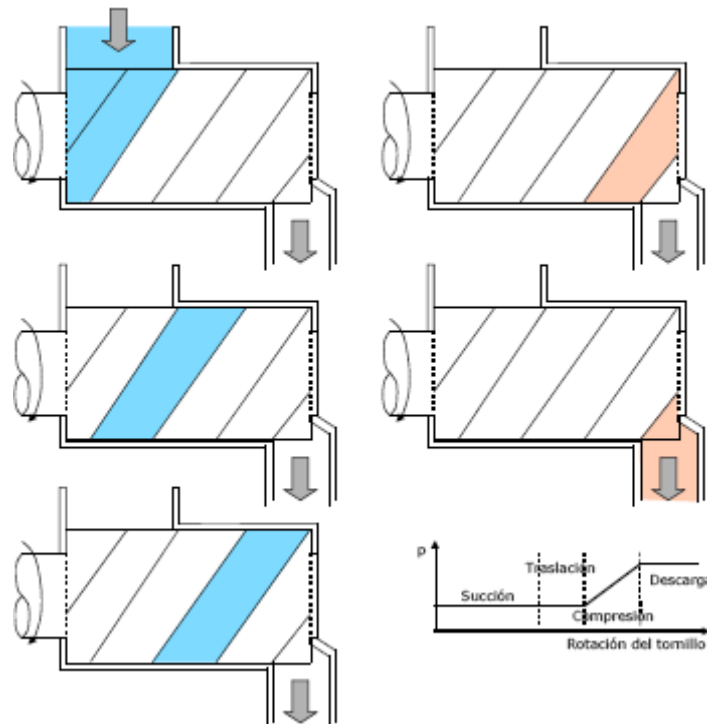
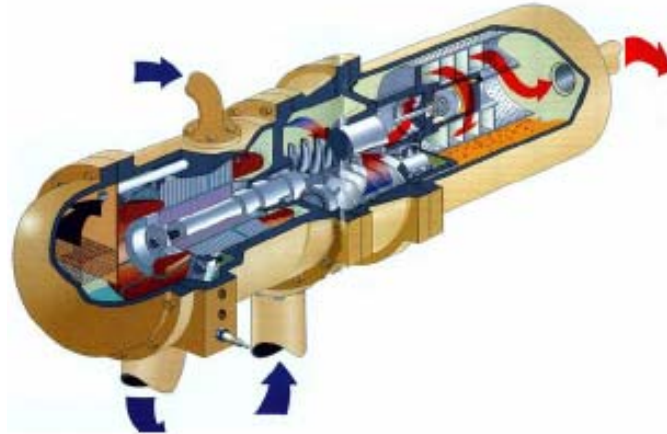
La lubricación¹⁵ con aceite tiene mayor importancia, el aceite se inyecta sobre los ejes, cojinetes y directamente sobre los tornillos, en los tornillos el aceite realiza dos funciones:

Lubricar el engrane y el contacto con la carcasa y servir de sellado o cierre entre cámaras, este aceite se calienta y es arrastrado por el refrigerante posteriormente deberán ser separados (separador de aceite) y el aceite debe ser enfriado y reinyectado.

Características:

- Potencia de 100 a 1000 kW (Máxima 4000 kW)
- 1450 -10000 rpm
- Lubricación muy importante

¹⁵ Lubricación, efecto de lubricar o agregar un aditivo viscoso para reducir el rozamiento entre mecanismos.



Fuente. Universidad de Sevilla, Tecnología Frigorífica

Figura 3.8 Compresor rotativo tipo tornillo, partes y funcionamiento

Compresores centrífugos:

El gas entra por el centro y es acelerado radialmente en el rodete. Convirtiendo la energía cinética en presión.

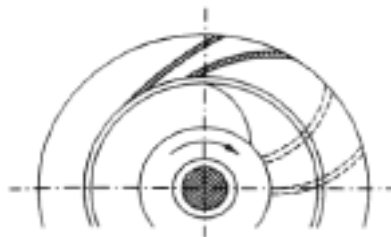
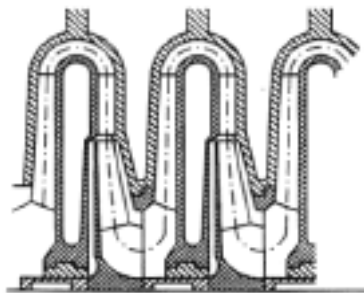
Normalmente se utilizan múltiples rodetes.

Se suele utilizar compresión en múltiples etapas con enfriamiento intermedio.

Son necesarios refrigerantes de alta densidad R-11, R-113 o similares. Se utiliza últimamente R-134A

Características:

- Potencia superiores a 1500 kW
- 10000-30000 rpm
- Larga duración en funcionamiento continuo



Fuente. Universidad de Sevilla, Tecnología Frigorífica

Figura 3.9 Compresor centrífugo

Clasificación en función del montaje:

*Herméticos*¹⁶: No desmontables, motor eléctrico y compresor en la misma carcasa.

- Mínimas fugas de refrigerante.
- Motor eléctrico refrigerado por el gas de admisión. Mejor funcionamiento del motor. Compatibilidad refrigerante devanados.

Semiherméticos (Hermético Accesible): Igual que el hermético pero desmontable para reparación.

*Abiertos*¹⁷: Motor y compresor montados por separado.

- Motor separado del circuito frigorífico muy usado con el amoniaco. (Corrosión del amoniaco al cobre).
- Dificultad de mantenimiento de las juntas: Fugas, desgaste, peor rendimiento mecánico.

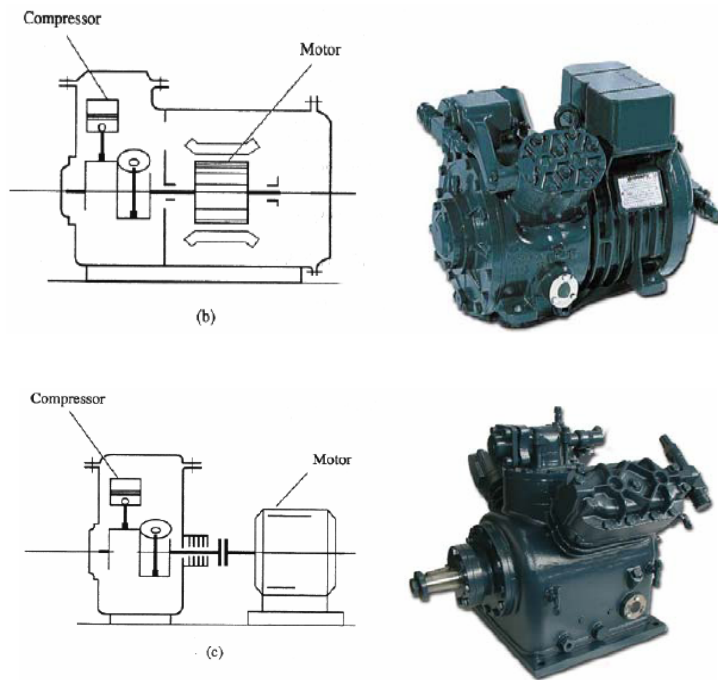


Fuente. Universidad de Sevilla, Tecnología Frigorífica

Figura 3.10 Compresor a) hermético

¹⁶ Compresores herméticos, los más utilizados en el campo industrial de refrigeración por sus altas eficiencias.

¹⁷ Compresores abiertos, permiten realizar mantenimientos pero sus eficiencias y vida útil son muy bajas.



Fuente. Universidad de Sevilla, Tecnología Frigorífica

Figura 3.10 Continuación. b) semihermético, c) abierto

3.1.2.2 Condensadores

El condensador¹⁸ sirve para transmitir al medio de enfriamiento (aire o agua) el calor contenido en los vapores descargados por el compresor.

La cantidad de calor que ha de evacuarse comprende:

- a. el calor sensible de los vapores sobrecalentados.
- b. el calor latente de licuefacción.
- c. el calor sensible del líquido hasta una temperatura que se aproxima todo lo posible a la del medio de enfriamiento.

Condensadores de aire:

En su construcción deben considerarse tres parámetros.

1. La superficie de intercambio, comprendiendo:

¹⁸ ANEXO C.1, Catalogo de condensadores.

- a. la superficie interna del tubo serpentín, primaria
 - b. la superficie de aletas, secundaria. La cantidad de aletas queda limitada por la necesidad de dejar entre ellas un espacio suficiente para el paso del aire a la mayor velocidad posible.
2. La naturaleza del metal que constituye las superficies primaria y secundaria es el segundo parámetro.

En general, se emplea tubo de cobre para la superficie primaria y de láminas de aluminio para la superficie secundaria. En casos especiales, se emplea tubo de cobre con aletas de latón o de cobre.

Estos metales, que constituyen el conjunto, se utilizan particularmente por su buena conductibilidad térmica.

3. El coeficiente de transmisión global del condensador, que se halla en función de la velocidad del aire a través del haz de condensación, constituye el tercer parámetro.

La circulación del aire se obtiene por medio de un ventilador independiente (grupos motocompresores herméticos y herméticos accesibles) o por una hélice fijada en el extremo del eje del motor sobre la tapa de la polea motriz.

Esta hélice puede aspirar el aire sobre el condensador descargándolo sobre el motor de accionamiento, o al contrario descargar el aire sobre el condensador.

La primera solución tiene la ventaja de ayudar al enfriamiento del motor de accionamiento.

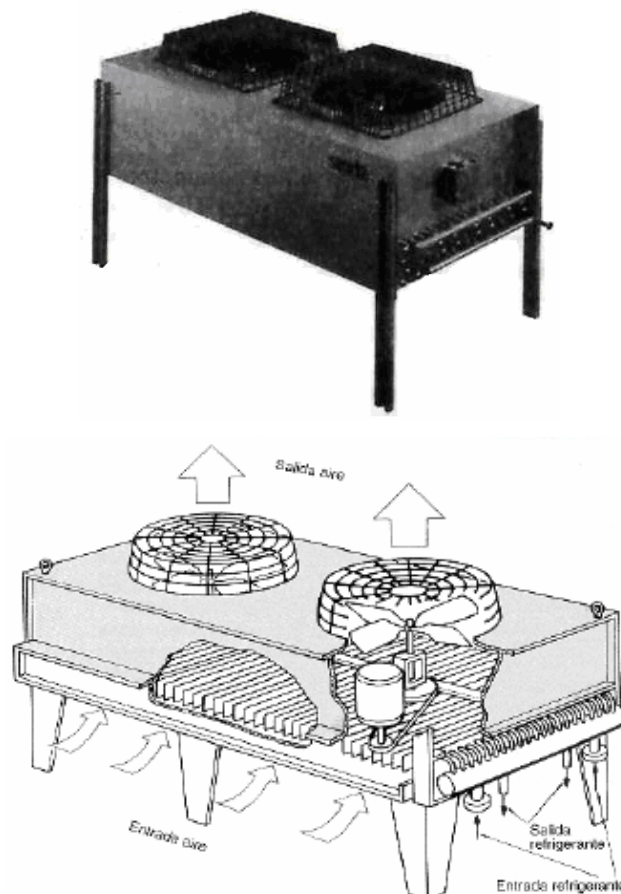
Es el único sistema utilizado en los grupos de motocompresores herméticos, implicando una rejilla o carcasa de aspiración en la parte trasera del condensador.

En el montaje soplante no existe interés alguno en envolver la hélice dentro de un conducto de canalización, ya que entonces el efecto de la hélice queda

disminuido por la fuga de aire en los extremos de las palas que tía bajan en sentido radial.

La eficacia de un condensador depende:

- a. la construcción del conjunto (forma, dimensiones, cantidad de hileras, diámetro del tubo; cantidad, forma y disposición de las aletas, su contacto con el tubo, así como de la clase de metales empleados en su fabricación);
- b. de la temperatura ambiente;
- c. de la ventilación (perfil de la hélice, paso, diámetro, velocidad y centrado sobre la superficie que ha de ventilarse);
- d. del estado de limpieza del condensador¹⁹
- e. de las condiciones de funcionamiento del grupo frigorífico.



Fuente: Formulario del Frío

Figura 3.11 Condensador de aire con ventilador centrífugo

¹⁹ ANEXO A, Mantenimiento de las unidades condensadoras.

3.1.2.3 Evaporadores

El evaporador al igual que el condensador, es un intercambiador de calor cuyo cometido consiste en absorber el flujo térmico que proviene del medio a enfriar. El paso del flujo térmico del fluido frigorígeno al medio exterior se rige por las mismas leyes físicas cualquiera que sea el tipo de aparato condensador o evaporador y depende.

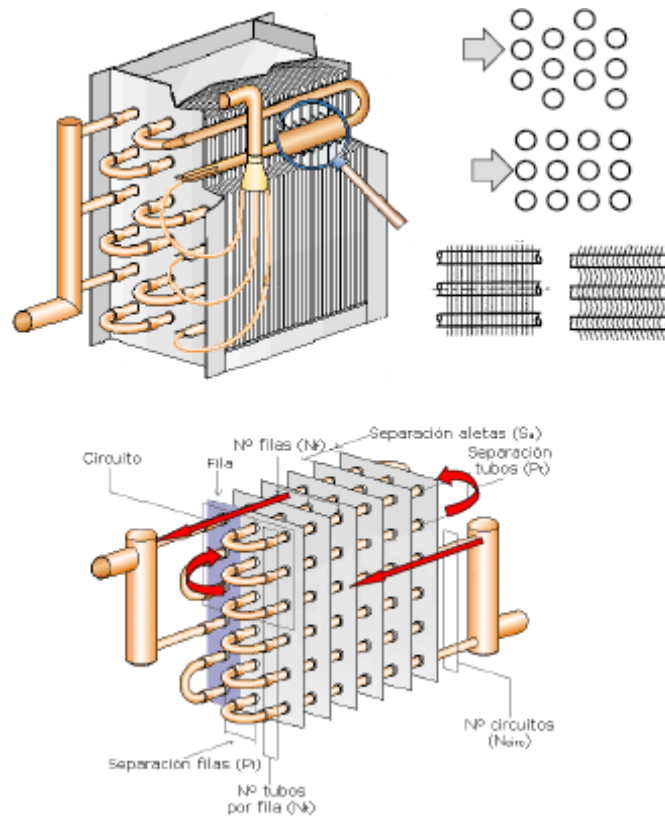
- a. del coeficiente global de transmisión de calor del evaporador.
- b. de la superficie del evaporador.
- c. de la diferencia existente entre la temperatura del evaporador y la del medio a enfriar.

La clasificación de los evaporadores se puede hacer tomando como criterio discriminatorio la función atribuida al evaporador enfriamiento del aire, enfriamiento de líquidos, congelación de un líquido, pero algunas veces su objetivo es múltiple (enfriamiento de aire y congelación de líquido) como es principalmente el caso de los refrigeradores de tipo doméstico.

En consecuencia, después de distinguir los evaporadores de tipo doméstico y los evaporadores para máquinas comerciales, adoptaremos para estos últimos la clasificación siguiente:

- a. Evaporadores enfriadores de aire;
- b. Evaporadores enfriadores de líquido;
- c. Evaporadores de contacto;
- d. Evaporadores especiales: estanterías refrigeradas, placas y tubos eutécticos.

Evaporadores enfriadores de aire:



Fuente. Universidad de Sevilla, Tecnología Frigorífica

Figura 3.12 Partes internas y serpentín del evaporador

Descripción:

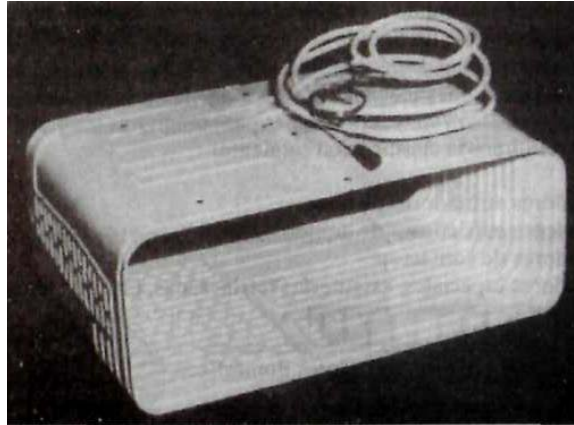
Principales componentes: Tubos, aletas, bandeja de condensado, carcasa y ventiladores.

Tubos:

- Cobre (No R-717), Acero al carbono, Aluminio, Acero inoxo.
- Diámetros: ½ a 1 “
- Configuraciones en línea o cruzada (mayor h, mayor Δp)

Aletas:

- Placas planas o corrugadas
- Cu/Al, Cu/Cu, Al/Al, Acero/Acero.
- Separación: 2 a 10 mm (500 aletas/m a 100 aletas/m)
- Espesores: aprox. 0,2 mm



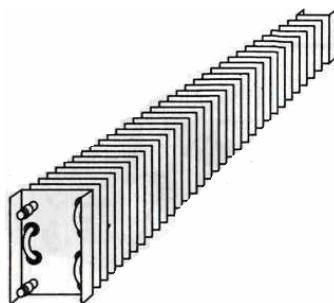
Fuente: Formulario del Frío

Figura 3.13 Evaporador de aluminio de una sola temperatura

Evaporadores con circulación natural del aire:

En estos evaporadores, utilizados para la refrigeración de vitrinas, las tapas laterales están limitadas por la altura de las aletas y sirven para lograr la fijación del evaporador y, eventualmente, de la pantalla que guía la circulación del aire.

Se emplean, asimismo, para la refrigeración de cámaras frías donde los movimientos de aire son lentos, y también bajo la forma de evaporadores mixtos enfriadores de aire fabricantes de hielo, en la refrigeración de armarios frigoríficos cuya capacidad puede alcanzar 3 m³.



Fuente: Formulario del Frío

Figura 3.14 Evaporador con circulación natural de aire²¹

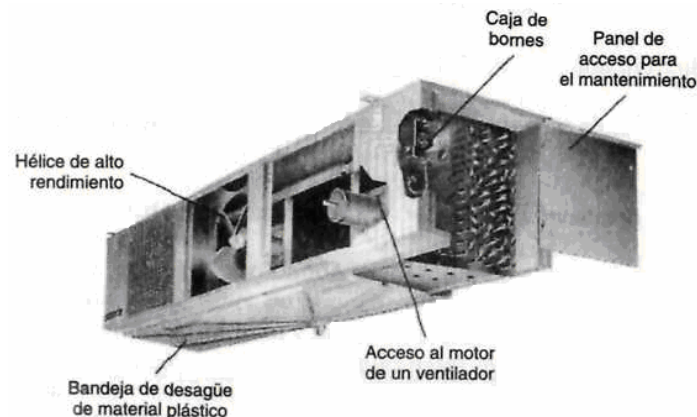
²¹ Dependiendo del tamaño de la carga a enfriar.

Evaporadores con circulación forzada de aire:

- Evaporadoras murales:

El haz aleteado va montado en el interior de una caja envolvente metálica cerrada que incorpora la bandeja recogedora de gotas de agua en su parte inferior. La chapa de la parte frontal soporta el o los ventiladores²². Cuando existen varios ventiladores, esta chapa se realiza en dos partes.

La parte frontal, más baja que el conjunto de la caja, presenta en la parte baja una abertura libre que sirve de orificio para la circulación del aire.



Fuente: Formulario del Frío

Figura 3.15 Evaporador mural de aire forzado

- Evaporadoras de techo:

Están compuestos por un haz de tubos aleteados igualmente encerrados dentro de una caja metálica, con la chapa inferior que sirve de desagüe. El o los ventiladores están emplazados en la chapa que actúa de frontal del conjunto Figura 3.16 o bien sobre una pantalla inclinada Figura 3.17, o debajo del evaporador.

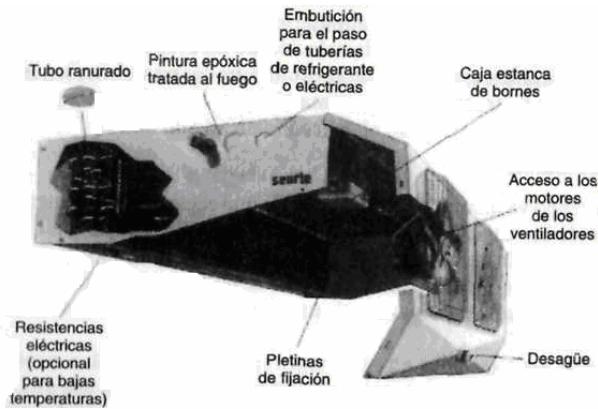
²² Instrumento o aparato que impulsa o remueve el aire de un lugar.

Estas tres disposiciones permiten la realización de evaporadores de alturas diferentes para superficies idénticas y pueden, asimismo, ocupar una mínima altura en el techo de las cámaras frías.

Cuando estos evaporadores se destinan a cámaras frías donde se mantienen temperaturas negativas, deben preverse dispositivos de descongelación periódica a fin de evitar la acumulación de escarcha sobre el conjunto aleteado.

Por regla general, los ventiladores dirigen el aire sobre la batería aleteada, aunque este sentido en la circulación de aire no es del todo imperativo, y puede establecerse dicha circulación en sentido inverso; se debe dejar libre la superficie frontal del evaporador donde se efectúa la aspiración del aire.

Generalmente, la ventilación debe establecerse a lo largo de la cámara., si esta es de dimensiones desiguales. Si el evaporador va provisto con un deflector de aire éste debe inclinarse de forma que el aire se dirija hacia el techo.



Fuente: Formulario del Frío

Figura 3.16 Evaporador de techo

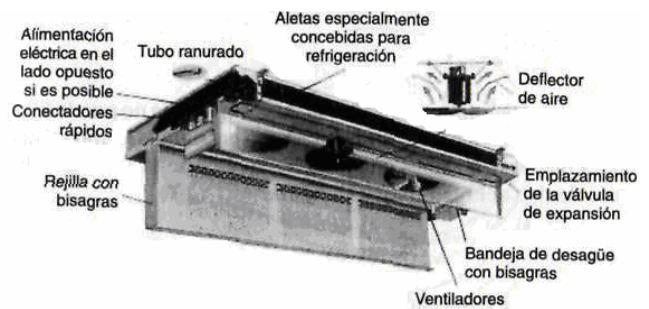
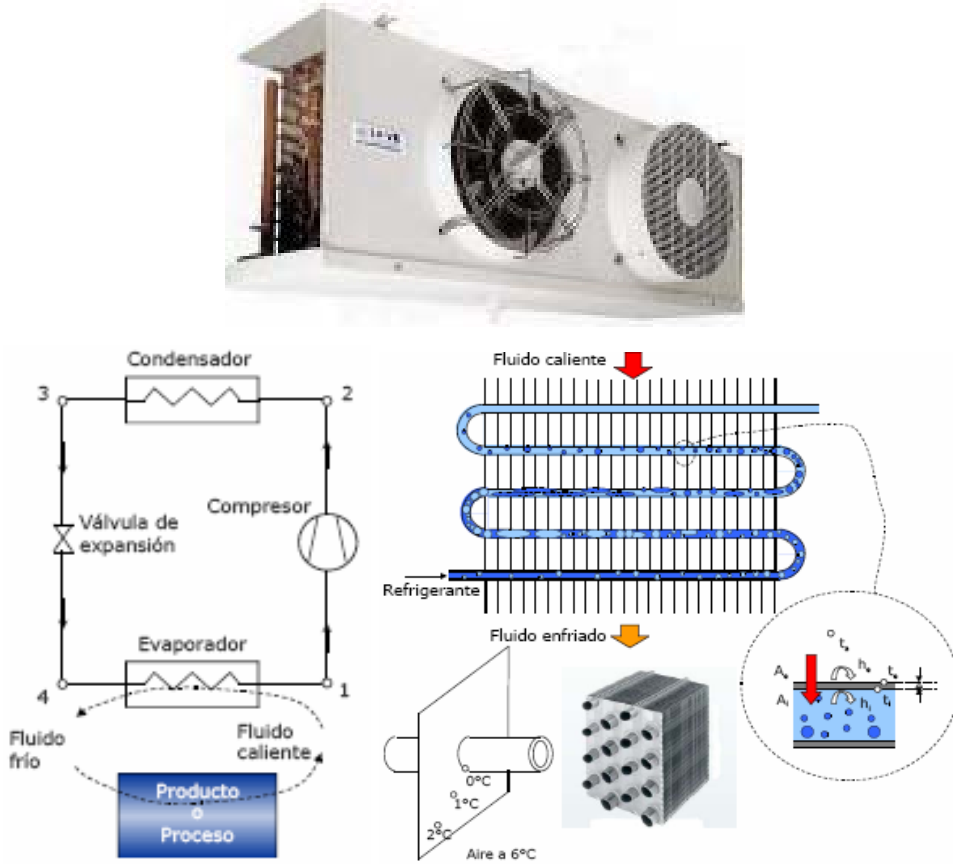


Figura 3.17 Evaporador de techo doble flujo

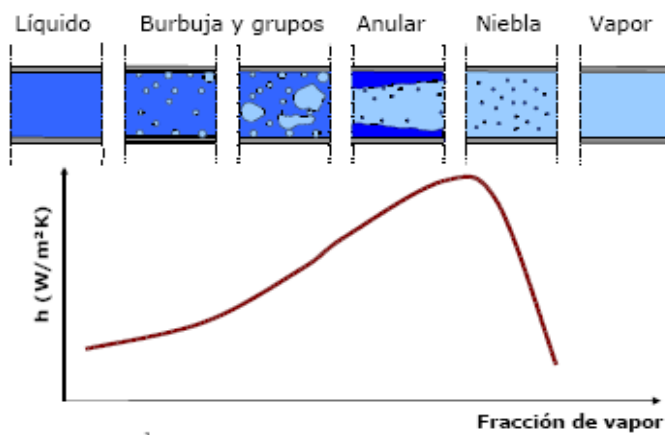
Comportamiento genérico de los evaporadores:



Fuente. Universidad de Sevilla, Tecnología Frigorífica

Figura 3.18 Funcionamiento básico

Proceso de evaporación de refrigerante dentro de los tubos:



Fuente. Universidad de Sevilla, Tecnología Frigorífica

Figura 3.19 Proceso de evaporación

Conforme el refrigerante evoluciona en contacto con una pared más caliente que el la cantidad de vapor aumenta y la velocidad por lo tanto también (menor densidad del vapor).

- Fase de burbuja: Ebullición nucleada²³, turbulencia -> aumenta h.
- Fase Anular: Líquido en forma anular y vapor por el centro a más velocidad. Aumenta h
- Fase de niebla o mezcla: Se produce la separación de la pared anular y la formación de un vapor con una niebla de gotas en suspensión, el contacto líquido pared se hace más difícil disminuye h.

3.1.2.4 Aparatos anexos al circuito

Separadores de aceite:

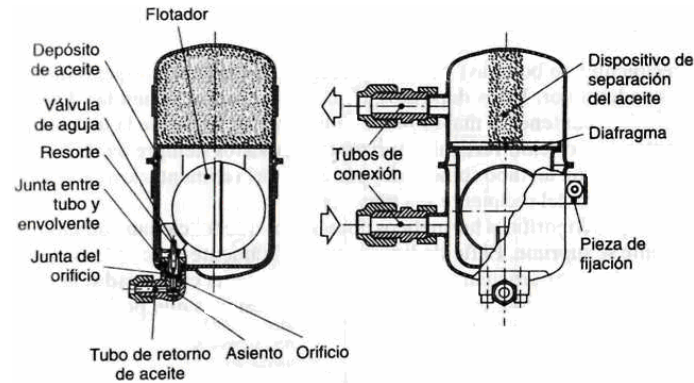
Este aceite que el compresor dirige hacia los órganos de la instalación es de efecto especialmente perjudicial en los intercambiadores térmicos (condensador y, especialmente, en el evaporador), en los que hace disminuir su eficacia con el riesgo de que se acumule si el fluido frigorígeno tiene poca miscibilidad con el aceite a baja temperatura, como es el caso del R22 y el R502.

Por consiguiente, existe interés en separar el aceite del fluido frigorígeno a partir de la salida de los vapores comprimidos del compresor reintegrándolo al cárter del compresor lo más rápidamente posible a fin de mantener una lubricación correcta le los órganos en movimiento.

La separación del aceite de los vapores de fluido se obtiene promoviendo una fuerte caída en la velocidad de los vapores polucionados con aceite en los numerosos cambios de dirección del flujo de dichos vapores comprimidos; esta acción se obtiene por medio de elementos que actúan como desvíos (deflectores) o de filtros de tela metálica dispuestos en el circuito de los vapores.

²³ Agitación producida por reacciones atómicas.

El aceite así separado se envía al cárter a través de un tubo de retorno cuyo orificio está controlado por la aguja de un mecanismo unido a un flotador colocado en el cuerpo el separador.



Fuente: Formulario del Frío

Figura 3.20 Separador de aceite

Filtros de impurezas:

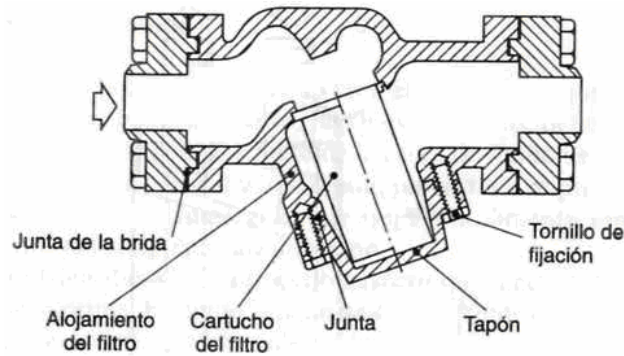
Los fluidos clorofluorados son detergentes y, a pesar de todas las precauciones le se tomen en el curso de fabricación de las piezas mecánicas y durante el montaje, la instalación, dichos fluidos pueden arrancar y arrastrar partículas de metal o pequeñas cantidades de impurezas.

Por lo tanto, es necesario doblar los filtros incorporados en el compresor y en los accesorios de automatismo, con una pequeña superficie filtrante, colocando filtros más grandes en las tuberías de líquido o de aspiración.

Estos filtros intercalados en las tuberías de líquido comportan un tamiz²⁴ filtrante de bronce o tela niquelada, cuya superficie filtrante está relacionada con la potencia frigorífica de la máquina. El conexionado en la tubería se efectúa por medio de racores con cuellos cónicos, o por bridas según las dimensiones de dichas tuberías

²⁴ Cedazo muy tupido, utilizado en el interior de un filtro.

Los filtros de aspiración se presentan en forma de un cuerpo cilíndrico incorporando en uno de sus extremos una brida desmontable solidaria del cartucho filtrante.



Fuente: Formulario del Frío

Figura 3.21 Filtro de impurezas

Filtros de aspiración:

Estos filtros con cartuchos filtrantes reemplazables permiten, en servicio, el recambio de las partes activas (cartuchos).

Al proteger el compresor aseguran, además de su función primaria de filtrado, la limpieza y descontaminación de los circuitos en función de los cartuchos utilizados.



Fuente: Formulario del Frío

Figura 3.22 Filtro de aspiración

Filtros de aceite:

Concebidos para tener un filtrado fino (del orden de 12 micrones), garantizan gracias a su elemento filtrante (celulosa, encolado, pegado), el retorno al cárter de los compresores un aceite limpio. Su empleo en la instalación es permanente.



Fuente: Formulario del Frío

Figura 3.23 Filtros de aceite

Visores de líquido:

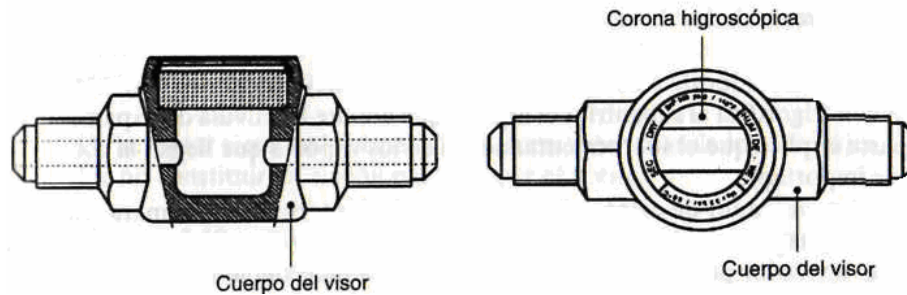
Sirven para indicar el estado físico del fluido frigorígeno que circula en una instalación²⁵, o bien para controlar el nivel de líquido de un recipiente. Determinados visores instalados en las tuberías de líquido incorporan una pastilla impregnada de una sal química y permiten la verificación del estado de sequedad del fluido frigorígeno para deducir, en consecuencia, la eficacia del deshidratador.

El cambio de color es reversible y si el color verde que señala la sequedad del fluido cambia a amarillo significa que existe una cantidad anormal de agua en el fluido; después de haber colocado un nuevo filtro secador o deshidratador, dicho color amarillo cambia a verde indicando con ello que la cantidad de agua admisible en el fluido se encuentra ya por debajo de su punto máximo.

En la siguiente tabla se indica la cantidad de agua expresada en partes por millón (ppm) bajo las cuales puede cambiar el color de las pastillas.

²⁵ Los visores están en función del diámetro de la tubería de cobre.

Fluido frigorígeno	Contenido de agua ppm (mg H ₂ O/kg fluido)		
	Verde (seco)	Cambio de color	Amarillo (húmedo)
R12	máx. 15	15-35	mín. 35
R22	máx. 60	60-125	mín. 125
R502	máx. 30		

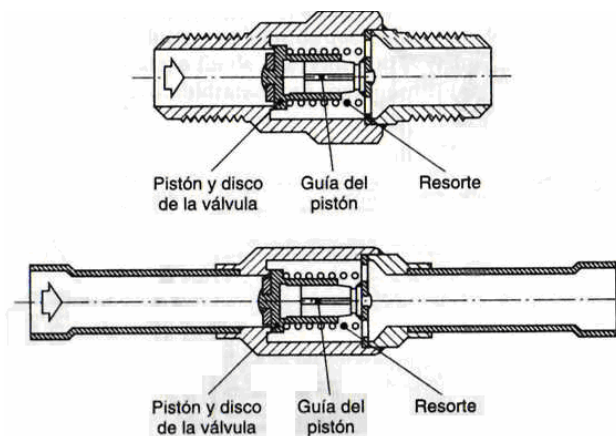


Fuente: Formulario del Frío

Figura 3.24 Visor de líquido

Válvulas de retención:

Su cometido consiste en evitar que, en un paro de la instalación, los evaporadores más calientes pasen los gases procedentes de los mismos hacia los evaporadores más fríos donde dichos gases se condensarían, creando de esta forma las condiciones favorables para un «golpe de líquido» en la puesta en marcha de la máquina. Son de todo punto indispensable en las instalaciones múltiples con evaporadores trabajando a temperaturas diferentes.



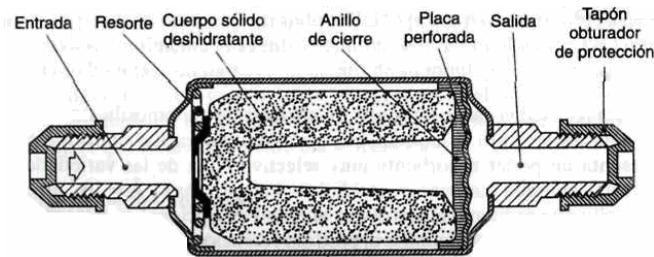
Fuente: Formulario del Frío

Figura 3.25 Válvulas de retención

Deshidratadores:

La finalidad de los deshidratadores o filtros secadores es mantener la cantidad de agua que contiene el fluido por debajo de un valor máximo que depende de la propia naturaleza de este fluido; en el caso del R12 es de 15 ppm, en el R22 de 60 ppm, en el R502 de 30 ppm y en el R134a de 75 ppm (mg H₂O/kg de fluido).

La eficacia de un deshidratador depende, en primer lugar, de la naturaleza del producto deshidratante utilizado en el mismo y, asimismo, de la velocidad con que el refrigerante atraviesa este producto; también, de que el diámetro del deshidratador sea siempre relativamente grande, a fin de que, entre otras ventajas, puedan obtenerse pérdidas de carga bajas.



Fuente: Formulario del Frío

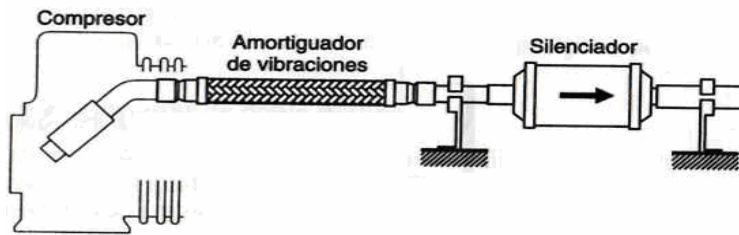
Figura 3.26 Deshidratador

Silenciadores de descarga:

Estos silenciadores²⁶ reducen los ruidos provocados por las pulsaciones del gas en la tubería de descarga. Para ello se emplean técnicas diferentes: laberintos, mallas metálicas, etc. Determinados silenciadores de descarga pueden cubrir una gama elevada de frecuencias.

Los silenciadores que contienen una malla de acero galvanizado pueden montarse sin importar el sentido de circulación del fluido frigorígeno.

²⁶ Los silenciadores se los utiliza para lugares, donde se permite un rango bajo de desibeles provocados por los equipos.



Fuente: Formulario del Frío

Figura 3.27 Silenciador de descarga

Tubería:

Tipos de líneas en una instalación de refrigeración industrial:

- Línea de aspiración: evaporador->compresor, vapor a baja presión, aisladas térmicamente para evitar pérdidas y condensaciones superficiales
- Línea de descarga: compresor->condensador, vapor a alta presión, sin aislar (sólo se aíslan por motivos de seguridad)
- Línea de líquido: condensador/depósito->válvula de expansión, líquido a alta presión, sin aislar (subenfriamiento positivo)

Las tuberías de conexión de las máquinas frigoríficas de tipo comercial se realizan actualmente todas ellas con tubo de cobre bajo dimensiones que se derivan de la «serie pulgada». A título indicativo, señalamos a continuación la denominación de algunos tubos de la «serie métrica» con su relación entre milímetros y fracciones de pulgada.

Las dimensiones y espesores de los tubos de la serie métrica están normalizados, designándose los tubos por sus diámetros interior y exterior. En la siguiente tabla se indican las dimensiones de estos tubos:

Tabla 3.1 Dimensiones de tuberías

Diámetro exterior en pulgadas	Diámetros interior y exterior en mm	Masa por metro en kg/m
1/4"	5,08 × 6,35	0,101
3/8"	8,00 × 9,525	0,187
1/2"	10,92 × 12,700	0,295
5/8"	13,84 × 15,875	0,424
3/4"	16,92 × 19,05	0,538
7/8"	19,94 × 22,225	0,677
1 1/8"	26,03 × 28,575	0,975
1 3/8"	32,13 × 34,925	1,315

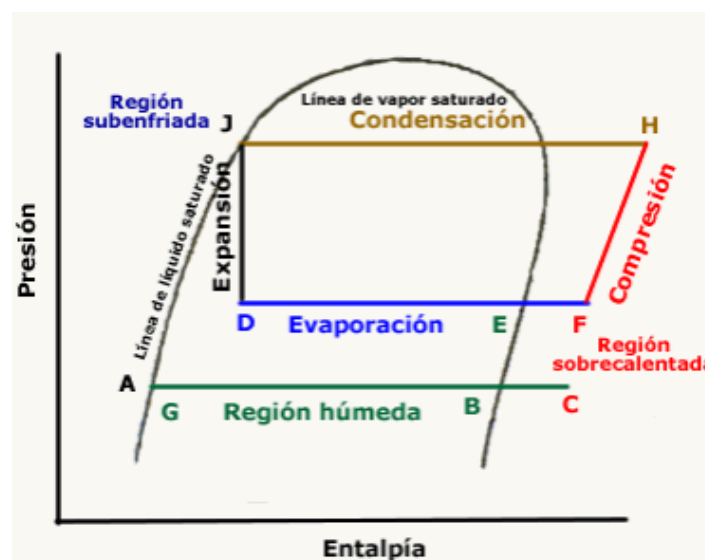
Fuente: Formulario del Frío

3.1.3 Funcionamiento básico

La refrigeración mecánica se usa para remover calor de un medio más frío y expulsarlo a un medio más calido usando las propiedades de calor latente del refrigerante. El sistema de refrigeración debe proporcionar una temperatura de refrigerante inferior a la temperatura del medio que se va a enfriar y elevar la temperatura del refrigerante a un nivel superior a la temperatura del medio que se utiliza para la expulsión.

Los elementos básicos que se requieren para la refrigeración mecánica son: el compresor, el evaporador, el condensador, y la válvula de expansión termostática.

Un esquema del ciclo de refrigeración se ilustra en la siguiente gráfica.



Fuente: www.wikipedia.com/ciclo_refrigeracion

Figura 3.28 Ciclo de Refrigeración²⁷

Siguiendo el diagrama: si el líquido refrigerante en el punto **A** absorbe calor a presión constante, comenzará a ebullición. La evaporación tiene lugar sin que haya cambios de temperatura. A medida que se añade calor, la entalpía aumenta y entra en un estado de mezcla de vapor y líquido (región húmeda). En el punto **B** la mezcla se convierte en vapor saturado, cualquier cantidad de

²⁷ WIKIPEDIA, www.wikipedia.com/ciclo_refrigeracion. Pág.52 – 54.

calor que se le aplique a presión constante hace que el refrigerante entre en la región sobrecalentada indicada por el punto **C**.

En la evaporación, el refrigerante entra en el evaporador como una mezcla de vapor y líquido en el punto **D**, entra en el evaporador dosificándose a través de la válvula de expansión termostática²⁸, que disminuye su presión y por consiguiente su temperatura según el diagrama del punto **J** al **D**.

Al absorber calor en el evaporador el refrigerante empieza a ebulir hasta estar completamente vapor llegando al punto **E**; sin embargo, se le aplica calor adicional hasta llegar al punto **F** esto es con el fin de evitar la condensación de líquido en la línea de gas para evitar daños en el compresor. Además, la válvula de expansión requiere de este calor adicional para funcionar adecuadamente.

Después de que el refrigerante se encuentra como vapor sobrecalentado punto **F** entra en el compresor para comprimirse y aumentar su presión, durante este proceso el refrigerante absorbe calor hasta lograr la entalpía y presión del punto **H**. El gas en estas condiciones pasa por el condensador donde se le retira el calor absorbido en la etapa de compresión y es expulsado al medio ambiente (o agua).

La condensación ocurre a temperatura constante del punto **H** al punto **J** en donde es condensado en líquido totalmente y permanece a presión constante. Y de allí continua el líquido a través de la tubería hasta la válvula de expansión nuevamente para iniciar el ciclo.

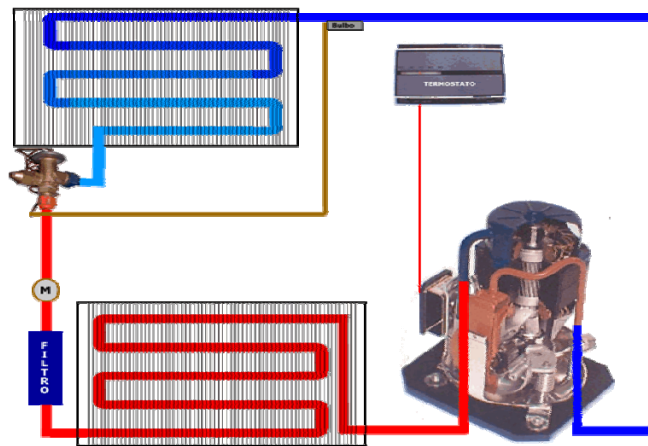
Hay otros elementos adicionales que puede tener el sistema y se instalan en sistemas de aire acondicionado y refrigeración sólo con el fin de tener mayor control como lo es el filtro secador que es el encargado de retener la humedad que pueda contener el sistema.

²⁸ FRANK INCROPERA, Fundamentos de Transferencia de Calor. Expansión termostática.

La mirilla o visor de líquido nos da la indicación de presencia de humedad en el sistema y se puede ver si la cantidad de refrigerante en el sistema es el adecuado.

Otro elemento adicional es el tanque acumulador de líquido que por lo general se instala en los sistemas de refrigeración con el fin de garantizar y tener una cantidad de refrigerante remanente o de reserva en el sistema.

En el siguiente gráfico se ilustra el sistema mecánico típico de un ciclo de refrigeración en donde el elemento de control que regula la temperatura deseada es el termostato y es quien también actúa sobre el compresor para iniciar y apagar el sistema.



Fuente: www.wikipedia.com/ciclo_refrigeracion

Figura 3.29 Sistema Mecánico del ciclo de refrigeración

3.1.4 Tipos²⁹

Construcción fija:

Los muros de soporte se construyen a base de ladrillos o de un aglomerado de cemento. El aislamiento se realiza cada vez más en poliestireno expandido sobre las paredes verticales y el suelo con «styrofoam», en las cámaras de temperaturas positivas.

²⁹ RAPIN Y JACQUARD, Formulario del Frío. Pág. 54 – 56.

Las cámaras de temperaturas negativas se aíslan generalmente con «styrofoam», y en cuanto al corcho, su precio de coste es tal que se utiliza solamente para aislamientos particulares.

Las uniones o juntas se efectúan con brea de petróleo desodorizado, hirviendo cargado con polvo de corcho, o bien con una pasta aislante de emulsión bituminosa (Flinkote), según sea el aislamiento utilizado.

En las cámaras frigoríficas debe calcularse el espesor con objeto de que éste limite las entradas de calor a unos 8 W/m^2 . Esta cifra puede ser de 12 W/m^2 para las cámaras de poco volumen ($< 15 \text{ m}^3$).

Construcción modular:

A fin de reducir el coste de las construcciones isotérmicas de pequeño volumen, la realización de las cámaras frigoríficas de tipo fijo está siendo absorbida por las construcciones de tipo modular.

Este tipo de construcción es a base de paneles³⁰ tipo «sandwich» de poliuretano expandido in situ con espesores que varían desde 60 a 160 mm.³¹

Los revestimientos interior y exterior son de chapa de aluminio tratada contra la oxidación, o bien, de acero inoxidable generalmente cepillado, acabado en resina «epoxy»; o asimismo, en resinas poliéster.

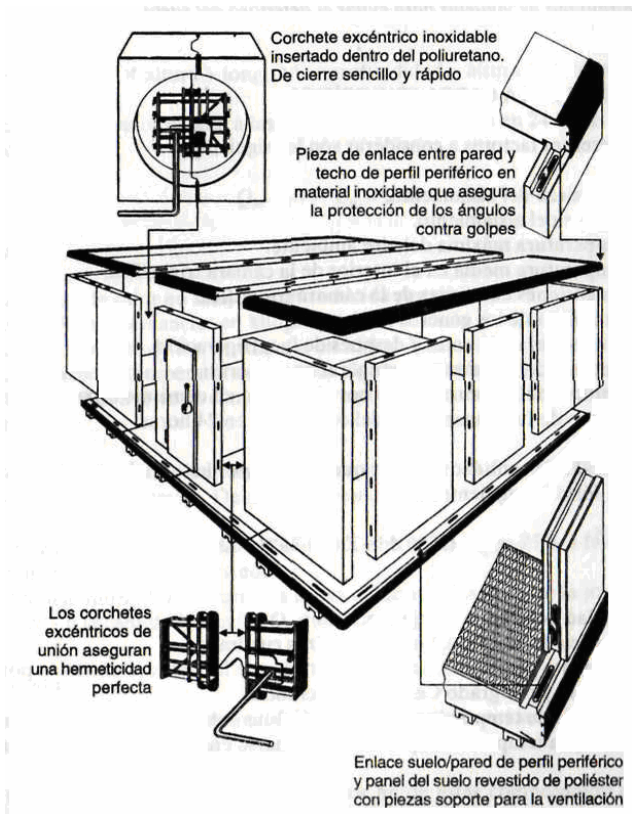
Estas cámaras son «modulables» ya que permiten la adición de paneles suplementarios en el caso de tener que modificar sus tres dimensiones.

Las nuevas dimensiones han de ser evidentemente múltiplos de «módulo base» del fabricante de los paneles.³²

³⁰ Ver Figura 6.11.

³¹ ANEXO D.3, Paneles de poliuretano tipos.

³² ANEXO D.3, Fabricante Metecno.



Fuente: Formulario del Frío

Figura 3.30 Cámara Modular

CAPÍTULO IV

ANÁLISIS DE PARÁMETROS DE OPERACIÓN

4.1 Según la carga térmica

Las cargas térmicas de una instalación es el paso inicial en el diseño de la misma y pretende determinar la potencia frigorífica máxima necesaria para cubrir las necesidades de dicha instalación.

Esta carga se cuantificara en las condiciones más desfavorables (aquellas que producen unas mayores necesidades frigoríficas).

Esta potencia máxima permitirá diseñar y dimensionar los equipos, tales como, compresores, condensadores, evaporadores, líneas de refrigerante y demás.

La Potencia frigorífica (también llamada carga) máxima que debe suministrar el evaporador, puede dividirse en diferentes componentes de carga:

- Ganancia de calor por transmisión (paredes, suelos y techos)
- Carga debida al producto
 - Carga de enfriamiento y/o congelación del producto
 - Carga de respiración del producto
- Carga de infiltración de aire exterior
- Cargas de fuentes internas
 - Carga de iluminación
 - Carga de ocupantes

- Carga de ventiladores y motores
- Carga de otras fuentes internas

Partiendo del modelo de una cámara frigorífica modular se debe considerar que la carga térmica total varía sustancialmente de acuerdo al tipo de producto y la cantidad a almacenar del mismo.

En las consideraciones de diseño se tiene la premisa de climatizar flores y frutas, específicamente, rosas cortadas, piñas, tomate de árbol y babaco. En base al tipo de producto que se almacenará en las cámaras cabe resaltar que la experiencia en el manejo de climatización indica que la selección de alternativas se la debe efectuar mediante las siguientes consideraciones:

- Superficie de la cámara de climatización, ésta nos aproxima a datos reales de dimensionamiento de equipos.
- Diseñar de acuerdo al producto, es decir, la carga térmica total nos da una idea de todos los factores de transferencia de calor que influyen en dicha cámara pero hay que tener claro que en los procesos reales de climatización, el producto en si representa toda la carga térmica que los equipos requieren eliminar; dicho en otras palabras, los equipos deben partir con cero carga de producto y eliminar paulatinamente las cargas por paredes, cambios de aire, etc.

Una vez que la carga mencionada se convierte en carga muerta el equipo esta en toda su capacidad para climatizar el producto que generalmente entra en pequeñas cantidades por lapso de tiempo dando la amplitud necesaria al equipo para que conserve el ambiente requerido. '

- Condiciones de entrada y almacenamiento del producto³³.

³³ Normas FAO.

(*) Fuente de información, NevNeuro PDF.

Tabla 4.1 Especificaciones de Almacenamiento

Producto	Número de productos por gaveta o caja	Número de gavetas o cajas por hora	Número de productos por hora	Calor específico (Btu/lb°F)
<i>Rosas</i>	144	30	4320	0.92
<i>Piñas</i>	6	48	288	0.9
<i>Tomate de árbol</i>	150	27	4050	0.85
<i>Babacos</i>	12	35	420	0.93

Fuente: Normas FAO

Si fuera posible ignorar las implicaciones económicas de dimensionar o elegir los componentes de una cámara y se podría admitir un mismo equipamiento para varios productos.

Se lo haría en base al que produzca mayor carga térmica, es decir, para aquel producto que sea almacenado en mayores cantidades, posea una masa considerable, tenga un mayor calor específico³⁴ y su variación de temperatura sea alta y requiera mayor trabajo en los equipos.

Para efecto de selección arbitraria general se puede recalcar que nuestra mayor carga térmica viene marcada para la climatización de flores; a pesar de tener masa relativamente pequeña se maneja en grandes cantidades que requieren mayor eliminación de calor.

³⁴ ROY DOSSAT, Principios de Refrigeración. Calores específicos.
(* Normas FAO.

4.2 Según la capacidad de almacenamiento

Premisas:

La conservación de flores y frutas a bajas temperaturas consigue detener el crecimiento de microorganismos (hongos, levaduras y bacterias) que deterioran el producto.

Existen unas condiciones óptimas (temperatura y humedad relativa) de almacenamiento de cada producto.

El control de temperatura debe ser preciso ya que una desviación de la temperatura en pocos grados puede congelar el producto.

Si la humedad relativa es inferior a la recomendada los productos pueden secarse o marchitarse (flores cortadas) produciendo una pérdida de peso, además de una disminución del contenido en vitamina C de las frutas.

Dentro del proyecto de tesis, el área a climatizar es de 350 m², dentro de un galpón construido específicamente con el fin de disminuir la carga exterior y evitar el deterioro de los paneles de poliuretano.³⁵

Como se mencionó anteriormente las flores y frutas para almacenamiento en cámaras frías, no deben ser mezcladas por efectos de contaminación; para lo cual hay que prever distribuir la superficie dentro del galpón de forma equitativa para los productos a tratarse, con el fin de manejar varias alternativas de producción, manejo, conservación y almacenamiento de rosas cortadas, piñas, tomate de árbol y babacos.

De esta forma se ha dividido la superficie total en tres partes iguales con el fin de trabajar con flores y frutas simultáneamente y/o alternar el almacenamiento según la demanda.

³⁵ ANEXO D.3, Paneles de poliuretano.

Tratando de optimizar el espacio durante el almacenamiento del producto se ha investigado el tipo de envolturas para cada uno y se ha calculado un estimado por cámara considerando la separación entre cajas o gavetas³⁶ para la manipulación y circulación de aire que deben tener en la climatización, a continuación se presenta los resultados obtenidos.

Tabla 4.2 Dimensionamiento del producto a almacenar

Producto	Superficie de la Pre-cámara (m²)	Superficie de la Cámara (m²)	Dimensiones de las cajas (cm)	Número de productos por gaveta o caja
<i>Rosas</i>	22	87.5	60x40x40	144
<i>Piñas</i>	22	87.5	60x40x25	6
<i>Tomate de árbol</i>	22	87.5	47x20x30	150
<i>Babacos</i>	22	87.5	50x30x25	12

Producto	Numero de niveles en altura	Numero de cajas por cámara
<i>Rosas</i>	2	288
<i>Piñas</i>	5	720
<i>Tomate de árbol</i>	5	1440
<i>Babacos</i>	6	1440

Fuente: Normas FAO

³⁶ ANEXO B, Planos Vista Superior de las Cámaras.

(*) Fuente de información, www.inge_alimentos_refrigeracion.com.

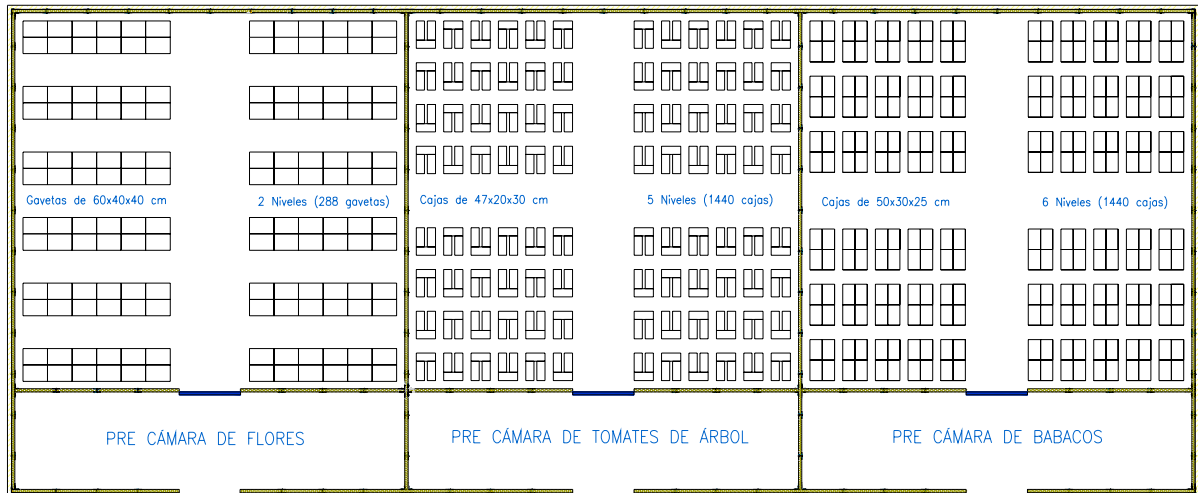


Figura 4.1 Distribución del producto por gavetas o cajas

Basados en condiciones extremas de diseño y tomando en cuenta las diversas formas de almacenamiento de los productos así como el calor específico de los mismos se puede llegar a establecer de forma estimada que las frutas presentan una mayor carga térmica debido a su forma, tamaño y gran magnitud de almacenamiento dentro de las cámaras; además es imprescindible destacar que no se puede almacenar varias frutas dentro de una misma cámara debido a que se produce una contaminación de las mismas que ocasiona el rápido deterioro a pesar de encontrarse en perfectas condiciones de almacenamiento.

De igual forma que en el enunciado anterior a través de las tablas se puede verificar que el tomate de árbol y el babaco se caracterizan por ser almacenados en cajas que permiten un mayor número de elementos, elevando así la carga térmica según el almacenamiento.

4.3 Según el tiempo de operación

Ciertas cámaras de almacenamiento se mantienen a temperaturas comprendidas entre 1°C y 10°C, para guardar en buenas condiciones las flores cortadas y frutas, hasta el momento en que haya suficiente existencia, para justificar el transporte. Los almacenamientos a largo plazo deberán contar con

una cámara para cada clase de producto, conservados a la temperatura óptima.

Con el fin de crear mejores soluciones de climatización se ha pensado en añadir una pre-cámara que permite bajar la temperatura de campo con la que entra el producto a almacenar, dicha pre-cámara nos asegura una disminución de la carga térmica del producto y también una disminución de riesgos en cuanto al deterioro de las flores o frutas por el gradiente de temperatura en la cámara.

Las condiciones de diseño presentadas no hacen otra cosa más que reducir el tiempo de operación de los equipos porque mientras menor carga térmica de campo se presente, menor tiempo necesitarán los evaporadores para bajar de 15°C, que es la temperatura de la pre-cámara³⁷, a la temperatura de almacenamiento del producto.

A fin de mentalizar la importancia del tiempo de operación de los equipos y su respectiva selección de alternativas hay que considerar como objeto de suma importancia a aquellos productos que en poco tiempo sufren los daños de la temperatura ambiente luego de ser cosechados.

Entre aquellos que requieren de un rápido proceso de almacenamiento tenemos a las rosas que necesariamente deben estar climatizadas y empacadas dentro de 24 horas luego de ser cortadas.

³⁷ ANEXO B, Planos de almacenamiento en Cámaras.

CAPÍTULO V

DISEÑO DEL SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN

5.1 Criterios de diseño para la climatización de Flores y Frutas

5.1.1 Ubicación

El proyecto será realizado en la Provincia de Pichincha, Cantón Quito, Parroquia de Tababela, sector Yaruquí a 7 minutos del nuevo aeropuerto.

La parroquia esta situada a 18 kilómetros al Oeste de Quito provincia de Pichincha, la altitud a la que se encuentra ubicada es de 2600 msnm con una temperatura media de 18 °C y con una precipitación fluvial media anual de 1200 mm.

5.1.2 Determinación de áreas de trabajo

El área de trabajo total es 349.80 m², espacio que se destina para la implementación de cuartos de climatización.

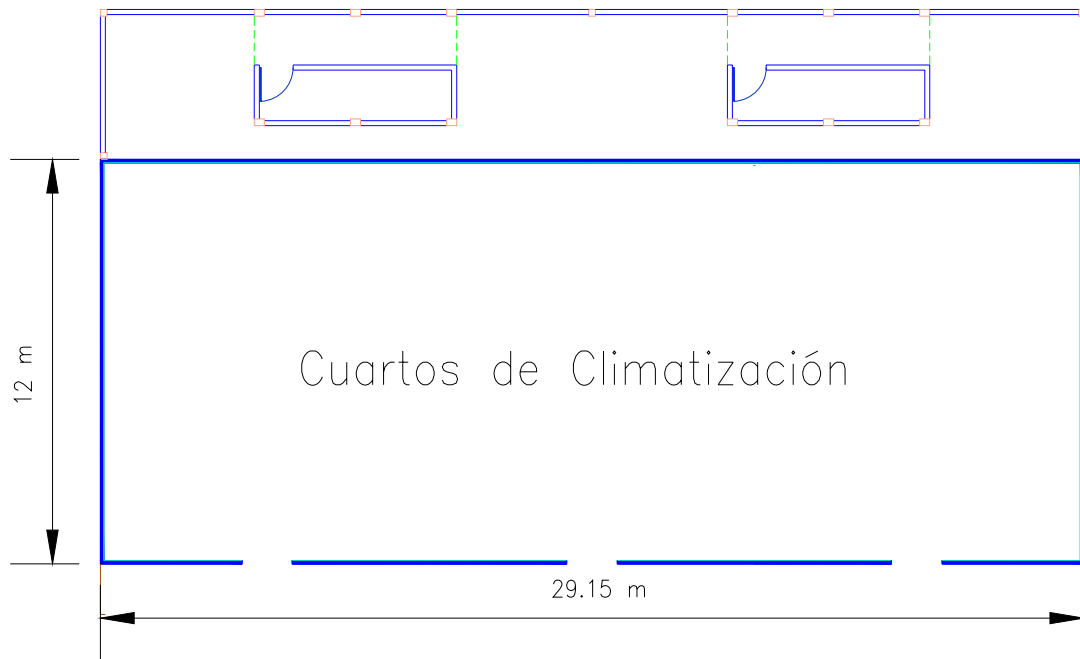


Figura 5.1 Vista Superior del Área total para climatización

Ver: Anexo B

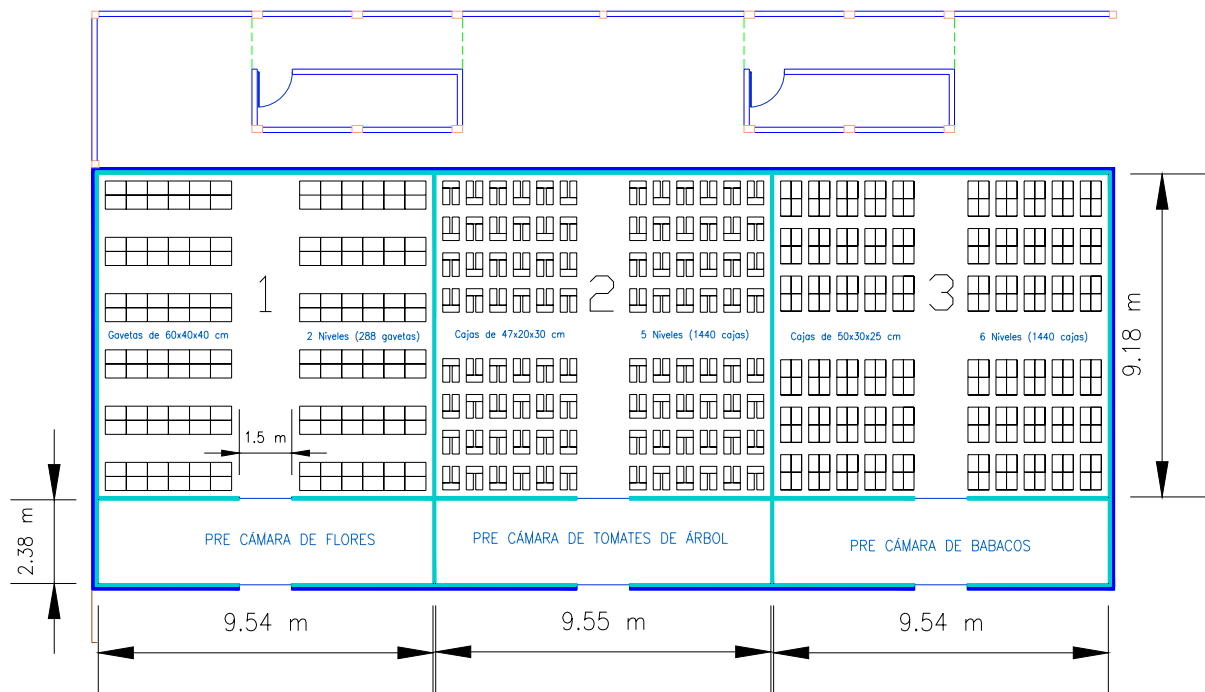


Figura 5.2 Vista Superior de Cuartos 1,2 y 3 para climatización

Ver: Anexo B

De acuerdo al espacio que tenemos, hemos dividido en 3 cuartos iguales como son:

Cámara N° 1, tenemos un área de 87.58 m² destinada para la conservación de flores, con una precámara de 22.71 m² para trabajos de almacenaje y empaquetamiento de flores en sus correspondientes recipientes.

Cámara N° 2, tenemos un área de 87.67 m² destinada para la conservación de tomates de árbol, con una precámara de 22.73 m² para trabajos de almacenaje y empaquetamiento de los tomates en su respectivo recipiente

Cámara N° 3, tenemos un área de 87.58 m² destinada para la conservación de babaco, con una precámara de 22.71 m² para trabajos de almacenaje y empaquetamiento de babacos en su respectivo recipiente.

Tenemos puertas de acceso de 1.5 m x 2 m tanto para la precámara y cámara respectivamente, para tener un acceso fácil de personas y coches de transportación.

5.2 Normas nacionales e internacionales para la conservación de Flores y Frutas

Organización de las Naciones Unidas para la Agricultura y la Alimentación (FAO)

FAO O.M.S. del Codex alimentarius, Norma CODEX STAN 42

Flores:

Para conservar flores se debe contar con cámaras de almacenamiento que se mantengan a temperaturas comprendidas entre 1°C y 4°C, para guardar en

buenas condiciones las flores cortadas, hasta el momento en que haya suficiente existencia, para justificar el transporte.

Como regla general, este tiempo no debe pasar de las 24 horas. Los cultivadores interesados en el almacenamiento a largo plazo deberían contar con una cámara para cada clase de flores, conservadas a la temperatura óptima.

Para lograr el máximo período de almacenamiento a largo plazo, las flores se deben empacar en seco y ser mantenidas entre - 0,5 y 0°C, pero la mayor parte de las flores se almacenan mejor entre 0,5°C y 2°C, que a temperaturas mayores.

Se puede necesitar también una cámara mantenida entre 7°C y 10°C, que se utilizará para conservar flores tropicales o sensibles al frío (por ejemplo, los anturios y orquídeas).

Para el almacenamiento refrigerado de flores cortadas y ornamento verde, se recomienda una humedad relativa de 90 a 95 %.³⁸

Frutas:

El tiempo por el cual un producto puede ser almacenado depende de sus características intrínsecas como frutos percederos hasta aquellos que naturalmente están adaptados para una larga conservación.

De estas características que les son propias, también dependen las condiciones en las que pueden ser almacenados.

Para el almacenamiento es conveniente almacenar un solo tipo de fruto para poder optimizar las condiciones de almacenamiento específicas de la variedad considerada.

³⁸ Normas FAO.

El uso del mismo espacio con diferentes productos acarrea problemas de incompatibilidad de temperaturas, humedad relativa, sensibilidad al frío y al etileno, absorción o emisión de olores contaminantes, etc.

En la presente tabla se detalla las condiciones en las que se deben conservar los siguientes frutos:

Tabla 5.1 Recomendaciones de temperatura, humedad relativa y vida aproximada de transporte y almacenamiento para frutas

Producto	Temperatura		Humedad Relativa	Vida aproximada de almacenamiento
	°C	°F	(%)	
Babaco (<i>Babaco</i>)	7	45	85-90	1-3 semanas
Piña (<i>Pineapple</i>)	7-13	45-55	85-90	2-4 semanas
Tomate de árbol (<i>Tamarillo</i>)	3-4	37-40	85-95	3-4 semanas

Fuente: Normas FAO

5.3 Criterios de diseño del sistema de climatización

5.3.1 Condiciones interiores de diseño

Las condiciones interiores de diseño para cada cámara van a variar debido al producto que se desee conservar como se menciona a continuación:

Rosas:

Temperatura interior promedio de la cámara = 2 a 4 °C

Humedad relativa promedio = 90 %

Tiempo promedio de conservación = 6 días

Piñas:

Temperatura interior promedio de la cámara = 7.5 °C

Humedad relativa promedio = 90 %

Tiempo promedio de conservación = 15 días

Tomate de árbol:

Temperatura interior promedio de la cámara = 7 °C

Humedad relativa promedio = 90 %

Tiempo promedio de conservación = 15 días

Babaco:

Temperatura interior promedio de la cámara = 7 °C

Humedad relativa promedio = 90 %

Tiempo promedio de conservación = 15 días

5.3.2 Condiciones exteriores de diseño

Las condiciones exteriores de diseño van a ser las mismas para todos los productos, pues antes de entrar a la cámara pasaran primero por la precámara por un lapso de tiempo prudente (30 minutos aproximadamente) hasta que su temperatura baje hasta los 15 °C.

Fuera del galpón la temperatura promedio en temporada de verano es 25 °C durante el día³⁹, por lo que consideramos esta temperatura la más crítica para el diseño.

Para el cálculo de cargas térmicas, se desarrollo con la ayuda del Software *Mad Cad 14*.

A continuación se muestra las hojas de cálculos:

³⁹ INIAP (Instituto Nacional Autónomo de Investigaciones Agropecuarias). Datos obtenidos de dicha entidad.

(*) Fuente de información, Floricultora Florespa.

5.4 Cálculo de cargas térmicas

Se establece como la sumatoria de todas las pérdidas de calor generadas por las siguientes causas:

- Transmisión de calor a través del piso.
- Transmisión de calor a través de paredes y techo.
- Infiltración de calor por cambios de aire
- Calor que cede el producto.
- Calor de Respiración del producto.
- Ganancia térmica de fuentes internas.

Las figuras 5.1 y 5.2 esquematizan la distribución de las cámaras con lo cual se establecen las condiciones de diseño para flores, piñas, tomate de árbol y babacos.

5.4.1 Cámara destinada al almacenamiento de flores

5.4.1.1 Transmisión de calor a través del piso

La finalidad de establecer la carga térmica a través del piso⁴⁰ se da por el interés de diseñar correctamente el tratamiento que debe darse al suelo de todas las cámaras de climatización para evitar variaciones de temperatura por pérdidas de calor en este medio.

Debemos considerar que el piso debe soportar grandes cargas y resistir el uso pesado en un ambiente húmedo.

5.4.1.1.1 Sin aislamiento térmico

⁴⁰ JOSÉ ALARCÓN, Tratado Práctico de Refrigeración Automática. Aislamiento, sistema o dispositivo que impide la transmisión de calor.

(*) MAD CAD 14. Software utilizado para el cálculo de cargas.

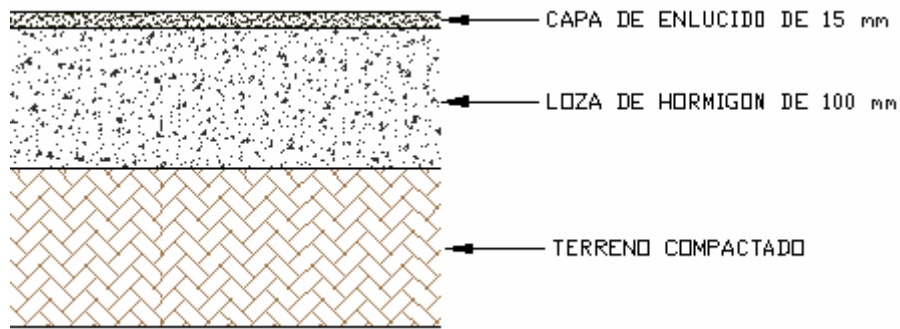


Figura 5.3 Piso sin aislamiento térmico

$$Q = \frac{\Delta T}{R_T} \quad (5.1)$$

Donde:

Q Cantidad de calor transferido en Btu/h

ΔT Diferencia de temperatura a través del piso

R_T Resistencia total de transmisión de calor hr.F/BTU

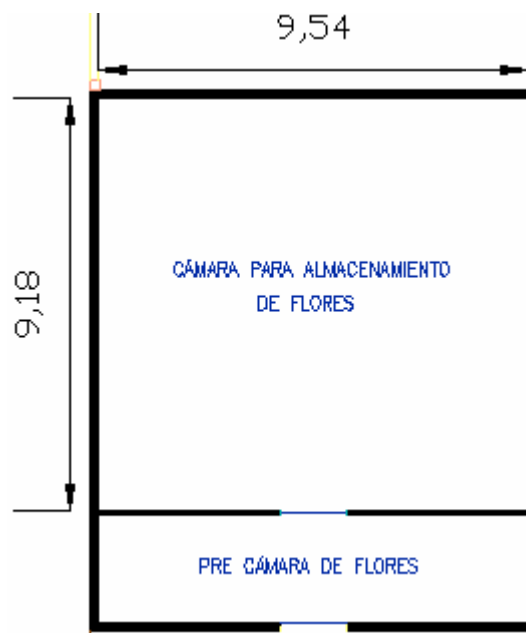


Figura 5.4 Dimensiones de la cámara.

CÁLCULO DEL ÁREA DEL PISO

Larg Largo del piso

Anc Ancho del piso

A Área del piso

$$\text{Larg} := 9.54\text{-m}$$

$$\text{Anc} := 9.18\text{-m}$$

$$\text{A_P} := \text{Larg} \cdot \text{Anc}$$

$$\text{A_P} = 87.577\text{m}^2$$

$$\text{A_P} = 942.673\text{-ft}^2$$

(5.2)

COEFICIENTE DE TRANSMISIÓN DE CALOR (Analogía Eléctrica)

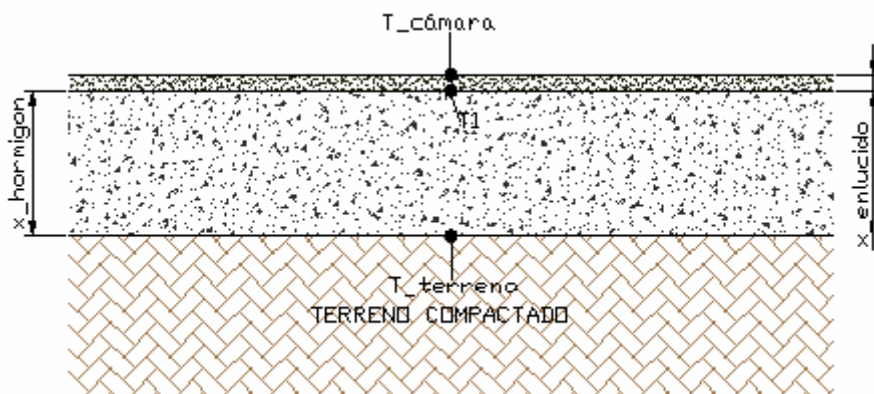
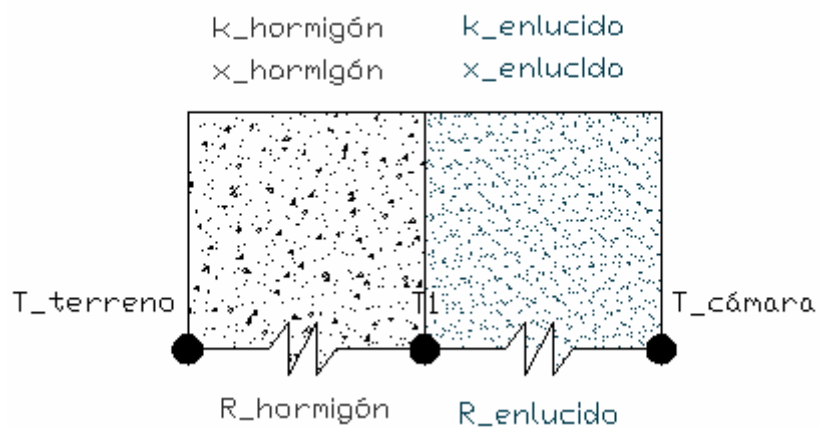


Figura 5.5 Parámetros que influyen en el piso.



$$\text{x_hormigón} := 3.94\text{-in}$$

Espesor de la loza de hormigón

$$\text{x_enlucido} := 0.59\text{-in}$$

Espesor de la capa de enlucido

Constantes de conducción térmica⁴¹:

k_hormigon constante de conducción térmica del hormigón

k_enlucido constante de conducción térmica del enlucido

Apéndice A, Tabla A-3 "Incropera"

$$k_{\text{hormigon}} := 9.71 \cdot \frac{\text{BTU} \cdot \text{in}}{\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{F}} \quad \text{Con densidad de } 2300 \text{ kg/m}^3$$

$$k_{\text{enlucido}} := 5 \cdot \frac{\text{BTU} \cdot \text{in}}{\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{F}} \quad \text{Con densidad de } 1860 \text{ kg/m}^3$$

$$R_P = R_{\text{hormigon}} + R_{\text{enlucido}}$$

R_P Coeficiente total de transmisión de calor del piso.

R_hormigón Coeficiente de transmisión de calor del hormigón

R_enlucido Coeficiente de transmisión de calor del enlucido

$$R_P := \frac{x_{\text{hormigon}}}{k_{\text{hormigon}} \cdot A_P} + \frac{x_{\text{enlucido}}}{k_{\text{enlucido}} \cdot A_P} \quad (5.3)^{42}$$

$$R_P = 5.556 \times 10^{-4} \text{ hr} \cdot \frac{\text{F}}{\text{BTU}}$$

VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA A TRAVÉS DE LA LOSA DE HORMIGON Y LA CAPA DE ENLUCIDO

T_camara := 2·C Temperatura dentro de la cámara

T_terreno := 10·C Temperatura del suelo (terreno compactado)

$\Delta T_P := T_{\text{terreno}} - T_{\text{camara}}$ Variación de temperatura del piso (5.4)

$$\Delta T_P = 8\text{C} \quad 43 \quad \Delta T_P := 46.4\text{F}$$

⁴¹ FRANK INCROPERA. Fundamentos de Transferencia de Calor.

⁴² FRANK INCROPERA. Fundamentos de Transferencia de Calor.

⁴³ ΔT variación de temperatura

CANTIDAD DE CALOR TRANSFERIDO

$$Q_{\text{Piso}} := \frac{\Delta T_{\text{P}}}{R_{\text{P}}}$$

$$Q_{\text{Piso}} = 2.447 \times 10^4 \text{ W}$$

$$Q_{\text{Piso}} = 8.351 \times 10^4 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

Transmisión de calor a través del piso.

5.4.1.1.2 Con aislamiento térmico⁴⁴

La energía térmica siempre fluye desde los objetos cálidos a los fríos. Todos los materiales, hasta los buenos conductores como los metales, ofrecen alguna resistencia al paso de energía y muchos materiales pueden ser empleados como aislantes con buenos efectos pero ya que la selección del aislante adecuado es una de las características que, desde el punto de vista constructivo deben tomarse, es importante que el material no sea muy costoso, pero si, que sea eficiente para esta labor.

La base de la cámara será de concreto en su mayoría con una altura que evite las filtraciones de agua y humedad gracias a la intervención del aislante Chova. Ésta base también tendrá aislamiento para lo cuál se inyectará poliuretano en forma de de plancha de espesor de 5 cm.

El tratamiento del piso es un factor muy importante para que el sistema de refrigeración no gane calor y no exista mayor carga frigorífica. Por esta razón se debe realizar un tratamiento especial a la base como se observa en el siguiente esquema:

⁴⁴ (*) JOSÉ ALARCÓN, Tratado Práctico de Refrigeración Automática. Aislamiento Térmico.

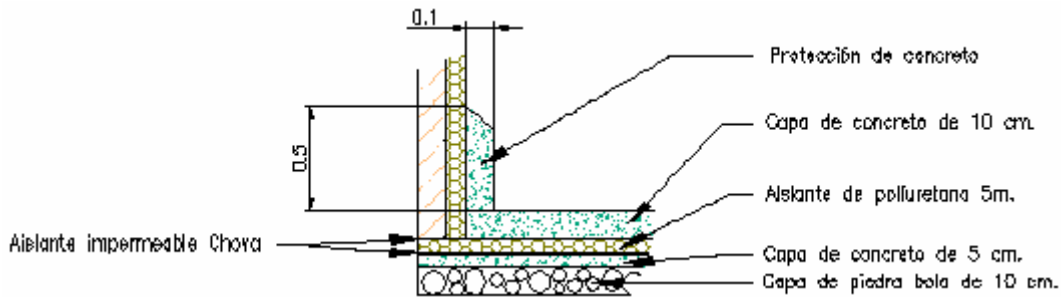


Figura 5.6 Detalle por capas del aislamiento del suelo

Se considera una práctica eficiente instalar un tope adyacente a las paredes, como se puede observar en la figura. Este elemento, que debe ser esencial, cumple dos importantes propósitos; primero, protege a las paredes de la estructura de ser averiada por los movimientos del producto cargado en los contenedores y segundo, asegura la correcta ventilación e impide que el producto se moje, debido a la humedad de las paredes.

Al aplicar este tipo de tratamiento al suelo de la cámara nos aseguramos que la cantidad de calor que se filtre será insignificante que prácticamente es considerada despreciable; por tanto, es la mejor alternativa en cuanto a diseño se trate ya que reduce la cantidad de carga que el equipo deberá eliminar y por ende su capacidad de enfriamiento.

5.4.1.2 Transmisión de calor a través de paredes y techo

Dicha pérdida se la cuantifica tomando en cuenta que existe convección y conducción de calor del ambiente a las paredes de la estructura (pared-panel de poliuretano) y al interior de la cámara de climatización.⁴⁵

$$Q = \frac{\Delta T}{R_T} \quad (5.5)$$

Donde:

Q Cantidad de calor transferido en Btu/h

ΔT Diferencia de temperatura a través de la pared

⁴⁵ ROY J. DOSSAT, Principios de Refrigeración. Capítulo 10. Pág. 76 – 92.

R_T Resistencia total de transmisión de calor hr.F/BTU

La ecuación anterior se basa en analogías eléctricas que nos permiten simplificar el cálculo de transferencia de calor a través de las paredes.

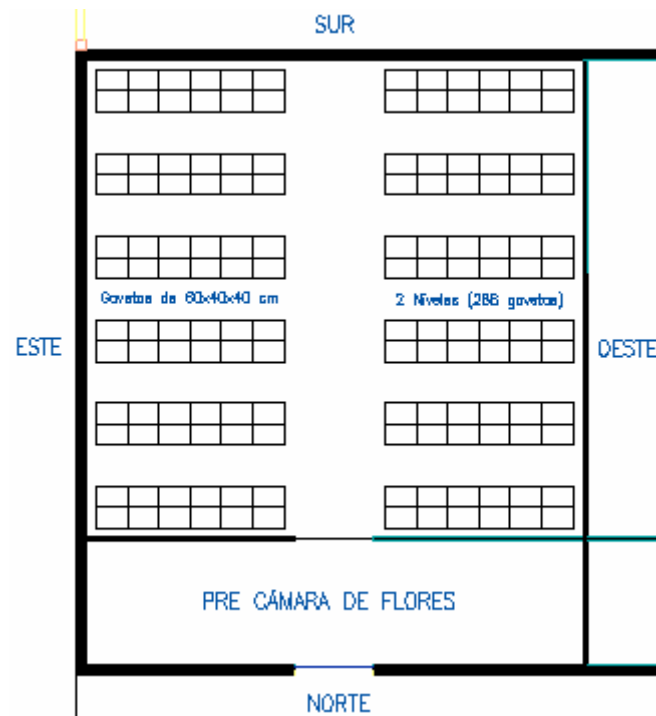


Figura 5.7 Orientación geográfica de la cámara 1

CÁLCULO DE ÁREAS

L Longitud de la pared

H Altura de la pared

A Área de la pared

- Pared Norte

$$L_N := 9.54\text{-m}$$

$$L_N = 31.299\text{-ft}$$

$$H := 3\text{-m}$$

$$H = 9.843\text{-ft}$$

$$A_N := L_N \cdot H$$

(5.6)

$$A_N = 28.62\text{m}^2$$

$$A_N = 308.063\text{-ft}^2$$

- *Pared Sur*

$$L_S := 9.54\text{-m} \qquad L_S = 31.299\text{-ft}$$

$$A_S := L_S \cdot H$$

$$A_S = 28.62\text{m}^2 \qquad A_S = 308.063\text{-ft}^2$$

- *Pared Este*

$$L_E := 9.18\text{-m} \qquad L_E = 30.118\text{-ft}$$

$$A_E := L_E \cdot H$$

$$A_E = 27.54\text{m}^2 \qquad A_E = 296.438\text{-ft}^2$$

- *Pared Oeste*

$$L_O := 9.18\text{-m} \qquad L_O = 30.118\text{-ft}$$

$$A_O := L_O \cdot H$$

$$A_O = 27.54\text{m}^2 \qquad A_O = 296.438\text{-ft}^2$$

- *Techo*

$$L_T := 9.54\text{-m} \qquad L_T = 31.299\text{-ft}$$

$$\text{Ancho}_T := 9.18\text{-m} \qquad \text{Ancho}_T = 30.118\text{-ft}$$

$$A_T := L_T \cdot \text{Ancho}_T$$

$$A_T = 87.577\text{m}^2 \qquad A_T = 942.673\text{-ft}^2$$

COEFICIENTE TOTAL DE TRANSMISIÓN DE CALOR (Analogía Eléctrica)

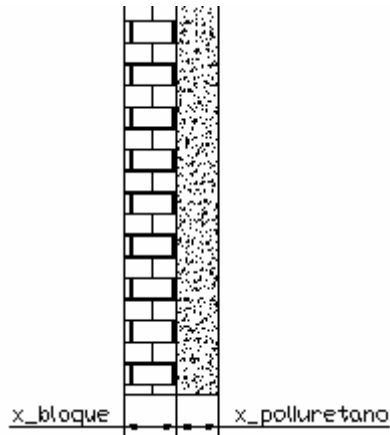


Figura 5.8 Parámetros que influyen en la pared

$x_{\text{bloque}} := 4\text{-in}$ Espesor de la pared de bloque
 $x_{\text{poliuretano}} := 3.15\text{-in}$ Espesor de la pared del aislante

El espesor del poliuretano es el mismo para paredes y techo, equivalente a 80 mm.

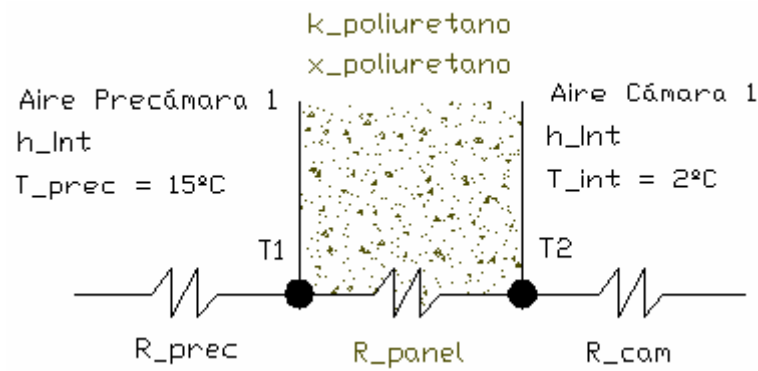
Constantes de conducción y convección térmica⁴⁶:

k_{bloque} constante de conducción térmica del bloque
 $k_{\text{poliuretano}}$ constante de conducción térmica del poliuretano
 h_{amb} constante de convección térmica del aire tranquilo en el ambiente
 h_{int} constante de convección térmica del aire en movimiento en el interior

$k_{\text{bloque}} := 5.6 \cdot \frac{\text{BTU} \cdot \text{in}}{\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{F}}$	$h_{\text{amb}} := 4 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{F}}$	Aire tranquilo
$k_{\text{poliuretano}} := 0.17 \cdot \frac{\text{BTU} \cdot \text{in}}{\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{F}}$	$h_{\text{int}} := 1.65 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{F}}$	Aire en movimiento

⁴⁶ FOXMANCOL. Tecnología de Refrigeración.

- *Pared Norte*



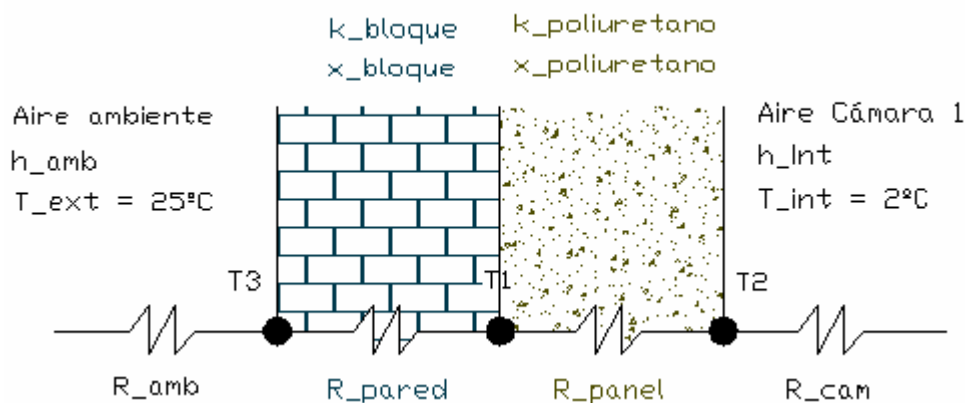
- R_N Coeficiente total de transmisión de calor de la pared Norte
- R_{prec} Coeficiente de transmisión de calor del aire de la precámara 1
- R_{panel} Coeficiente de transmisión de calor del panel
- R_{cam} Coeficiente de transmisión de calor del aire de la cámara 1

$$R_{_N} = R_{_prec} + R_{_panel} + R_{_cam} \quad (5.7)^{47}$$

$$R_{_N} := \frac{1}{h_{_int} \cdot A_{_N}} + \frac{x_{_poliuretano}}{k_{_poliuretano} \cdot A_{_N}} + \frac{1}{h_{_int} \cdot A_{_N}}$$

$$R_{_N} = 0.064 \cdot \text{hr} \cdot \frac{\text{F}}{\text{BTU}}$$

- *Pared Sur*



- R_{amb} Coeficiente de transmisión de calor del aire del medio ambiente

⁴⁷ FRANK INCROPERA. Fundamentos de Transferencia de Calor.

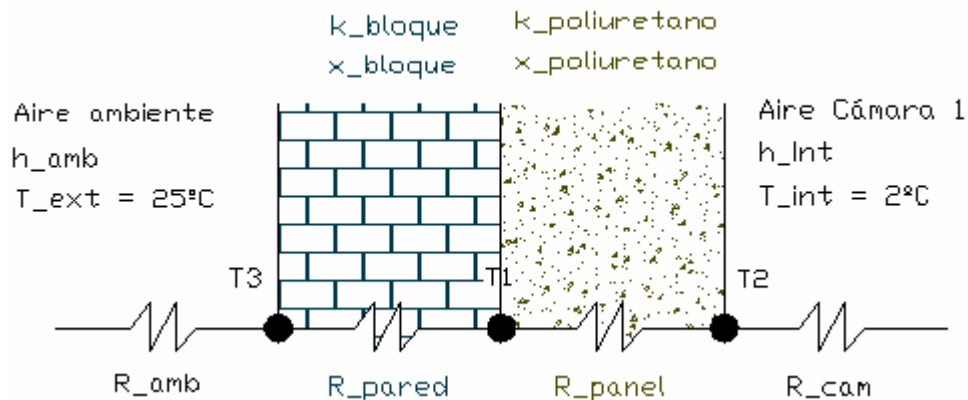
R_S Coeficiente total de transmisión de calor de la pared Sur

$$R_S = R_{amb} + R_{pared} + R_{panel} + R_{cam}$$

$$R_S := \frac{1}{h_{amb} \cdot A_S} + \frac{x_{bloque}}{k_{bloque} \cdot A_S} + \frac{x_{poliuretano}}{k_{poliuretano} \cdot A_S} + \frac{1}{h_{int} \cdot A_S}$$

$$R_S = 0.065 \cdot \text{hr} \cdot \frac{\text{F}}{\text{BTU}}$$

- Pared Este



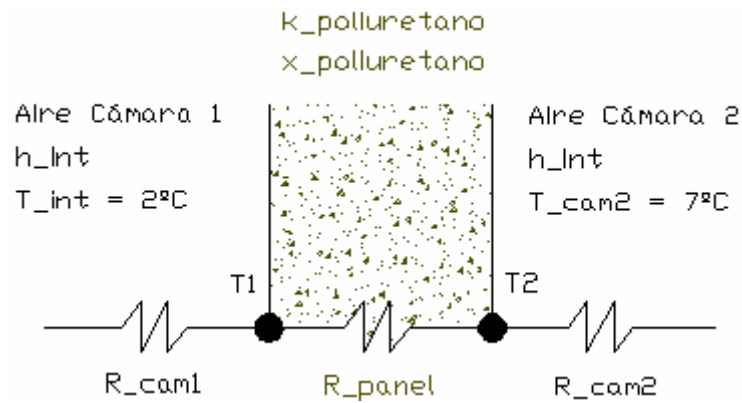
R_E Coeficiente total de transmisión de calor de la pared Este

$$R_E = R_{amb} + R_{pared} + R_{panel} + R_{cam}$$

$$R_E := \frac{1}{h_{amb} \cdot A_E} + \frac{x_{bloque}}{k_{bloque} \cdot A_E} + \frac{x_{poliuretano}}{k_{poliuretano} \cdot A_E} + \frac{1}{h_{int} \cdot A_E}$$

$$R_E = 0.068 \cdot \text{hr} \cdot \frac{\text{F}}{\text{BTU}}$$

- Pared Oeste



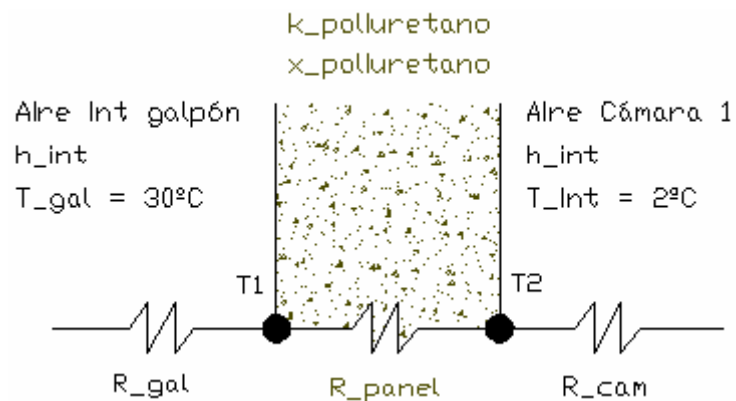
R_O Coeficiente total de transmisión de calor de la pared Oeste

$$R_O = R_{cam1} + R_{panel} + R_{cam2}$$

$$R_O := \frac{1}{h_{int} \cdot A_O} + \frac{x_{poliuretano}}{k_{poliuretano} \cdot A_O} + \frac{1}{h_{int} \cdot A_O}$$

$$R_O = 0.067 \cdot \text{hr} \cdot \frac{\text{F}}{\text{BTU}}$$

- *Techo*



R_T Coeficiente total de transmisión de calor del techo

R_{gal} Coeficiente de transmisión de calor del aire dentro del galpón

$$R_T = R_{gal} + R_{panel} + R_{cam}$$

$$R_T := \frac{1}{h_{int} \cdot A_T} + \frac{x_{poliuretano}}{k_{poliuretano} \cdot A_T} + \frac{1}{h_{int} \cdot A_T}$$

$$R_T = 0.021 \cdot \text{hr} \cdot \frac{\text{F}}{\text{BTU}}$$

VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA

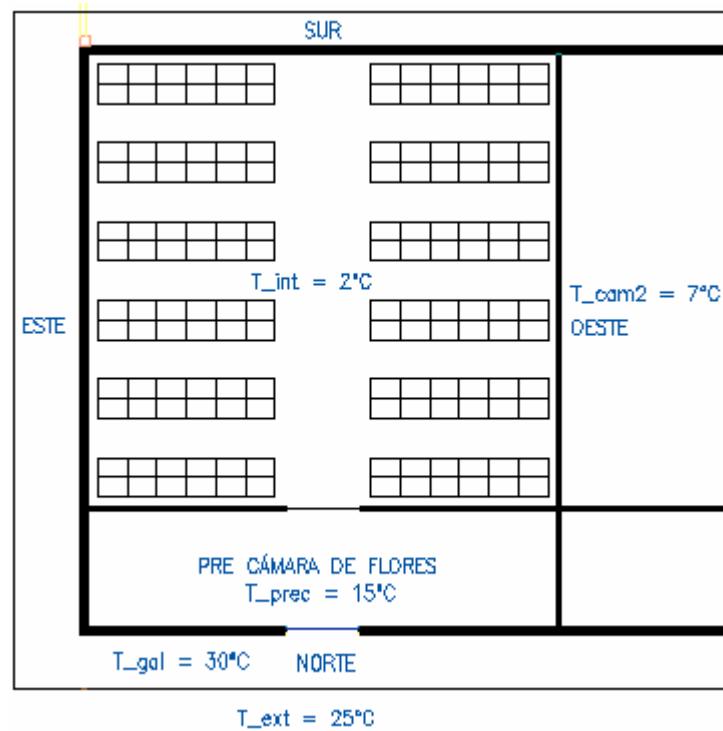


Figura 5.9 Influencia de temperaturas Cámara 1

$T_{ext} := 25\text{-C}$	Temperatura ambiente
$T_{int} := 2\text{-C}$	Temperatura dentro de la cámara
$T_{gal} := 30\text{-C}$	Temperatura dentro del galpón
$T_{prec} := 15\text{-C}$	Temperatura de la precámara
$T_{cam2} := 7\text{-C}$	Temperatura de la cámara 2.

- *Pared Norte*

$$\Delta T_N := T_{prec} - T_{int} \tag{5.8}$$

$$\Delta T_N = 13\text{C} \quad \overset{48}{\Delta T_N} := 55.4\text{-F}$$

⁴⁸ ΔT Variación de temperatura.

- *Pared Sur*

$$\Delta T_S := T_{\text{ext}} - T_{\text{int}}$$

$$\Delta T_S = 23 \text{ C}$$

$$\Delta T_S := 73.4 \text{ F}$$

- *Pared Este*

$$\Delta T_E := T_{\text{ext}} - T_{\text{int}}$$

$$\Delta T_E = 23 \text{ C}$$

$$\Delta T_E := 73.4 \text{ F}$$

- *Pared Oeste*

$$\Delta T_O := T_{\text{cam2}} - T_{\text{int}}$$

$$\Delta T_O = 5 \text{ C}$$

$$\Delta T_O := 41 \text{ F}$$

- *Techo*

$$\Delta T_T := T_{\text{gal}} - T_{\text{int}}$$

$$\Delta T_T = 28 \text{ C}$$

$$\Delta T_T := 82.4 \text{ F}$$

CANTIDAD DE CALOR TRANSFERIDO

Q_N cantidad de calor transferido en la pared Norte

$$Q_N := \frac{\Delta T_N}{R_N}$$

$$Q_N = 253.362 \text{ W}$$

$$Q_N = 864.507 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

Q_S cantidad de calor transferido en la pared Sur

$$Q_S := \frac{\Delta T_S}{R_S}$$

$$Q_S = 329.699 \text{ W}$$

$$Q_S = 1.125 \times 10^3 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

Q_E cantidad de calor transferido en la pared Este

$$Q_E := \frac{\Delta T_E}{R_E}$$

$$Q_E = 317.258 \text{ W}$$

$$Q_E = 1.083 \times 10^3 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

Q_O cantidad de calor transferido en la pared Oeste

$$Q_O := \frac{\Delta T_O}{R_O}$$

$$Q_O = 180.43 \text{ W}$$

$$Q_O = 615.654 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

Q_T cantidad de calor transferido en la pared Techo

$$Q_T := \frac{\Delta T_T}{R_T}$$

$$Q_T = 1.153 \times 10^3 \text{ W}$$

$$Q_T = 3.935 \times 10^3 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$Q_{\text{Tpared}} := Q_N + Q_S + Q_E + Q_O + Q_T$$

$$Q_{\text{Tpared}} = 2.234 \times 10^3 \text{ W}$$

$$Q_{\text{Tpared}} = 7.622 \times 10^3 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

Transmisión de calor a través de paredes y techo.

5.4.1.3 Infiltración de calor por cambios de aire

Se da al abrirse la puerta de un espacio refrigerado, provocando que el aire caliente del exterior entre al espacio y reemplace al aire más frío. Se lo calcula a partir de la siguiente fórmula:

$$Q = V_{int} \cdot Ca \cdot Fca \quad (5.9)^{49}$$

Donde:

V_{int} Volumen interior de la cámara

Ca Número de cambios de aire

Fca Factor de cambio de aire

CÁLCULO DEL VOLUMEN INTERIOR DE LA CÁMARA

$$L := 9.18 \cdot m$$

$$L = 30.118 \cdot ft$$

$$A := 9.54 \cdot m$$

$$A = 31.299 \cdot ft$$

$$H := 3 \cdot m$$

$$H = 9.843 \cdot ft$$

$$V_{int} := L \cdot A \cdot H$$

(5.10)

$$V_{int} = 262.732 \cdot m^3$$

$$V_{int} = 9.278 \times 10^3 \cdot ft^3$$

NÚMERO DE CAMBIOS DE AIRE

Ca Coeficiente de números de cambio de aire

$$Ca := 0.41 \cdot \frac{1}{hr}$$

Tabla 10-8A "Roy J. Dossat"

FACTOR DE CAMBIOS DE AIRE

Fca Factor de cambios de aire

$$Fca := 0.74 \cdot \frac{BTU}{ft^3}$$

Tabla 10-7A "Roy J. Dossat"

⁴⁹ ROY J. DOSSAT, Principios de Refrigeración. Capítulo 10.

CANTIDAD DE CALOR POR CAMBIOS DE AIRE

$$Q_{\text{Tcambios}} := V_{\text{int}} \cdot C_a \cdot F_{\text{ca}}$$

$$Q_{\text{Tcambios}} = 2.815 \times 10^3 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

Infiltración de calor de cambios de aire

5.4.1.4 Calor que cede el producto

Este calor disipado depende de las siguientes características:

- La temperatura del espacio refrigerado.
- La cantidad de producto.
- El calor específico del producto.
- La temperatura inicial del producto.
- Recipientes y condiciones de almacenamiento del producto.

$$Q = m \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (5.11)$$

Donde:

m Cantidad en lb del producto que entra diariamente.

C_p Calor específico del producto a enfriar.

ΔT Variación de temperatura del producto.

CALOR CEDIDO POR LAS ROSAS



Figura 5.10 Almacenamiento de rosas

Cálculo de la cantidad de rosas que entran a la cámara

Para este análisis se considera ocho horas de trabajo diario; y el almacenamiento se da en gavetas que contienen 12 racimos con 12 rosas cada uno; es decir 144 rosas por cada gaveta.

$$m_{\text{rosa}} := 38\text{-gm} \quad \text{Peso promedio de un tallo (rosa)}^{50}$$

$$m_{\text{rosa}} = 0.084\text{-lb}$$

$$N_{\text{rosas}} := 4320 \cdot \frac{1}{\text{hr}} \quad \text{Número estimado de rosas a climatizar por hora}$$

$$m_{\text{Trosas}} := m_{\text{rosa}} \cdot N_{\text{rosas}}$$

$$m_{\text{Trosas}} = 361.911 \cdot \frac{\text{lb}}{\text{hr}}$$

Calor específico del producto

$$C_{p_{\text{flor}}} := 0.92 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot \text{F}} \quad \text{Tabla 10-12 "Roy J. Dossat"}$$

Variación de temperatura del producto.

$$T_{\text{ini}} := 15\text{-C} \quad \text{Temperatura inicial de las rosas}$$

$$T_{\text{fi}} := 2\text{-C} \quad \text{Temperatura final de las rosas}$$

$$\Delta T := T_{\text{ini}} - T_{\text{fi}}$$

$$\Delta T = 13\text{C} \quad \Delta T := 55.4\text{-F}$$

Cantidad de calor de las rosas

$$Q_{\text{Trosas}} := m_{\text{Trosas}} \cdot C_{p_{\text{flor}}} \cdot \Delta T$$

$$Q_{\text{Trosas}} = 1.845 \times 10^4 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} \quad \text{Calor por hora de trabajo}$$

⁵⁰ Peso tomado experimentalmente con la utilización de una balanza.

CALOR CEDIDO POR LAS GAVETAS

Es la cantidad de calor que se requiere eliminar de las gavetas para llegar a la misma temperatura de conservación de las rosas.

Cálculo de la cantidad de gavetas que entra a la cámara

$m_{\text{gaveta}} := 3.75 \cdot \text{lb}$ Peso promedio de la gaveta

$m_{\text{gaveta}} = 1.701 \cdot \text{kg}$

$N_{\text{gaveta}} := 30 \cdot \frac{1}{\text{hr}}$ Número de gavetas por hora

$m_{\text{Tgaveta}} := m_{\text{gaveta}} \cdot N_{\text{gaveta}}$

$m_{\text{Tgaveta}} = 112.5 \cdot \frac{\text{lb}}{\text{hr}}$

Calor específico de la gaveta de polietileno

$C_{p_{\text{gaveta}}} := 0.55 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot \text{F}}$ Cp del polietileno

Cantidad total de calor de las gavetas

$Q_{\text{Tgaveta}} := m_{\text{Tgaveta}} \cdot C_{p_{\text{gaveta}}} \cdot \Delta T$

$Q_{\text{Tgaveta}} = 3.428 \times 10^3 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$ Calor por hora de trabajo

CALOR CEDIDO POR EL AGUA

Durante la climatización del producto se debe tomar en cuenta que las rosas necesitan ser almacenadas con agua para conservar sus propiedades en cuanto a humedad y tiempo de preservación.

Se considera que cada gaveta contiene 5 centímetros de altura de agua y a partir de dicha premisa se ha calculado una masa aproximada de agua que cede calor a la cámara.

Las dimensiones interiores de la gaveta son 57 x 36 x 37 centímetros⁵¹.

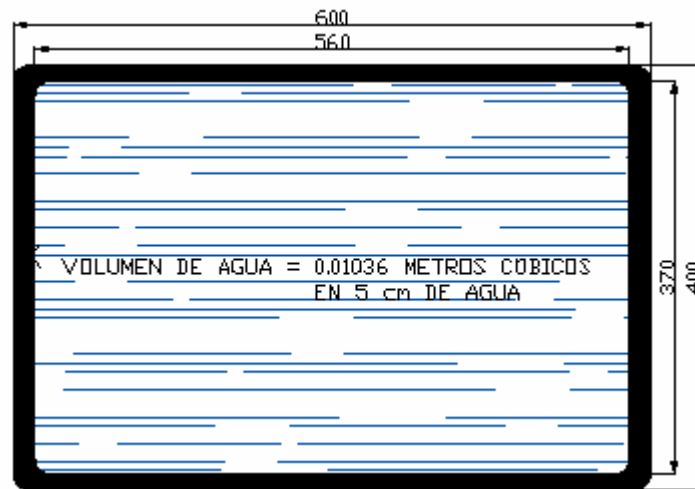


Figura 5.11 Dimensiones influyentes en el calor cedido por el agua.

Cálculo de la cantidad de agua en las gavetas que entra a la cámara.

$m_{\text{agua}} := 10.26 \cdot \text{kg}$ Peso aproximado del agua que contiene una gaveta

$m_{\text{agua}} = 22.619 \cdot \text{lb}$

$Ngaveta := 30 \cdot \frac{1}{\text{hr}}$ Número de gavetas

$m_{\text{Tagua}} := m_{\text{agua}} \cdot Ngaveta$

$m_{\text{Tagua}} = 678.583 \cdot \frac{\text{lb}}{\text{hr}}$

Calor específico del agua

$Cp_{\text{agua}} := 1.01 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot \text{F}}$ Tabla A.3E "Cengel"

⁵¹ Normas FAO

Cantidad total de calor del agua

$$Q_{\text{Tagua}} := m_{\text{Tagua}} \cdot C_p_{\text{agua}} \cdot \Delta T$$

$$Q_{\text{Tagua}} = 3.797 \times 10^4 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

CANTIDAD TOTAL DE CALOR DEL PRODUCTO QUE INGRESA A LA CÁMARA.

$$Q_{\text{Tproducto}} := Q_{\text{Trosas}} + Q_{\text{Tgaveta}} + Q_{\text{Tagua}}$$

$$Q_{\text{Tproducto}} = 5.984 \times 10^4 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

Calor que cede el producto

5.4.1.5 Calor de respiración del producto

Las flores continúan con vida después de su recolección mientras están almacenadas y ese calor debe ser considerado como una parte de la carga del producto mientras estén a una temperatura superior a la temperatura de almacenamiento.

La cantidad de calor involucrada en el proceso de respiración depende del tipo y temperatura del producto. Dicho calor viene dado por la siguiente ecuación:

$$Q = Cr * A_{\text{piso}} \quad (5.12)^{52}$$

Donde:

Cr Factor del calor de respiración

A_piso Área del piso

FACTOR DE CALOR DE RESPIRACIÓN

Cr Factor de calor de respiración de la flor

$$Cr := 0.01 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr} \cdot \text{ft}^2} \quad \text{Tabla 14-8 "Edward G. Pita"}$$

⁵² ROY J. DOSSAT, Principios de Refrigeración. Capítulo 10.

El valor esta expresado en función del área del piso

CÁLCULO DEL ÁREA DEL PISO

$$L = 9.18\text{m}$$

$$L = 30.118\text{-ft}$$

$$A = 9.54\text{m}$$

$$A = 31.299\text{-ft}$$

$$A_{\text{piso}} := L \cdot A$$

$$A_{\text{piso}} = 87.577\text{m}^2$$

$$A_{\text{piso}} = 942.673\text{-ft}^2$$

CALOR DE RESPIRACIÓN

$$Q_{\text{Trespiracion}} := Cr \cdot A_{\text{piso}}$$

$$Q_{\text{Trespiracion}} = 9.427 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

Calor de respiración del producto

5.4.1.6 Ganancia térmica de fuentes internas⁵³

Las cargas varias consisten principalmente del calor cedido por el alumbrado, los motores eléctricos que funcionan dentro del espacio y por las personas que están trabajando en el interior de la cámara. Cada una de estas cargas se cuantifica por las siguientes expresiones:

$$Alumbrado = Watt * 3.42 \frac{\text{BTU}}{\text{W hr}} \quad (5.13)$$

Donde:

Watt Es la potencia en Watts del alumbrado

$$\text{Motores Eléctricos} = F_{cm} * Pot \quad (5.14)$$

Donde:

Fcm Factor de calor producido por motores

⁵³ ROY J. DOSSAT, Principios de Refrigeración. Capitulo 10.

- Cálculo de calor por las personas

$$F_{cp} := 888 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} \quad \text{Factor para una temperatura de } 2^{\circ}\text{C}$$

Tabla 10-15 "Roy J. Dossat"

$$N_p := 3$$

$$\text{Personas} := F_{cp} \cdot N_p$$

$$\text{Personas} = 780.741 \text{ W}$$

$$\text{Personas} = 2.664 \times 10^3 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

CANTIDAD TOTAL DE CALOR POR CARGAS VARIAS

$$Q_{T\text{varias}} := \text{Alumbrado} + \text{Motorelectrico} + \text{Personas}$$

$$Q_{T\text{varias}} = 3.667 \times 10^3 \text{ W}$$

$$Q_{T\text{varias}} = 1.251 \times 10^4 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} \quad \text{Ganancia térmica de fuentes internas}$$

5.4.1.7 Cantidad total de calor de la cámara destinada al almacenamiento de flores

La sumatoria de las cargas ya establecidas nos permite conocer un máximo posible de calor a eliminar en el proceso de climatización.

$$Q_{T\text{pared}} = 7.622 \times 10^3 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$Q_{T\text{producto}} = 5.984 \times 10^4 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$Q_{T\text{cambios}} = 2.815 \times 10^3 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$Q_{T\text{respiracion}} = 9.427 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$Q_{T\text{varias}} = 1.251 \times 10^4 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$Q_{\text{camara1}} := Q_{\text{Tpared}} + Q_{\text{Tproducto}} + Q_{\text{Tcambios}} + Q_{\text{Trespiracion}} + Q_{\text{Tvarias}}$$

$$Q_{\text{camara1}} = 2.427 \times 10^4 \text{ W}$$

$$Q_{\text{camara1}} = 8.28 \times 10^4 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

Por consideraciones de prevención en la selección de equipos se incrementa el 10% de la carga total, como factor de seguridad.

$$Q_{\text{Tseguridad}} := 0.1 \cdot Q_{\text{camara1}}$$

$$Q_{\text{Tseguridad}} = 2.427 \times 10^3 \text{ W}$$

$$Q_{\text{Tseguridad}} = 8.28 \times 10^3 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$Q_{\text{Tcamara1}} := Q_{\text{camara1}} + Q_{\text{Tseguridad}} \quad (5.16)$$

$$Q_{\text{Tcamara1}} = 2.669 \times 10^4 \text{ W}$$

Ganancia térmica total de la Cámara 1 destinada al almacenamiento de rosas cortadas

$$Q_{\text{Tcamara1}} = 9.108 \times 10^4 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

Ésta es la cantidad de calor que debe eliminarse durante el almacenamiento de rosas; posteriormente en base a este resultado se elegirá un equipo de acuerdo a su capacidad de enfriamiento.

5.4.2 Cámara destinada al almacenamiento de tomate de árbol

5.4.2.1 Transmisión de calor a través del piso

La finalidad de establecer la carga térmica a través del piso se da por el interés de diseñar correctamente el tratamiento que debe darse al suelo de todas las

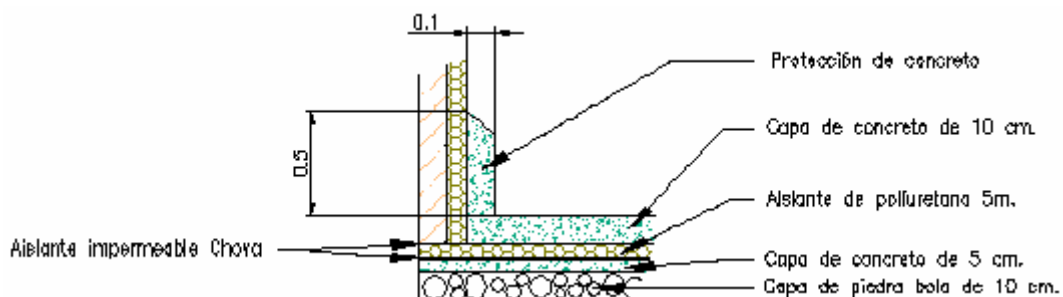
cámaras de climatización para evitar variaciones de temperatura por pérdidas de calor en este medio.

Debemos considerar que el piso debe soportar grandes cargas y resistir el uso pesado en un ambiente húmedo.

5.4.2.1.1 Con aislamiento térmico⁵⁵

En la cámara destinada al almacenamiento de rosas se pudo determinar que el piso debe contar con aislamiento térmico; por tanto, se aplica la misma hipótesis de diseño para este producto.

Al aplicar tratamiento al suelo de la cámara nos aseguramos que la cantidad de calor que se filtre será insignificante que prácticamente es considerada despreciable; como consecuencia, es la mejor alternativa en cuanto a diseño se trate, ya que reduce la cantidad de carga que el equipo deberá eliminar y por ende su capacidad de enfriamiento.



5.4.2.2 Transmisión de calor a través de paredes y techo

Dicha pérdida se la cuantifica tomando en cuenta que existe convección y conducción de calor del ambiente a las paredes de la estructura (pared-panel de poliuretano) y al interior de la cámara de climatización⁵⁶.

⁵⁵ JOSÉ ALARCÓN, Tratado Práctico de Refrigeración Automática. Aislamiento, sistema o dispositivo que impide la transmisión de calor.

⁵⁶ ROY J. DOSSAT, Principios de Refrigeración. Capítulo 10. Pág. 95 – 110.

$$Q = \frac{\Delta T}{R_T}$$

Donde:

Q Cantidad de calor transferido en Btu/h

ΔT Diferencia de temperatura a través de la pared

R_T Resistencia total de transmisión de calor hr.F/BTU

La ecuación anterior se basa en analogías eléctricas que nos permiten simplificar el cálculo de transferencia de calor a través de las paredes.

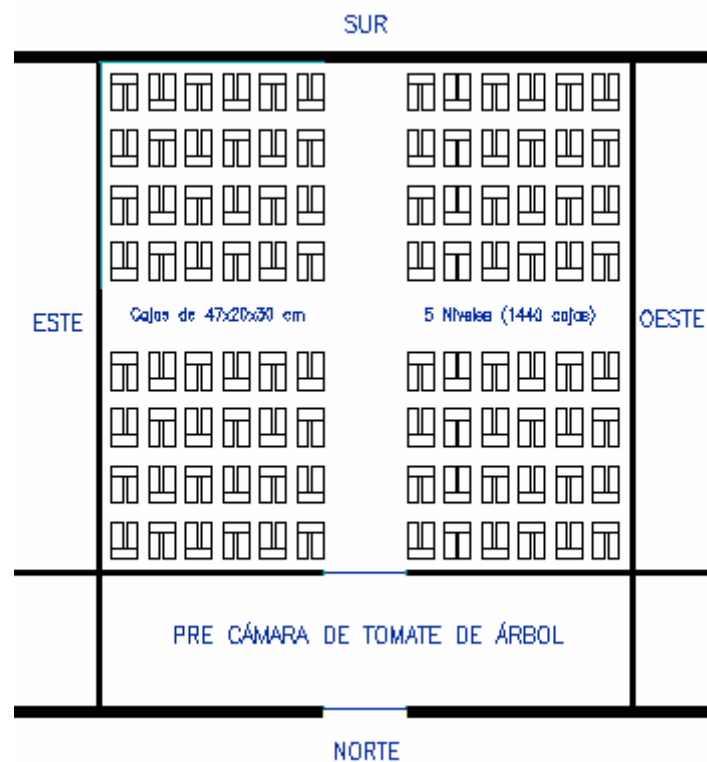


Figura 5.12 Orientación geográfica de la cámara 2

CÁLCULO DE ÁREAS

L Longitud de la pared

H Altura de la pared

A Área de la pared

- *Pared Norte*

$$L_N := 9.54\text{-m}$$

$$L_N = 31.299\text{-ft}$$

$$H := 3\text{-m}$$

$$H = 9.843\text{-ft}$$

$$A_N := L_N \cdot H$$

$$A_N = 28.62\text{m}^2$$

$$A_N = 308.063\text{-ft}^2$$

- *Pared Sur*

$$L_S := 9.54\text{-m}$$

$$L_S = 31.299\text{-ft}$$

$$A_S := L_S \cdot H$$

$$A_S = 28.62\text{m}^2$$

$$A_S = 308.063\text{-ft}^2$$

- *Pared Este*

$$L_E := 9.18\text{-m}$$

$$L_E = 30.118\text{-ft}$$

$$A_E := L_E \cdot H$$

$$A_E = 27.54\text{m}^2$$

$$A_E = 296.438\text{-ft}^2$$

- *Pared Oeste*

$$L_O := 9.18\text{-m}$$

$$L_O = 30.118\text{-ft}$$

$$A_O := L_O \cdot H$$

$$A_O = 27.54\text{m}^2$$

$$A_O = 296.438\text{-ft}^2$$

- *Techo*

$$L_T := 9.54\text{-m}$$

$$L_T = 31.299\text{-ft}$$

$$\text{Ancho}_T := 9.18\text{-m}$$

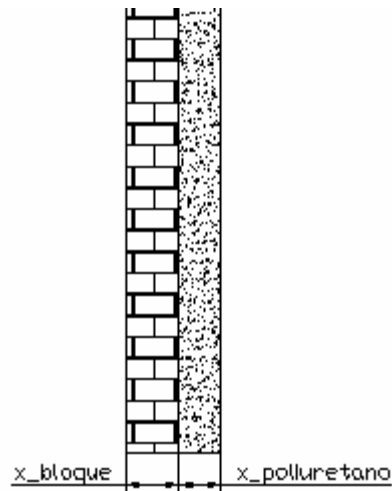
$$\text{Ancho}_T = 30.118\text{-ft}$$

$$A_T := L_T \cdot \text{Ancho}_T$$

$$A_T = 87.577\text{m}^2$$

$$A_T = 942.673\text{-ft}^2$$

COEFICIENTE TOTAL DE TRANSMISIÓN DE CALOR (Analogía Eléctrica)



$x_{\text{bloque}} := 4\text{-in}$ Espesor de la pared de bloque
 $x_{\text{poliuretano}} := 3.15\text{-in}$ Espesor de la pared del aislante

El espesor del poliuretano es el mismo para paredes y techo, equivalente a 80 mm.

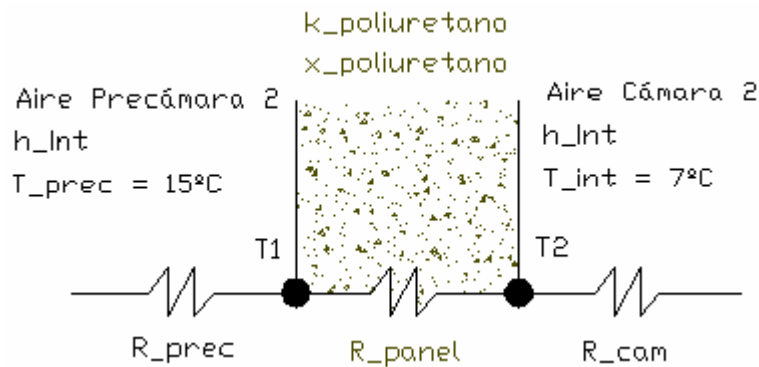
Constantes de conducción y convección térmica⁵⁷:

k_{bloque} constante de conducción térmica del bloque
 $k_{\text{poliuretano}}$ constante de conducción térmica del poliuretano
 h_{amb} constante de convección térmica del aire tranquilo en el ambiente
 h_{int} constante de convección térmica del aire en movimiento en el interior

$$k_{\text{bloque}} := 5.6 \frac{\text{BTU} \cdot \text{in}}{\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{F}} \quad h_{\text{amb}} := 4 \frac{\text{BTU}}{\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{F}} \quad \text{Aire tranquilo}$$
$$k_{\text{poliuretano}} := 0.17 \frac{\text{BTU} \cdot \text{in}}{\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{F}} \quad h_{\text{int}} := 1.65 \frac{\text{BTU}}{\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{F}} \quad \text{Aire en movimiento}$$

⁵⁷ FOXMANCOL. Tecnología de Refrigeración. <http://foxmancol.googlepages.com>.

- Pared Norte



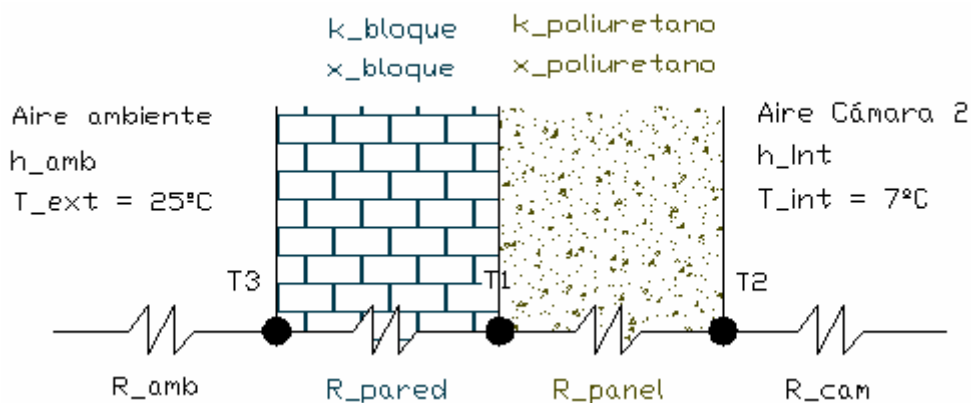
- R_N Coeficiente total de transmisión de calor de la pared Norte
- R_prec Coeficiente de transmisión de calor de la precámara 2
- R_panel Coeficiente de transmisión de calor del panel
- R_cam Coeficiente de transmisión de calor del aire de la cámara 2

$$R_N = R_{prec} + R_{panel} + R_{cam}$$

$$R_N := \frac{1}{h_{int} \cdot A_N} + \frac{x_{poliuretano}}{k_{poliuretano} \cdot A_N} + \frac{1}{h_{int} \cdot A_N}$$

$$R_N = 0.064 \cdot \text{hr} \cdot \frac{\text{F}}{\text{BTU}}$$

- Pared Sur



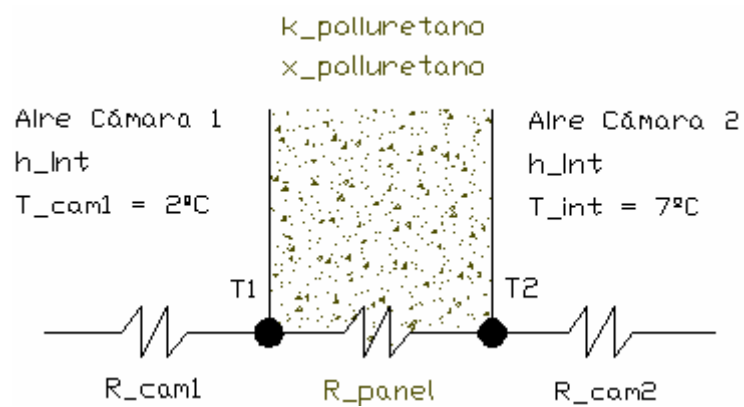
- R_amb Coeficiente de transmisión de calor del aire del medio ambiente
- R_S Coeficiente total de transmisión de calor de la pared Sur

$$R_S = R_{amb} + R_{pared} + R_{panel} + R_{cam}$$

$$R_S := \frac{1}{h_{amb} \cdot A_S} + \frac{x_{bloque}}{k_{bloque} \cdot A_S} + \frac{x_{poliuretano}}{k_{poliuretano} \cdot A_S} + \frac{1}{h_{int} \cdot A_S}$$

$$R_S = 0.065 \cdot \text{hr} \cdot \frac{\text{F}}{\text{BTU}}$$

- *Pared Este*



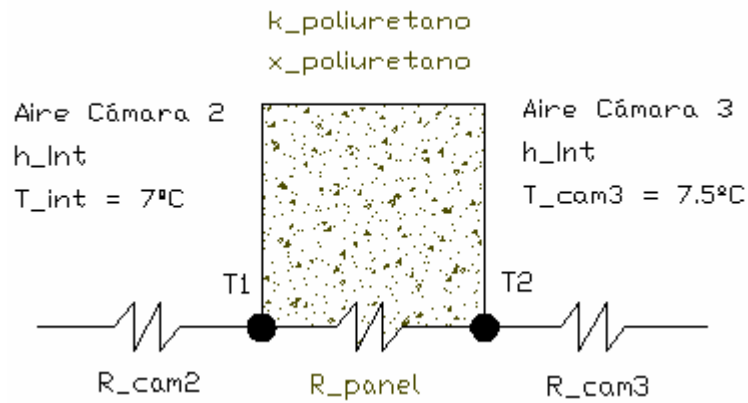
R_E Coeficiente total de transmisión de calor de la pared Este

$$R_E = R_{cam1} + R_{panel} + R_{cam2}$$

$$R_E := \frac{1}{h_{int} \cdot A_E} + \frac{x_{poliuretano}}{k_{poliuretano} \cdot A_E} + \frac{1}{h_{int} \cdot A_E}$$

$$R_E = 0.067 \cdot \text{hr} \cdot \frac{\text{F}}{\text{BTU}}$$

- *Pared Oeste*



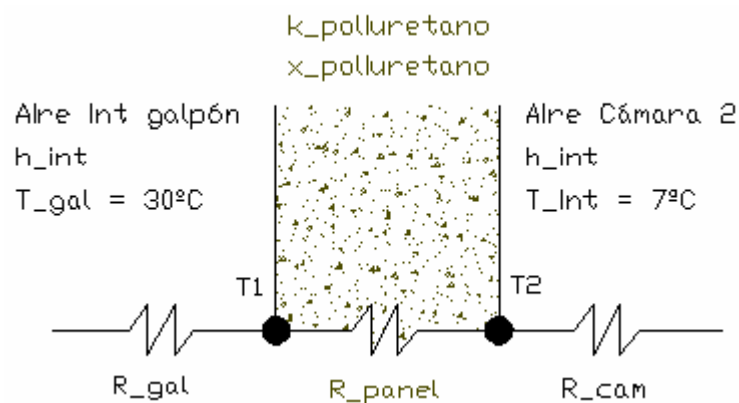
R_O Coeficiente total de transmisión de calor de la pared Oeste

$$R_O = R_{cam2} + R_{panel} + R_{cam3}$$

$$R_O := \frac{1}{h_{int} \cdot A_O} + \frac{x_{poliuretano}}{k_{poliuretano} \cdot A_O} + \frac{1}{h_{int} \cdot A_O}$$

$$R_O = 0.067 \cdot \text{hr} \cdot \frac{\text{F}}{\text{BTU}}$$

- *Techo*



R_T Coeficiente total de transmisión de calor del techo

R_{gal} Coeficiente de transmisión de calor del aire dentro del galpón

$$R_T = R_{gal} + R_{panel} + R_{cam}$$

$$R_T := \frac{1}{h_{int} \cdot A_T} + \frac{x_{poliuretano}}{k_{poliuretano} \cdot A_T} + \frac{1}{h_{int} \cdot A_T}$$

$$R_T = 0.021 \cdot \text{hr} \cdot \frac{\text{F}}{\text{BTU}}$$

VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA

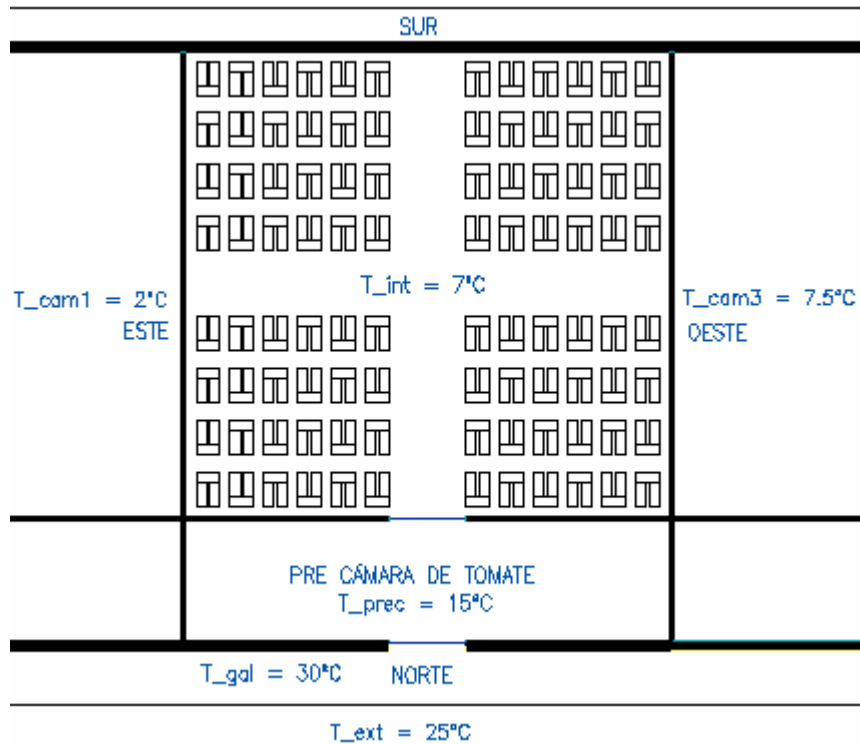


Figura 5.13 Influencia de temperaturas Cámara 2

$T_{\text{ext}} := 25\text{-C}$	Temperatura ambiente
$T_{\text{int}} := 7\text{-C}$	Temperatura dentro de la cámara
$T_{\text{gal}} := 30\text{-C}$	Temperatura dentro del galpón
$T_{\text{prec}} := 15\text{-C}$	Temperatura de la precámara
$T_{\text{cam1}} := 2\text{-C}$	Temperatura de la cámara 1
$T_{\text{cam3}} := 7.5\text{-C}$	Temperatura de la cámara 3

- *Pared Norte*

$$\Delta T_N := T_{\text{prec}} - T_{\text{int}}$$

$$\Delta T_N = 8\text{C}$$

$$^{58} \Delta T_N := 46.4\text{-F}$$

⁵⁸ ΔT Variación de temperatura

- *Pared Sur*

$$\Delta T_S := T_{\text{ext}} - T_{\text{int}}$$

$$\Delta T_S = 18\text{C}$$

$$\Delta T_S := 64.4\text{-F}$$

- *Pared Este*

$$\Delta T_E := T_{\text{int}} - T_{\text{cam1}}$$

$$\Delta T_E = 5\text{C}$$

$$\Delta T_E := 41\text{-F}$$

- *Pared Oeste*

$$\Delta T_O := T_{\text{cam3}} - T_{\text{int}}$$

$$\Delta T_O = 0.5\text{C}$$

$$\Delta T_O := 32.9\text{-F}$$

- *Techo*

$$\Delta T_T := T_{\text{gal}} - T_{\text{int}}$$

$$\Delta T_T = 23\text{C}$$

$$\Delta T_T := 73.4\text{-F}$$

CANTIDAD DE CALOR TRANSFERIDO

Q_N cantidad de calor transferido en la pared Norte

$$Q_N := \frac{\Delta T_N}{R_N}$$

$$Q_N = 212.202\text{W}$$

$$Q_N = 724.064 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

Q_S cantidad de calor transferido en la pared Sur

$$Q_S := \frac{\Delta T_S}{R_S}$$

$$Q_S = 289.273 \text{ W}$$

$$Q_S = 987.04 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

Q_E cantidad de calor transferido en la pared Este

$$Q_E := \frac{\Delta T_E}{R_E}$$

$$Q_E = 180.43 \text{ W}$$

$$Q_E = 615.654 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

Q_O cantidad de calor transferido en la pared Oeste

$$Q_O := \frac{\Delta T_O}{R_O}$$

$$Q_O = 144.784 \text{ W}$$

$$Q_O = 494.025 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

Q_T cantidad de calor transferido en la pared Techo

$$Q_T := \frac{\Delta T_T}{R_T}$$

$$Q_T = 1.027 \times 10^3 \text{ W}$$

$$Q_T = 3.505 \times 10^3 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$Q_{\text{Tpared}} := Q_N + Q_S + Q_E + Q_O + Q_T$$

$$Q_{\text{Tpared}} = 1.854 \times 10^3 \text{ W}$$

$$Q_{\text{Tpared}} = 6.326 \times 10^3 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

Transmisión de calor a través de paredes y techo.

5.4.2.3 Infiltración de calor por cambios de aire

Se da al abrirse la puerta de un espacio refrigerado, provocando que el aire caliente del exterior entre al espacio y reemplace al aire más frío. Se lo calcula a partir de la siguiente fórmula:

$$Q = V_{int} \cdot Ca \cdot Fca$$

Donde:

V_{int} Volumen interior de la cámara

Ca Número de cambios de aire

Fca Factor de cambio de aire

CÁLCULO DEL VOLUMEN INTERIOR DE LA CÁMARA

$$L := 9.18\text{-m}$$

$$L = 30.118\text{-ft}$$

$$A := 9.54\text{-m}$$

$$A = 31.299\text{-ft}$$

$$H := 3\text{-m}$$

$$H = 9.843\text{-ft}$$

$$V_{int} := L \cdot A \cdot H$$

$$V_{int} = 262.732\text{-m}^3$$

$$V_{int} = 9.278 \times 10^3\text{-ft}^3$$

NÚMERO DE CAMBIOS DE AIRE

Ca Coeficiente de números de cambio de aire

$$Ca := 0.41 \cdot \frac{1}{\text{hr}}$$

Tabla 10-8A "Roy J. Dossat"

FACTOR DE CAMBIOS DE AIRE

Fca Factor de cambios de aire

$$Fca := 0.74 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{ft}^3}$$

Tabla 10-7A "Roy J. Dossat"

CANTIDAD DE CALOR POR CAMBIOS DE AIRE

$$Q_{\text{Tcambios}} := V_{\text{int}} \cdot C_a \cdot F_{ca}$$

$$Q_{\text{Tcambios}} = 2.815 \times 10^3 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

Infiltración de calor de cambios de aire

5.4.2.4 Calor que cede el producto

Este calor disipado depende de las siguientes características:

- La temperatura del espacio refrigerado.
- La cantidad de producto.
- El calor específico del producto.
- La temperatura inicial del producto.
- Recipientes y condiciones de almacenamiento del producto.

$$Q = m \cdot C_p \cdot \Delta T$$

Donde:

m Cantidad en lb del producto que entra diariamente.

C_p Calor específico del producto a enfriar.

ΔT Variación de temperatura del producto.

CALOR CEDIDO POR EL TOMATE DE ÁRBOL



Figura 5.14 Almacenamiento de Tomate

Cálculo de la cantidad de tomate que entra a la cámara

Para este análisis se considera ocho horas de trabajo diario; y el almacenamiento se da en cajas de madera que contienen 150 tomates cada una.

$$m_{\text{tomate}} := 0.34 \cdot \text{lb} \quad \text{Peso promedio del tomate de árbol}^{59}$$

$$N_{\text{tomates}} := 4050 \cdot \frac{1}{\text{hr}} \quad \text{Número de tomates promedio a climatizar por hora}$$

$$m_{\text{Ttomate}} := m_{\text{tomate}} \cdot N_{\text{tomates}}$$

$$m_{\text{Ttomate}} = 1.377 \times 10^3 \cdot \frac{\text{lb}}{\text{hr}}$$

Calor específico del producto

$$C_{p_{\text{tomate}}} := 0.85 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot \text{F}} \quad \text{Fuente: INIAP}$$

Variación de temperatura del producto.

$$T_{\text{ini}} := 15 \cdot \text{C} \quad \text{Temperatura inicial del tomate}$$

$$T_{\text{fi}} := 7 \cdot \text{C} \quad \text{Temperatura final del tomate}$$

$$\Delta T := T_{\text{ini}} - T_{\text{fi}}$$

$$\Delta T = 8 \text{ C} \quad \Delta T := 46.4 \text{ F}$$

Cantidad de calor de los tomates

$$Q_{\text{Ttomate}} := m_{\text{Ttomate}} \cdot C_{p_{\text{tomate}}} \cdot \Delta T$$

$$Q_{\text{Ttomate}} = 5.431 \times 10^4 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} \quad \text{Calor por hora de trabajo}$$

⁵⁹ Peso tomado experimentalmente con la utilización de una balanza.

CALOR CEDIDO POR LAS CAJAS DE MADERA

Es la cantidad de calor que se requiere eliminar de las cajas para llegar a la misma temperatura de conservación del tomate.

Cálculo de la cantidad de cajas que entra a la cámara

$$m_{\text{caja}} := 4.2 \cdot \text{lb} \quad \text{Peso promedio de la caja}$$

$$m_{\text{caja}} = 1.905 \cdot \text{kg}$$

$$N_{\text{cajas}} := 27 \cdot \frac{1}{\text{hr}} \quad \text{Número de cajas por hora}$$

$$m_{\text{Tcaja}} := m_{\text{caja}} \cdot N_{\text{cajas}}$$

$$m_{\text{Tcaja}} = 113.4 \cdot \frac{\text{lb}}{\text{hr}}$$

Calor específico de la caja de madera suave

$$C_{p_{\text{caja}}} := 0.67 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot \text{F}} \quad \text{Apéndice A, Tabla A-3 "Incropera"}$$

Cantidad total de calor de las cajas

$$Q_{\text{Tcaja}} := m_{\text{Tcaja}} \cdot C_{p_{\text{caja}}} \cdot \Delta T$$

$$Q_{\text{Tcaja}} = 3.525 \times 10^3 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} \quad \text{Calor por hora de trabajo}$$

CANTIDAD TOTAL DE CALOR DEL PRODUCTO QUE INGRESA A LA CÁMARA.

$$Q_{\text{Tproducto}} := Q_{\text{Ttomate}} + Q_{\text{Tcaja}}$$

$$Q_{\text{Tproducto}} = 5.783 \times 10^4 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} \quad \text{Calor que cede el producto}$$

5.4.2.5 Calor de respiración del producto

Las frutas continúan con vida después de su recolección mientras están almacenadas y ese calor debe ser considerado como una parte de la carga del producto mientras estén a una temperatura superior a la temperatura de almacenamiento.

La cantidad de calor involucrada en el proceso de respiración depende del tipo y temperatura del producto. Dicho calor viene dado por la siguiente ecuación:

$$Q = m_Ttomate * Cr$$

Donde:

Cr Factor del calor de respiración

m_Ttomate Masa Total de tomates

FACTOR DE CALOR DE RESPIRACIÓN

Cr Factor de calor de respiración del tomate de árbol

$$Cr := 0.027 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot \text{hr}} \quad \text{Tabla 10-13 "Roy J. Dossat"}$$

CALOR DE RESPIRACIÓN

$$Q_Trespiracion := m_Ttomate \cdot Cr \cdot 1hr$$

$$Q_Trespiracion = 37.179 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} \quad \text{Calor de respiración del producto}$$

5.4.2.6 Ganancia térmica de fuentes internas

Las cargas varias consisten principalmente del calor cedido por el alumbrado, los motores eléctricos que funcionan dentro del espacio y por las personas que están trabajando en el interior de la cámara. Cada una de estas cargas se cuantifica por las siguientes expresiones:

$$\text{Alumbrado} = \text{Watt} * 3.42 \frac{\text{BTU}}{\text{W hr}}$$

Donde:

Watt Es la potencia en Watts del alumbrado

$$\text{Motores Eléctricos} = \text{Fcm} * \text{Pot}$$

Donde:

Fcm Factor de calor producido por motores

Pot Potencia en hp del motor

$$\text{Personas} = \text{Fcp} * \text{Np}$$

Donde:

Fcp Factor de calor producido por las personas

Np Personas promedio que circulan al interior de la cámara

- Cálculo de calor por el alumbrado

$$\text{Watt} := 540 \cdot \text{W} \quad 9 \text{ Lámparas de } 60 \text{ W}$$

$$\text{Alumbrado} := \text{Watt} \cdot 3.42 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{W} \cdot \text{hr}}$$

$$\text{Alumbrado} = 541.244 \text{ W}$$

$$\text{Alumbrado} = 1.847 \times 10^3 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

- Cálculo de calor por los motores eléctricos

$$\text{Fcm} := 4000 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hp} \cdot \text{hr}} \quad \text{Tabla 14-10 "Edward G. Pita"}$$

$$\text{Pot} := \frac{1}{4} \cdot \text{hp}$$

Número de motores de los ventiladores para tres unidades evaporadoras en la cámara

$$N_{\text{motores}} := 6 \quad 60$$

$$\text{Motorelectrico} := F_{\text{cm}} \cdot \text{Pot} \cdot N_{\text{motores}}$$

$$\text{Motorelectrico} = 1.758 \times 10^3 \text{ W}$$

$$\text{Motorelectrico} = 6 \times 10^3 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

- Cálculo de calor por las personas

$$F_{\text{cp}} := 888 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} \quad \text{Factor para una temperatura de } 7^{\circ}\text{C}$$

Tabla 10-15 "Roy J. Dossat"

$$N_{\text{p}} := 3$$

$$\text{Personas} := F_{\text{cp}} \cdot N_{\text{p}}$$

$$\text{Personas} = 780.741 \text{ W}$$

$$\text{Personas} = 2.664 \times 10^3 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

CANTIDAD TOTAL DE CALOR POR CARGAS VARIAS

$$Q_{\text{Tvarias}} := \text{Alumbrado} + \text{Motorelectrico} + \text{Personas}$$

$$Q_{\text{Tvarias}} = 3.08 \times 10^3 \text{ W}$$

$$Q_{\text{Tvarias}} = 1.051 \times 10^4 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

Ganancia térmica de fuentes internas

5.4.2.7 Cantidad total de calor de la cámara destinada al almacenamiento de tomate de árbol

La sumatoria de las cargas ya establecidas nos permite conocer un máximo posible de calor a eliminar en el proceso de climatización.

$$Q_{\text{Tpared}} = 6.326 \times 10^3 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

⁶⁰ ANEXO C.2. Catalogo Bohn.

$$Q_{T\text{producto}} = 5.783 \times 10^4 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$Q_{T\text{cambios}} = 2.815 \times 10^3 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$Q_{T\text{respiracion}} = 37.179 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$Q_{T\text{varias}} = 1.051 \times 10^4 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$Q_{\text{camara2}} := Q_{T\text{pared}} + Q_{T\text{producto}} + Q_{T\text{cambios}} + Q_{T\text{respiracion}} + Q_{T\text{varias}}$$

$$Q_{\text{camara2}} = 2.272 \times 10^4 \text{ W}$$

$$Q_{\text{camara2}} = 7.752 \times 10^4 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

Por consideraciones de prevención en la selección de equipos se incrementa el 10% de la carga total, como factor de seguridad.

$$Q_{T\text{seguridad}} := 0.1 \cdot Q_{\text{camara2}}$$

$$Q_{T\text{seguridad}} = 2.272 \times 10^3 \text{ W}$$

$$Q_{T\text{seguridad}} = 7.752 \times 10^3 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$Q_{T\text{camara2}} := Q_{\text{camara2}} + Q_{T\text{seguridad}}$$

$$Q_{T\text{camara2}} = 2.499 \times 10^4 \text{ W}$$

Ganancia térmica total de la Cámara 2 destinada al almacenamiento de Tomate de Árbol.

$$Q_{T\text{camara2}} = 8.528 \times 10^4 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

Ésta es la cantidad de calor que debe eliminarse durante el almacenamiento de tomate de árbol; posteriormente en base a este resultado se elegirá un equipo de acuerdo a su capacidad de enfriamiento.

5.4.3 Cámara destinada al almacenamiento de Babacos

5.4.3.1 Transmisión de calor a través del piso

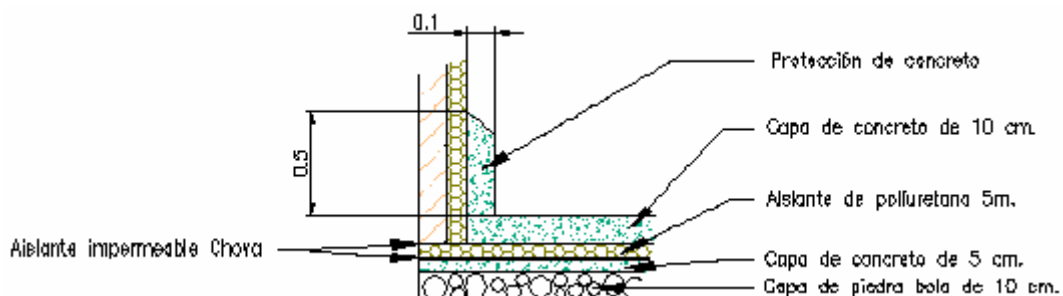
La finalidad de establecer la carga térmica a través del piso se da por el interés de diseñar correctamente el tratamiento que debe darse al suelo de todas las cámaras de climatización para evitar variaciones de temperatura por pérdidas de calor en este medio.

Debemos considerar que el piso debe soportar grandes cargas y resistir el uso pesado en un ambiente húmedo.

5.4.3.1.1 Con aislamiento térmico⁶¹

En la cámara destinada al almacenamiento de rosas se pudo determinar que el piso debe contar con aislamiento térmico; por tanto, se aplica la misma hipótesis de diseño para este producto.

Al aplicar tratamiento al suelo de la cámara nos aseguramos que la cantidad de calor que se filtre será insignificante que prácticamente es considerada despreciable; como consecuencia, es la mejor alternativa en cuanto a diseño se trate ya que reduce la cantidad de carga que el equipo deberá eliminar y por ende su capacidad de enfriamiento.



⁶¹ JOSÉ ALARCÓN, Tratado Práctico de Refrigeración Automática. Aislamiento, sistema o dispositivo que impide la transmisión de calor.

5.4.3.2 Transmisión de calor a través de paredes y techo

Dicha pérdida se la cuantifica tomando en cuenta que existe convección y conducción de calor del ambiente a las paredes de la estructura (pared-panel de poliuretano) y al interior de la cámara de climatización⁶².

$$Q = \frac{\Delta T}{R_T}$$

Donde:

Q Cantidad de calor transferido en Btu/h

ΔT Diferencia de temperatura a través de la pared

R_T Resistencia total de transmisión de calor hr.F/BTU

La ecuación anterior se basa en analogías eléctricas que nos permiten simplificar el cálculo de transferencia de calor a través de las paredes.

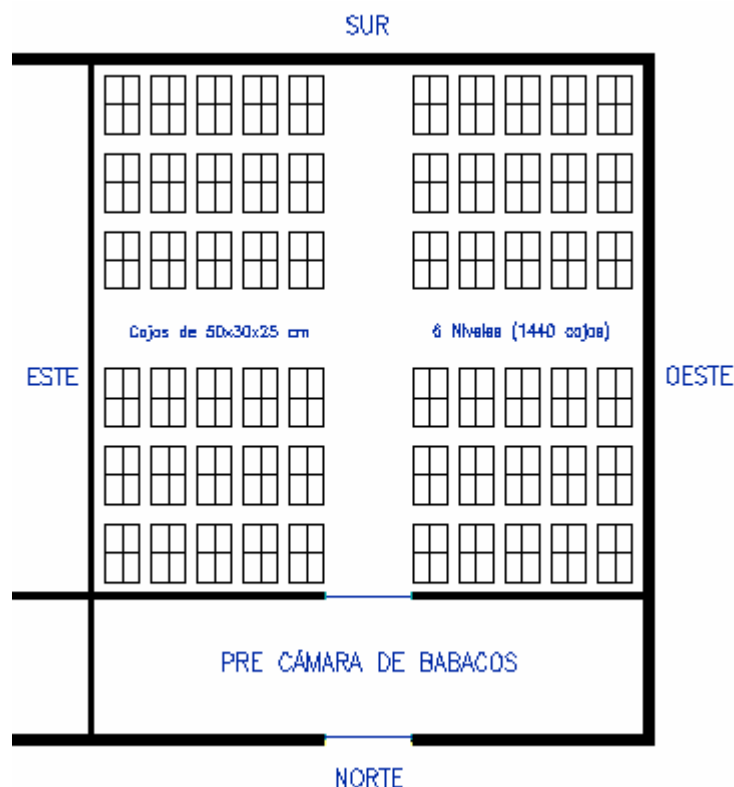


Figura 5.15 Orientación geográfica de la cámara 3

⁶² ROY J. DOSSAT, Principios de Refrigeración. Capítulo 10. Pág. 113 – 127.

CÁLCULO DE ÁREAS

L Longitud de la pared

H Altura de la pared

A Área de la pared

- Pared Norte

$$L_N := 9.54\text{-m}$$

$$L_N = 31.299\text{-ft}$$

$$H := 3\text{-m}$$

$$H = 9.843\text{-ft}$$

$$A_N := L_N \cdot H$$

$$A_N = 28.62\text{m}^2$$

$$A_N = 308.063\text{-ft}^2$$

- Pared Sur

$$L_S := 9.54\text{-m}$$

$$L_S = 31.299\text{-ft}$$

$$A_S := L_S \cdot H$$

$$A_S = 28.62\text{m}^2$$

$$A_S = 308.063\text{-ft}^2$$

- Pared Este

$$L_E := 9.18\text{-m}$$

$$L_E = 30.118\text{-ft}$$

$$A_E := L_E \cdot H$$

$$A_E = 27.54\text{m}^2$$

$$A_E = 296.438\text{-ft}^2$$

- Pared Oeste

$$L_O := 9.18\text{-m}$$

$$L_O = 30.118\text{-ft}$$

$$A_O := L_O \cdot H$$

$$A_O = 27.54\text{m}^2$$

$$A_O = 296.438\text{-ft}^2$$

- Techo

$$L_T := 9.54\text{-m}$$

$$L_T = 31.299\text{-ft}$$

$$\text{Ancho}_T := 9.18\text{-m}$$

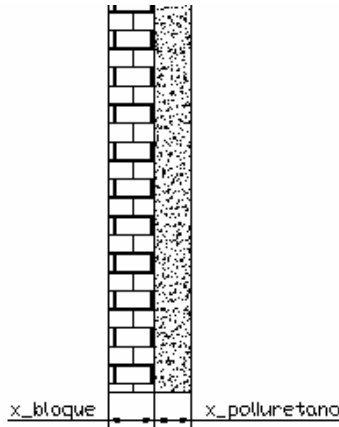
$$\text{Ancho}_T = 30.118\text{-ft}$$

$$A_T := L_T \cdot \text{Ancho}_T$$

$$A_T = 87.577\text{m}^2$$

$$A_T = 942.673\text{-ft}^2$$

COEFICIENTE TOTAL DE TRANSMISIÓN DE CALOR (Analogía Eléctrica)



$$x_{\text{bloque}} := 4\text{-in}$$

Espesor de la pared de bloque

$$x_{\text{poliuretano}} := 3.15\text{-in}$$

Espesor de la pared del aislante

El espesor del poliuretano es el mismo para paredes y techo, equivalente a 80 mm.

Constantes de conducción térmica⁶³:

k_bloque

constante de conducción térmica del bloque

k_poliuretano

constante de conducción térmica del poliuretano

h_amb

constante de convección térmica del aire tranquilo en el ambiente

h_int

constante de convección térmica del aire en movimiento en el interior

$$k_{\text{bloque}} := 5.6 \frac{\text{BTU} \cdot \text{in}}{\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{F}}$$

$$h_{\text{amb}} := 4 \frac{\text{BTU}}{\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{F}}$$

Aire tranquilo

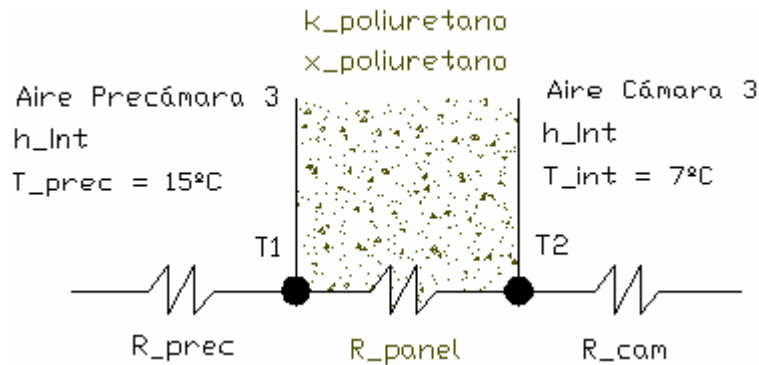
⁶³ FOXMANCOL. Tecnología de Refrigeración. <http://foxmancol.googlepages.com>

$$k_{\text{poliuretano}} := 0.17 \cdot \frac{\text{BTU} \cdot \text{in}}{\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{F}}$$

$$h_{\text{int}} := 1.65 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{F}}$$

Aire en movimiento

- Pared Norte



R_N Coeficiente total de transmisión de calor de la pared Norte

R_{prec} Coeficiente de transmisión de calor de la precámara 3

R_{panel} Coeficiente de transmisión de calor del panel

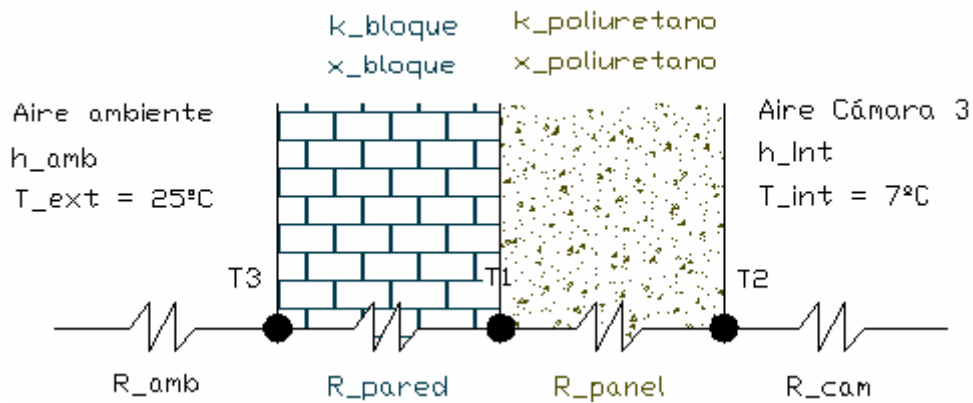
R_{cam} Coeficiente de transmisión de calor del aire de la cámara 3

$$R_N = R_{\text{prec}} + R_{\text{panel}} + R_{\text{cam}}$$

$$R_N := \frac{1}{h_{\text{int}} \cdot A_N} + \frac{x_{\text{poliuretano}}}{k_{\text{poliuretano}} \cdot A_N} + \frac{1}{h_{\text{int}} \cdot A_N}$$

$$R_N = 0.064 \cdot \text{hr} \cdot \frac{\text{F}}{\text{BTU}}$$

- Pared Sur



R_{amb} Coeficiente de transmisión de calor del aire del medio ambiente

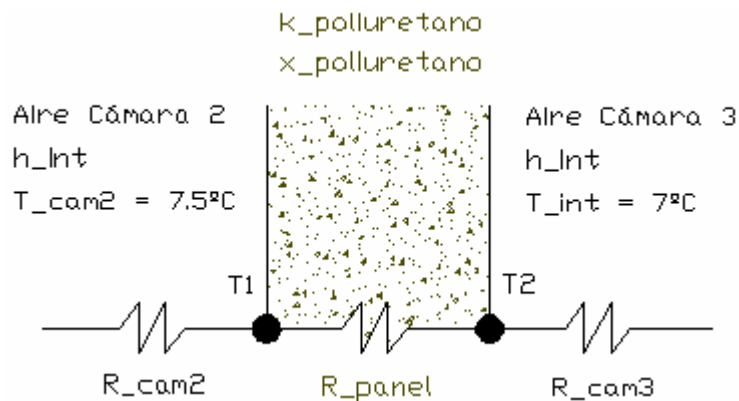
R_S Coeficiente total de transmisión de calor de la pared Sur

$$R_S = R_{amb} + R_{pared} + R_{panel} + R_{cam}$$

$$R_S := \frac{1}{h_{amb} \cdot A_S} + \frac{x_{bloque}}{k_{bloque} \cdot A_S} + \frac{x_{poliuretano}}{k_{poliuretano} \cdot A_S} + \frac{1}{h_{int} \cdot A_S}$$

$$R_S = 0.065 \cdot \text{hr} \cdot \frac{\text{F}}{\text{BTU}}$$

- *Pared Este*



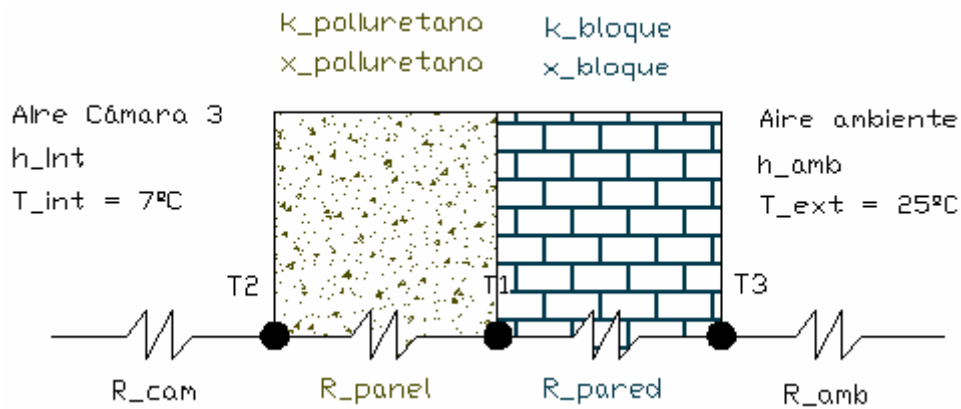
R_E Coeficiente total de transmisión de calor de la pared Este

$$R_E = R_{cam2} + R_{panel} + R_{cam3}$$

$$R_E := \frac{1}{h_{int} \cdot A_E} + \frac{x_{poliuretano}}{k_{poliuretano} \cdot A_E} + \frac{1}{h_{int} \cdot A_E}$$

$$R_E = 0.067 \cdot \text{hr} \cdot \frac{\text{F}}{\text{BTU}}$$

- *Pared Oeste*



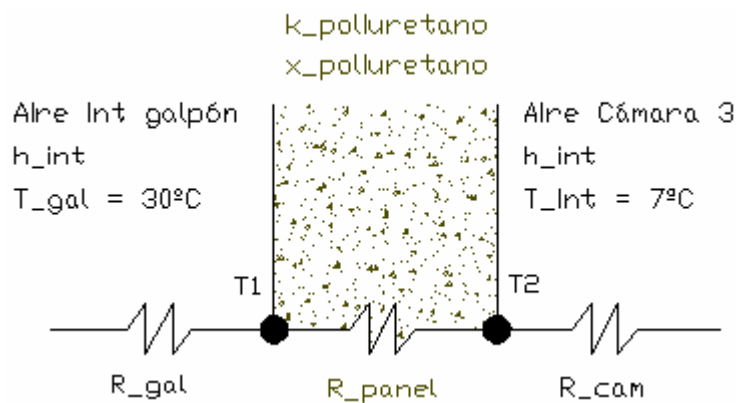
R_O Coeficiente total de transmisión de calor de la pared Oeste

$$R_O = R_{cam} + R_{panel} + R_{pared} + R_{amb}$$

$$R_O := \frac{1}{h_{int} \cdot A_O} + \frac{x_{poliuretano}}{k_{poliuretano} \cdot A_O} + \frac{x_{bloque}}{k_{bloque} \cdot A_O} + \frac{1}{h_{amb} \cdot A_O}$$

$$R_O = 0.068 \cdot \text{hr} \cdot \frac{\text{F}}{\text{BTU}}$$

- *Techo*



R_T Coeficiente total de transmisión de calor del techo

R_{gal} Coeficiente de transmisión de calor del aire dentro del galpón

$$R_T = R_{gal} + R_{panel} + R_{cam}$$

$$R_T := \frac{1}{h_{int} \cdot A_T} + \frac{x_{poliuretano}}{k_{poliuretano} \cdot A_T} + \frac{1}{h_{int} \cdot A_T}$$

$$R_T = 0.021 \cdot \text{hr} \cdot \frac{\text{F}}{\text{BTU}}$$

VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA

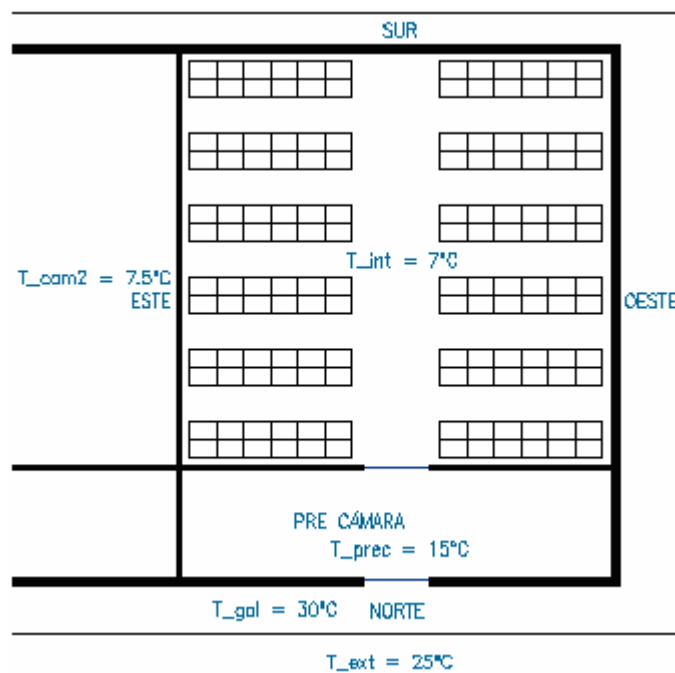


Figura 5.16 Influencia de temperaturas Cámara 3

T _{ext} := 25-C	Temperatura ambiente
T _{int} := 7-C	Temperatura dentro de la cámara
T _{gal} := 30-C	Temperatura dentro del galpón
T _{prec} := 15-C	Temperatura de la precámara
T _{cam2} := 7.5-C	Temperatura de la cámara 2

- Pared Norte

$$\Delta T_N := T_{prec} - T_{int}$$

$$\Delta T_N = 8 \text{ C}$$

$${}^{64} \Delta T_N := 46.4 \cdot \text{F}$$

- *Pared Sur*

$$\Delta T_S := T_{\text{ext}} - T_{\text{int}}$$

$$\Delta T_S = 18 \text{ C}$$

$$\Delta T_S := 64.4 \cdot \text{F}$$

- *Pared Este*

$$\Delta T_E := T_{\text{cam2}} - T_{\text{int}}$$

$$\Delta T_E = 0.5 \text{ C}$$

$$\Delta T_E := 32.9 \cdot \text{F}$$

- *Pared Oeste*

$$\Delta T_O := T_{\text{ext}} - T_{\text{int}}$$

$$\Delta T_O = 18 \text{ C}$$

$$\Delta T_O := 64.4 \cdot \text{F}$$

- *Techo*

$$\Delta T_T := T_{\text{gal}} - T_{\text{int}}$$

$$\Delta T_T = 23 \text{ C}$$

$$\Delta T_T := 73.4 \cdot \text{F}$$

CANTIDAD DE CALOR TRANSFERIDO

Q_N cantidad de calor transferido en la pared Norte

$$Q_N := \frac{\Delta T_N}{R_N}$$

$$Q_N = 212.202 \text{ W}$$

$$Q_N = 724.064 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

Q_S cantidad de calor transferido en la pared Sur

⁶⁴ ΔT Variación de temperatura

$$Q_S := \frac{\Delta T_S}{R_S}$$

$$Q_S = 289.273 \text{ W}$$

$$Q_S = 987.04 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

Q_E cantidad de calor transferido en la pared Este

$$Q_E := \frac{\Delta T_E}{R_E}$$

$$Q_E = 144.784 \text{ W}$$

$$Q_E = 494.025 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

Q_O cantidad de calor transferido en la pared Oeste

$$Q_O := \frac{\Delta T_O}{R_O}$$

$$Q_O = 278.357 \text{ W}$$

$$Q_O = 949.793 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

Q_T cantidad de calor transferido en la pared Techo

$$Q_T := \frac{\Delta T_T}{R_T}$$

$$Q_T = 1.027 \times 10^3 \text{ W}$$

$$Q_T = 3.505 \times 10^3 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$Q_{\text{Tpared}} := Q_N + Q_S + Q_E + Q_O + Q_T$$

$$Q_{\text{Tpared}} = 1.952 \times 10^3 \text{ W}$$

$$Q_{\text{Tpared}} = 6.66 \times 10^3 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

Transmisión de calor a través de paredes y techo.

5.4.3.3 Infiltración de calor por cambios de aire

Se da al abrirse la puerta de un espacio refrigerado, provocando que el aire caliente del exterior entre al espacio y reemplace al aire más frío. Se lo calcula a partir de la siguiente fórmula:

$$Q = V_{int} \cdot Ca \cdot Fca$$

Donde:

V_{int} Volumen interior de la cámara

Ca Número de cambios de aire

Fca Factor de cambio de aire

CÁLCULO DEL VOLUMEN INTERIOR DE LA CÁMARA

$$L := 9.1 \cdot m$$

$$L = 29.856 \cdot ft$$

$$A := 9.6 \cdot m$$

$$A = 31.496 \cdot ft$$

$$H := 3 \cdot m$$

$$H = 9.843 \cdot ft$$

$$V_{int} := L \cdot A \cdot H$$

$$V_{int} = 262.08 \cdot m^3$$

$$V_{int} = 9.255 \times 10^3 \cdot ft^3$$

NÚMERO DE CAMBIOS DE AIRE

Ca

Coeficiente de números de cambio de aire

$$Ca := 0.41 \cdot \frac{1}{hr}$$

Tabla 10-8A "Roy J. Dossat"

FACTOR DE CAMBIOS DE AIRE

Fca

Factor de cambios de aire

$$Fca := 0.74 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{ft}^3}$$

Tabla 10-7A "Roy J. Dossat"

CANTIDAD DE CALOR POR CAMBIOS DE AIRE

$$Q_{\text{Tcambios}} := V_{\text{int}} \cdot Ca \cdot Fca$$

$$Q_{\text{Tcambios}} = 2.808 \times 10^3 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

Infiltración de calor de cambios de aire

5.4.3.4 Calor que cede el producto

Este calor disipado depende de las siguientes características:

- La temperatura del espacio refrigerado.
- La cantidad de producto.
- El calor específico del producto.
- La temperatura inicial del producto.
- Recipientes y condiciones de almacenamiento del producto.

$$Q = m \cdot Cp \cdot \Delta T$$

Donde:

m Cantidad en lb del producto que entra diariamente.

Cp Calor específico del producto a enfriar.

ΔT Variación de temperatura del producto.

CALOR CEDIDO POR LOS BABACOS



Figura 5.17 Almacenamiento de Babacos

Cálculo de la cantidad de Babacos que entra a la cámara

Para este análisis se considera ocho horas de trabajo diario; y el almacenamiento se da en cajas que contienen 12 babacos cada una.

$m_{\text{babaco}} := 3\text{-lb}$ Peso promedio del babaco ⁶⁵

$N_{\text{babacos}} := 420 \cdot \frac{1}{\text{hr}}$ Número estimado de babacos a climatizar por hora

$m_{\text{Tbabaco}} := m_{\text{babaco}} \cdot N_{\text{babacos}}$

$m_{\text{Tbabaco}} = 1.26 \times 10^3 \cdot \frac{\text{lb}}{\text{hr}}$

Calor específico del producto

$C_{p_{\text{babaco}}} := 0.93 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot \text{F}}$ Fuente: INIAP

Variación de temperatura del producto.

$T_{\text{ini}} := 15\text{-C}$ Temperatura inicial del babaco

$T_{\text{fi}} := 7\text{-C}$ Temperatura final del babaco

$\Delta T := T_{\text{ini}} - T_{\text{fi}}$

⁶⁵ Peso tomado experimentalmente con la utilización de una balanza.

$$\Delta T = 8\text{ C} \quad \Delta T := 46.4\text{-F}$$

Cantidad de calor de los Babacos

$$Q_{\text{Tbabaco}} := m_{\text{Tbabaco}} \cdot C_{p_{\text{babaco}}} \cdot \Delta T$$

$$Q_{\text{Tbabaco}} = 5.437 \times 10^4 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} \quad \text{Calor por hora de trabajo}$$

CALOR CEDIDO POR LAS CAJAS DE CARTÓN

Es la cantidad de calor que se requiere eliminar de las cajas para llegar a la misma temperatura de conservación del babaco.

Cálculo de la cantidad de cajas que entra a la cámara

$$m_{\text{caja}} := 3.5\text{-lb} \quad \text{Peso promedio de la caja}$$

$$m_{\text{caja}} = 1.588\text{-kg}$$

$$N_{\text{cajas}} := 35 \cdot \frac{1}{\text{hr}} \quad \text{Número de cajas por hora}$$

$$m_{\text{Tcaja}} := m_{\text{caja}} \cdot N_{\text{cajas}}$$

$$m_{\text{Tcaja}} = 122.5 \cdot \frac{\text{lb}}{\text{hr}}$$

Calor específico de la caja de cartón

$$C_{p_{\text{caja}}} := 0.38 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{lb}\cdot\text{F}} \quad \text{Fuente: Foxmancol, Refrigeración.}$$

Cantidad total de calor de las gavetas

$$Q_{\text{Tcaja}} := m_{\text{Tcaja}} \cdot C_{p_{\text{caja}}} \cdot \Delta T$$

$$Q_{\text{Tcaja}} = 2.16 \times 10^3 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} \quad \text{Calor por hora de trabajo.}$$

CANTIDAD TOTAL DE CALOR DEL PRODUCTO QUE INGRESA A LA CÁMARA.

$$Q_{T\text{producto}} := Q_{T\text{babaco}} + Q_{T\text{caja}}$$

$$Q_{T\text{producto}} = 5.653 \times 10^4 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} \quad \text{Calor que cede el producto}$$

5.4.3.5 Calor de respiración del producto

Las frutas continúan con vida después de su recolección mientras están almacenadas y ese calor debe ser considerado como una parte de la carga del producto mientras estén a una temperatura superior a la temperatura de almacenamiento.

La cantidad de calor involucrada en el proceso de respiración depende del tipo y temperatura del producto. Dicho calor viene dado por la siguiente ecuación:

$$Q = m_{T\text{babaco}} * Cr$$

Donde:

Cr Factor del calor de respiración

m_{Tbabaco} Masa total de Babaco

FACTOR DE CALOR DE RESPIRACIÓN

Cr Factor de calor de respiración del babaco

$$Cr := 0.033 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr} \cdot \text{lb}} \quad \text{Fuente: Infoagro.com}$$

CALOR DE RESPIRACIÓN

$$Q_{T\text{respiracion}} := m_{T\text{babaco}} \cdot Cr \cdot 1 \cdot \text{hr}$$

$$Q_{T\text{respiracion}} = 41.58 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} \quad \text{Calor de respiración del producto}$$

5.4.3.6 Ganancia térmica de fuentes internas

Las cargas varias consisten principalmente del calor cedido por el alumbrado, los motores eléctricos que funcionan dentro del espacio y por las personas que están trabajando en el interior de la cámara. Cada una de estas cargas se cuantifica por las siguientes expresiones:

$$\text{Alumbrado} = \text{Watt} * 3.42 \frac{\text{BTU}}{\text{W hr}}$$

Donde:

Watt Es la potencia en Watts del alumbrado

$$\text{Motores Eléctricos} = \text{Fcm} * \text{Pot}$$

Donde:

Fcm Factor de calor producido por motores

Pot Potencia en hp del motor

$$\text{Personas} = \text{Fcp} * \text{Np}$$

Donde:

Fcp Factor de calor producido por las personas

Np Personas promedio que circulan al interior de la cámara.

- Cálculo de calor por el alumbrado

$$\text{Watt} := 540 \cdot \text{W}$$

9 Lámparas de 60 W

$$\text{Alumbrado} := \text{Watt} \cdot 3.42 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{W} \cdot \text{hr}}$$

$$\text{Alumbrado} = 541.244 \text{ W}$$

$$\text{Alumbrado} = 1.847 \times 10^3 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

- Cálculo de calor por los motores eléctricos

$$F_{cm} := 4000 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hp} \cdot \text{hr}} \quad \text{Tabla 14-10 "Edward G. Pita"}$$

$$\text{Pot} := \frac{1}{4} \cdot \text{hp}$$

Número de motores de los ventiladores para dos unidades evaporadoras en la cámara.

$$N_{\text{motores}} := 6 \quad 66$$

$$\text{Motorelectrico} := F_{cm} \cdot \text{Pot} \cdot N_{\text{motores}}$$

$$\text{Motorelectrico} = 1.758 \times 10^3 \text{ W}$$

$$\text{Motorelectrico} = 6 \times 10^3 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

- Cálculo de calor por las personas

$$F_{cp} := 888 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} \quad \begin{array}{l} \text{Factor para una temperatura de } 7^\circ\text{C} \\ \text{Tabla 10-15 "Roy J. Dossat"} \end{array}$$

$$N_p := 3$$

$$\text{Personas} := F_{cp} \cdot N_p$$

$$\text{Personas} = 780.741 \text{ W}$$

$$\text{Personas} = 2.664 \times 10^3 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

CANTIDAD TOTAL DE CALOR POR CARGAS VARIAS

$$Q_{\text{Tvarias}} := \text{Alumbrado} + \text{Motorelectrico} + \text{Personas}$$

$$Q_{\text{Tvarias}} = 3.08 \times 10^3 \text{ W}$$

$$Q_{\text{Tvarias}} = 1.051 \times 10^4 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

Ganancia térmica de fuentes internas

⁶⁶ ANEXO C.2. Catalogo Bohn.

5.4.3.7 Cantidad total de calor de la cámara destinada al almacenamiento de Babacos

La sumatoria de las cargas ya establecidas nos permite conocer un máximo posible de calor a eliminar en el proceso de climatización.

$$Q_{Tpared} = 6.66 \times 10^3 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$Q_{Tproducto} = 5.653 \times 10^4 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$Q_{Tcambios} = 2.808 \times 10^3 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$Q_{Trespiracion} = 41.58 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$Q_{Tvarias} = 1.051 \times 10^4 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$Q_{camara3} := Q_{Tpared} + Q_{Tproducto} + Q_{Tcambios} + Q_{Trespiracion} + Q_{Tvarias}$$

$$Q_{camara3} = 2.244 \times 10^4 \text{ W}$$

$$Q_{camara3} = 7.655 \times 10^4 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

Por consideraciones de prevención en la selección de equipos se incrementa el 10% de la carga total, como factor de seguridad.

$$Q_{Tseguridad} := 0.1 \cdot Q_{camara3}$$

$$Q_{Tseguridad} = 2.244 \times 10^3 \text{ W}$$

$$Q_{Tseguridad} = 7.655 \times 10^3 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$Q_{Tcamara3} := Q_{camara3} + Q_{Tseguridad}$$

$$Q_{Tcamara3} = 2.468 \times 10^4 \text{ W}$$

Ganancia térmica total de la Cámara 3 destinada al almacenamiento de Babacos

$$Q_{Tcamara3} = 8.421 \times 10^4 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

Ésta es la cantidad de calor que debe eliminarse durante el almacenamiento de babacos; posteriormente en base a este resultado se elegirá un equipo de acuerdo a su capacidad de enfriamiento.

5.4.4 Cámara destinada al almacenamiento de Piñas

5.4.4.1 Transmisión de calor a través del piso

La finalidad de establecer la carga térmica a través del piso se da por el interés de diseñar correctamente el tratamiento que debe darse al suelo de todas las cámaras de climatización para evitar variaciones de temperatura por pérdidas de calor en este medio.

Debemos considerar que el piso debe soportar grandes cargas y resistir el uso pesado en un ambiente húmedo.

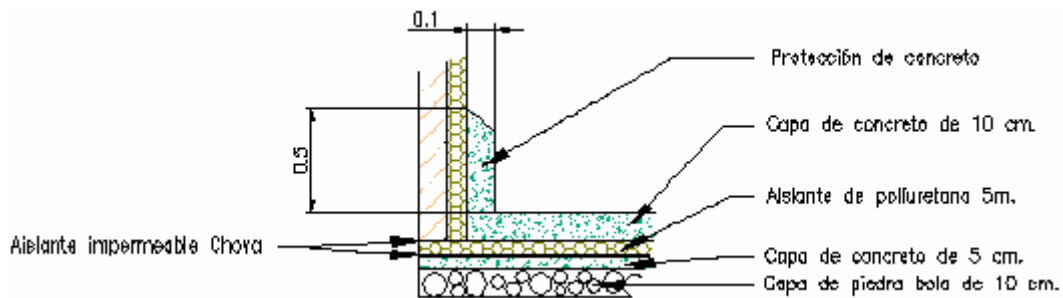
5.4.4.1.1 Con aislamiento térmico⁶⁷

En la cámara destinada al almacenamiento de rosas se pudo determinar que el piso debe contar con aislamiento térmico; por tanto, se aplica la misma hipótesis de diseño para este producto.

Al aplicar tratamiento al suelo de la cámara nos aseguramos que la cantidad de calor que se filtre será insignificante que prácticamente es considerada despreciable; como consecuencia, es la mejor alternativa en cuanto a diseño

⁶⁷ JOSÉ ALARCÓN, Tratado Práctico de Refrigeración Automática. Aislamiento, sistema o dispositivo que impide la transmisión de calor.

se trate ya que reduce la cantidad de carga que el equipo deberá eliminar y por ende su capacidad de enfriamiento.



5.4.4.2 Transmisión de calor a través de paredes y techo

Dicha pérdida se la cuantifica tomando en cuenta que existe convección y conducción de calor del ambiente a las paredes de la estructura (pared-panel de poliuretano) y al interior de la cámara de climatización⁶⁸.

$$Q = \frac{\Delta T}{R_T}$$

Donde:

Q Cantidad de calor transferido en Btu/h

ΔT Diferencia de temperatura a través de la pared

R_T Resistencia total de transmisión de calor hr.F/BTU

La ecuación anterior se basa en analogías eléctricas que nos permiten simplificar el cálculo de transferencia de calor a través de las paredes.

⁶⁸ ROY J. DOSSAT, Principios de Refrigeración. Capítulo 10. Pág. 130 – 145.

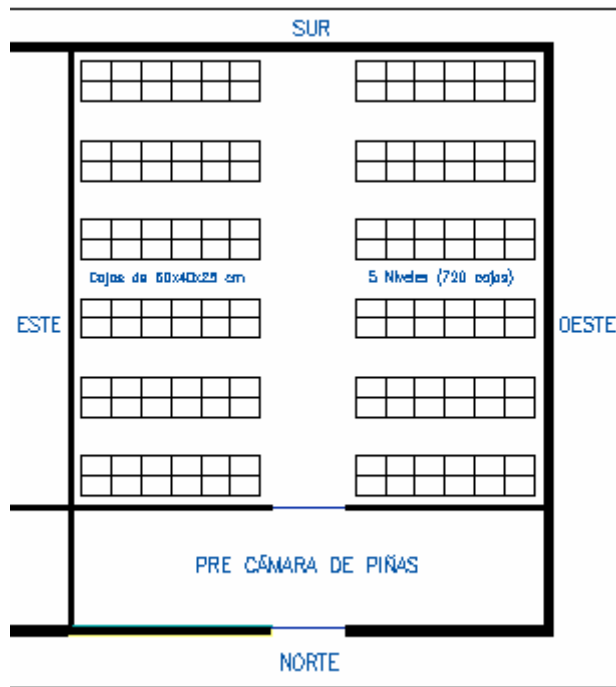


Figura 5.18 Orientación geográfica de la cámara 3

CÁLCULO DE ÁREAS

- L Longitud de la pared
- H Altura de la pared
- A Área de la pared

- *Pared Norte*

$$L_N := 9.54\text{-m} \qquad L_N = 31.299\text{-ft}$$

$$H := 3\text{-m} \qquad H = 9.843\text{-ft}$$

$$A_N := L_N \cdot H$$

$$A_N = 28.62\text{m}^2 \qquad A_N = 308.063\text{-ft}^2$$

- *Pared Sur*

$$L_S := 9.54\text{-m} \qquad L_S = 31.299\text{-ft}$$

$$A_S := L_S \cdot H$$

$$A_S = 28.62 \text{ m}^2$$

$$A_S = 308.063 \text{ ft}^2$$

- *Pared Este*

$$L_E := 9.18 \text{ m}$$

$$L_E = 30.118 \text{ ft}$$

$$A_E := L_E \cdot H$$

$$A_E = 27.54 \text{ m}^2$$

$$A_E = 296.438 \text{ ft}^2$$

- *Pared Oeste*

$$L_O := 9.18 \text{ m}$$

$$L_O = 30.118 \text{ ft}$$

$$A_O := L_O \cdot H$$

$$A_O = 27.54 \text{ m}^2$$

$$A_O = 296.438 \text{ ft}^2$$

- *Techo*

$$L_T := 9.54 \text{ m}$$

$$L_T = 31.299 \text{ ft}$$

$$\text{Ancho}_T := 9.18 \text{ m}$$

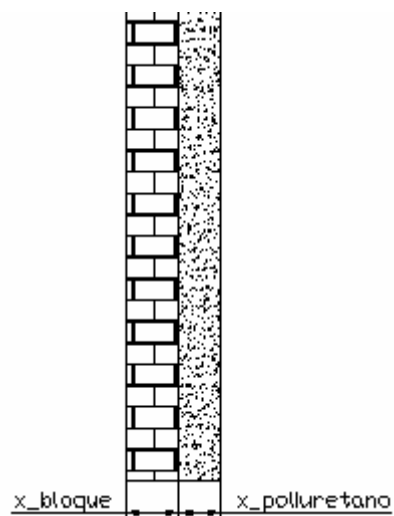
$$\text{Ancho}_T = 30.118 \text{ ft}$$

$$A_T := L_T \cdot \text{Ancho}_T$$

$$A_T = 87.577 \text{ m}^2$$

$$A_T = 942.673 \text{ ft}^2$$

COEFICIENTE TOTAL DE TRANSMISIÓN DE CALOR (Analogía Eléctrica)



$x_{\text{bloque}} := 4\text{-in}$

Espesor de la pared de bloque

$x_{\text{poliuretano}} := 3.15\text{-in}$

Espesor de la pared del aislante

El espesor del poliuretano es el mismo para paredes y techo, equivalente a 80 mm.

Constantes de conducción y convección térmica⁶⁹:

k_{bloque} constante de conducción térmica del bloque

$k_{\text{poliuretano}}$ constante de conducción térmica del poliuretano

h_{amb} constante de convección térmica del aire tranquilo en el ambiente

h_{int} constante de convección térmica del aire en movimiento en el interior

$$k_{\text{bloque}} := 5.6 \cdot \frac{\text{BTU} \cdot \text{in}}{\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{F}}$$

$$h_{\text{amb}} := 4 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{F}}$$

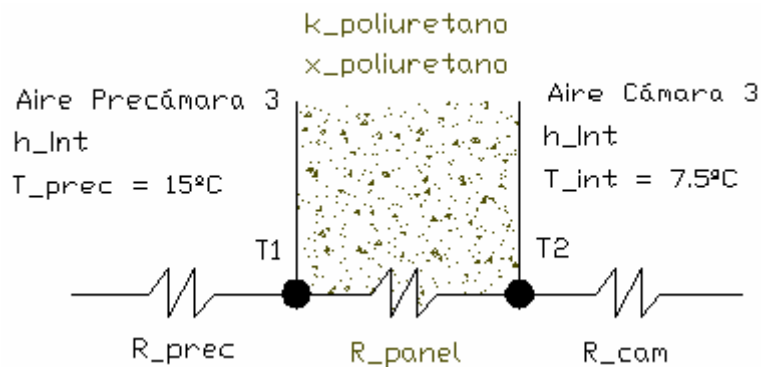
Aire tranquilo

$$k_{\text{poliuretano}} := 0.17 \cdot \frac{\text{BTU} \cdot \text{in}}{\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{F}}$$

$$h_{\text{int}} := 1.65 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{F}}$$

Aire en movimiento

- *Pared Norte*



R_{N} Coeficiente total de transmisión de calor de la pared Norte

R_{prec} Coeficiente de transmisión de calor de la precámara 3

R_{panel} Coeficiente de transmisión de calor del panel

R_{cam} Coeficiente de transmisión de calor del aire de la cámara 3

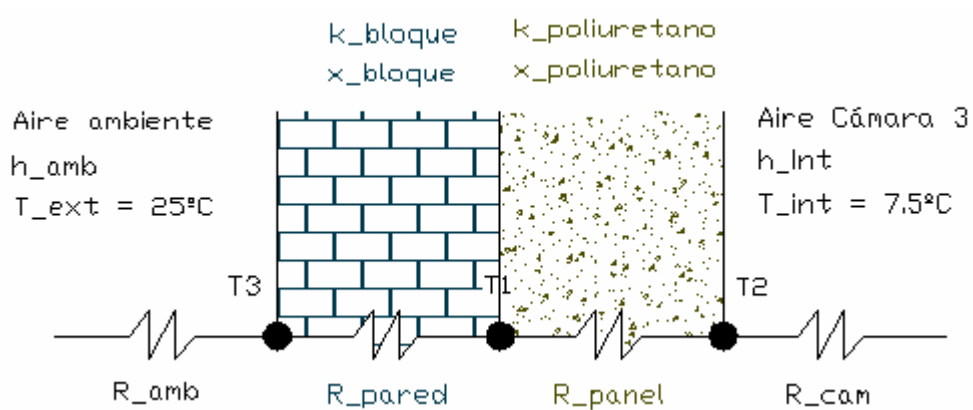
⁶⁹ FOXMANCOL. Tecnología de Refrigeración. <http://foxmancol.googlepages.com>

$$R_N = R_{prec} + R_{panel} + R_{cam}$$

$$R_N := \frac{1}{h_{int} \cdot A_N} + \frac{x_{poliuretano}}{k_{poliuretano} \cdot A_N} + \frac{1}{h_{int} \cdot A_N}$$

$$R_N = 0.064 \cdot \text{hr} \cdot \frac{\text{F}}{\text{BTU}}$$

- *Pared Sur*



R_{amb} Coeficiente de transmisión de calor del aire del medio ambiente

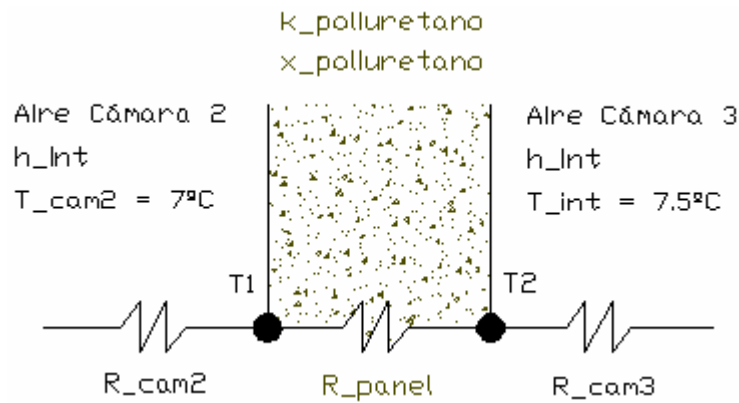
R_S Coeficiente total de transmisión de calor de la pared Sur

$$R_S = R_{amb} + R_{pared} + R_{panel} + R_{cam}$$

$$R_S := \frac{1}{h_{amb} \cdot A_S} + \frac{x_{bloque}}{k_{bloque} \cdot A_S} + \frac{x_{poliuretano}}{k_{poliuretano} \cdot A_S} + \frac{1}{h_{int} \cdot A_S}$$

$$R_S = 0.065 \cdot \text{hr} \cdot \frac{\text{F}}{\text{BTU}}$$

- *Pared Este*



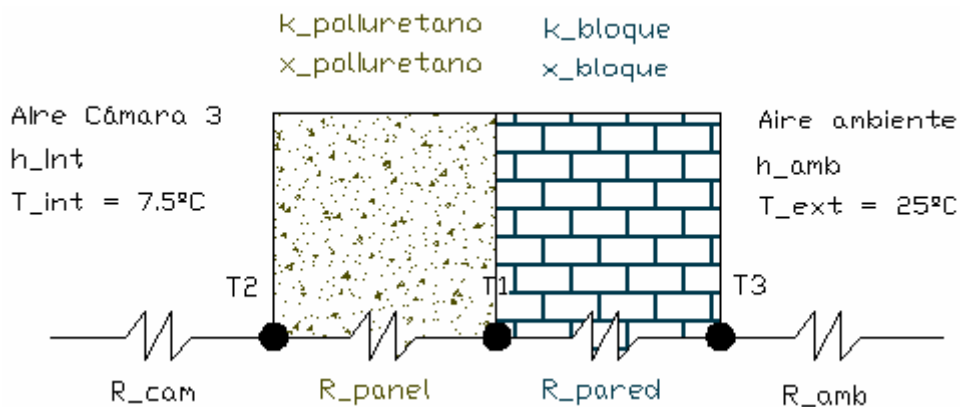
R_E Coeficiente total de transmisión de calor de la pared Este

$$R_E = R_{cam2} + R_{panel} + R_{cam3}$$

$$R_E := \frac{1}{h_{int} \cdot A_E} + \frac{x_{poliuretano}}{k_{poliuretano} \cdot A_E} + \frac{1}{h_{int} \cdot A_E}$$

$$R_E = 0.067 \cdot \text{hr} \cdot \frac{\text{F}}{\text{BTU}}$$

- Pared Oeste



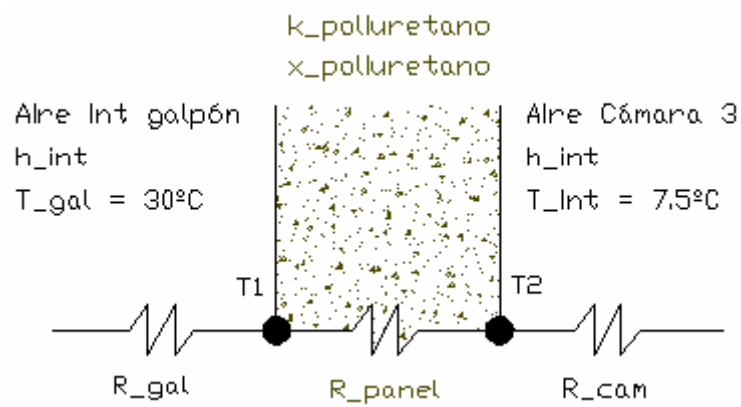
R_O Coeficiente total de transmisión de calor de la pared Oeste

$$R_O = R_{cam} + R_{panel} + R_{pared} + R_{amb}$$

$$R_O := \frac{1}{h_{int} \cdot A_O} + \frac{x_{poliuretano}}{k_{poliuretano} \cdot A_O} + \frac{x_{bloque}}{k_{bloque} \cdot A_O} + \frac{1}{h_{amb} \cdot A_O}$$

$$R_{_O} = 0.068 \cdot \text{hr} \cdot \frac{\text{F}}{\text{BTU}}$$

- *Techo*



$R_{_T}$ Coeficiente total de transmisión de calor del techo

R_{gal} Coeficiente de transmisión de calor del aire dentro del galpón

$$R_{_T} = R_{gal} + R_{panel} + R_{cam}$$

$$R_{_T} := \frac{1}{h_{int} \cdot A_T} + \frac{x_{poliuretano}}{k_{poliuretano} \cdot A_T} + \frac{1}{h_{int} \cdot A_T}$$

$$R_{_T} = 0.021 \cdot \text{hr} \cdot \frac{\text{F}}{\text{BTU}}$$

VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA

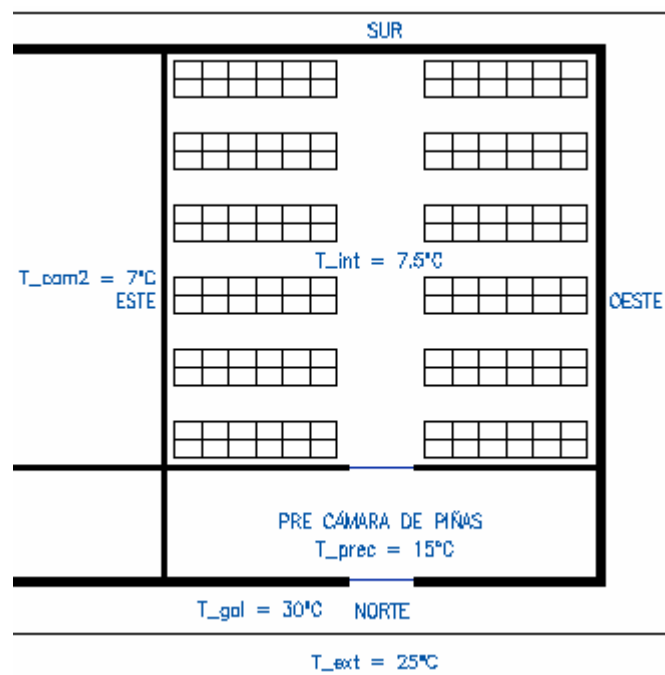


Figura 5.19 Influencia de temperaturas Cámara 3

- $T_{ext} := 25\text{-C}$ Temperatura ambiente
- $T_{int} := 7.5\text{-C}$ Temperatura dentro de la cámara
- $T_{gal} := 30\text{-C}$ Temperatura dentro del galpón
- $T_{prec} := 15\text{-C}$ Temperatura de la precámara
- $T_{cam2} := 7\text{-C}$ Temperatura en la cámara 2

- *Pared Norte*

$$\Delta T_N := T_{prec} - T_{int}$$

$$\Delta T_N = 7.5\text{C} \qquad \overset{70}{\Delta T_N} := 45.5\text{-F}$$

- *Pared Sur*

$$\Delta T_S := T_{ext} - T_{int}$$

$$\Delta T_S = 17.5\text{C} \qquad \Delta T_S := 63.5\text{-F}$$

- *Pared Este*

$$\Delta T_E := T_{int} - T_{cam2}$$

⁷⁰ ΔT Variación de temperatura

$$\Delta T_E = 0.5 \text{ C}$$

$$\Delta T_E := 32.9 \text{ F}$$

- *Pared Oeste*

$$\Delta T_O := T_{\text{ext}} - T_{\text{int}}$$

$$\Delta T_O = 17.5 \text{ C}$$

$$\Delta T_O := 63.5 \text{ F}$$

- *Techo*

$$\Delta T_T := T_{\text{gal}} - T_{\text{int}}$$

$$\Delta T_T = 22.5 \text{ C}$$

$$\Delta T_T := 72.5 \text{ F}$$

CANTIDAD DE CALOR TRANSFERIDO

Q_N cantidad de calor transferido en la pared Norte

$$Q_N := \frac{\Delta T_N}{R_N}$$

$$Q_N = 208.086 \text{ W}$$

$$Q_N = 710.019 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

Q_S cantidad de calor transferido en la pared Sur

$$Q_S := \frac{\Delta T_S}{R_S}$$

$$Q_S = 285.23 \text{ W}$$

$$Q_S = 973.246 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

Q_E cantidad de calor transferido en la pared Este

$$Q_E := \frac{\Delta T_E}{R_E}$$

$$Q_E = 144.784 \text{ W}$$

$$Q_E = 494.025 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

Q_O cantidad de calor transferido en la pared Oeste

$$Q_O := \frac{\Delta T_O}{R_O}$$

$$Q_O = 274.467 \text{ W}$$

$$Q_O = 936.52 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

Q_T cantidad de calor transferido en la pared Techo

$$Q_T := \frac{\Delta T_T}{R_T}$$

$$Q_T = 1.015 \times 10^3 \text{ W}$$

$$Q_T = 3.462 \times 10^3 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$Q_{\text{Tpared}} := Q_N + Q_S + Q_E + Q_O + Q_T$$

$$Q_{\text{Tpared}} = 1.927 \times 10^3 \text{ W}$$

$$Q_{\text{Tpared}} = 6.576 \times 10^3 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} \quad \text{Transmisión de calor a través de paredes y techo.}$$

5.4.4.3 Infiltración de calor por cambios de aire

Se da al abrirse la puerta de un espacio refrigerado, provocando que el aire caliente del exterior entre al espacio y reemplace al aire más frío. Se lo calcula a partir de la siguiente fórmula:

$$Q = V_{\text{int.}} \cdot C_a \cdot F_{\text{ca}}$$

Donde:

Vint Volumen interior de la cámara

Ca Número de cambios de aire

Fca Factor de cambio de aire

CÁLCULO DEL VOLUMEN INTERIOR DE LA CÁMARA

$$\underline{L} := 9.18\text{-m}$$

$$L = 30.118\text{-ft}$$

$$\underline{A} := 9.54\text{-m}$$

$$A = 31.299\text{-ft}$$

$$\underline{H} := 3\text{-m}$$

$$H = 9.843\text{-ft}$$

$$V_{\text{int}} := L \cdot A \cdot H$$

$$V_{\text{int}} = 262.732\text{-m}^3$$

$$V_{\text{int}} = 9.278 \times 10^3\text{-ft}^3$$

NÚMERO DE CAMBIOS DE AIRE

Ca Coeficiente de números de cambio de aire

$$Ca := 0.41 \cdot \frac{1}{\text{hr}} \quad \text{Tabla 10-8A "Roy J. Dossat"}$$

FACTOR DE CAMBIOS DE AIRE

Fca Factor de cambios de aire

$$Fca := 0.74 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{ft}^3} \quad \text{Tabla 10-7A "Roy J. Dossat"}$$

CANTIDAD DE CALOR POR CAMBIOS DE AIRE

$$Q_{\text{Tcambios}} := V_{\text{int}} \cdot Ca \cdot Fca$$

$$Q_{\text{Tcambios}} = 2.815 \times 10^3 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

Infiltración de calor de cambios de aire

5.4.4.4 Calor que cede el producto

Este calor disipado depende de las siguientes características:

- La temperatura del espacio refrigerado.
- La cantidad de producto.
- El calor específico del producto.
- La temperatura inicial del producto.
- Recipientes y condiciones de almacenamiento del producto.

$$Q = m * C_p * \Delta T$$

Donde:

m Cantidad en lb del producto que entra diariamente.

C_p Calor específico del producto a enfriar.

ΔT Variación de temperatura del producto.

CALOR CEDIDO POR LAS PIÑAS



Figura 5.20 Almacenamiento de Piñas

Cálculo de la cantidad de piñas que entra a la cámara

Para este análisis se considera ocho horas de trabajo diario; y el almacenamiento se da en cajas de cartón que contienen 6 piñas cada una.

$m_{\text{piña}} := 4.5 \cdot \text{lb}$ Peso promedio de una piña⁷¹

$N_{\text{piñas}} := 288 \cdot \frac{1}{\text{hr}}$ Número estimado de piñas a climatizar por hora

$m_{\text{Tpiñas}} := m_{\text{piña}} \cdot N_{\text{piñas}}$

$m_{\text{Tpiñas}} = 1.296 \times 10^3 \cdot \frac{\text{lb}}{\text{hr}}$

Calor específico del producto

$C_{p_{\text{piña}}} := 0.9 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot \text{F}}$ Tabla 10-9 "Roy J. Dossat"

Variación de temperatura del producto.

$T_{\text{ini}} := 15 \cdot \text{C}$ Temperatura inicial de la piña

$T_{\text{fi}} := 7.5 \cdot \text{C}$ Temperatura final de la piña

$\Delta T := T_{\text{ini}} - T_{\text{fi}}$

$\Delta T = 7.5 \text{ C}$ $\Delta T := 45.5 \cdot \text{F}$

Cantidad de calor de las rosas

$Q_{\text{Tpiñas}} := m_{\text{Tpiñas}} \cdot C_{p_{\text{piña}}} \cdot \Delta T$

$Q_{\text{Tpiñas}} = 5.307 \times 10^4 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$ Calor por hora de trabajo

CALOR CEDIDO POR LAS CAJAS DE CARTÓN

Es la cantidad de calor que se requiere eliminar de las cajas para llegar a la misma temperatura de conservación de las piñas.

⁷¹ Peso tomado experimentalmente con la utilización de una balanza.

Cálculo de la cantidad de cajas que entra a la cámara

$m_{\text{caja}} := 1750 \cdot \text{gm}$ Peso promedio de la caja

$$m_{\text{caja}} = 3.858 \cdot \text{lb}$$

$N_{\text{cajas}} := 48 \cdot \frac{1}{\text{hr}}$ Número de cajas por hora

$$m_{\text{Tcaja}} := m_{\text{caja}} \cdot N_{\text{cajas}}$$

$$m_{\text{Tcaja}} = 185.188 \cdot \frac{\text{lb}}{\text{hr}}$$

Calor específico de la caja de cartón

$C_{p_caja} := 0.38 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot \text{F}}$ Fuente: Foxmancol, Refrigeración.

Cantidad total de calor de las cajas

$$Q_{\text{Tcaja}} := m_{\text{Tcaja}} \cdot C_{p_caja} \cdot \Delta T$$

$$Q_{\text{Tcaja}} = 3.202 \times 10^3 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} \quad \text{Calor por hora de trabajo}$$

CANTIDAD TOTAL DE CALOR DEL PRODUCTO QUE INGRESA A LA CÁMARA.

$$Q_{\text{Tproducto}} := Q_{\text{Tpiñas}} + Q_{\text{Tcaja}}$$

$$Q_{\text{Tproducto}} = 5.627 \times 10^4 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} \quad \text{Calor que cede el producto}$$

5.4.4.5 Calor de respiración del producto

Las frutas continúan con vida después de su recolección mientras están almacenadas y ese calor debe ser considerado como una parte de la carga del producto mientras estén a una temperatura superior a la temperatura de almacenamiento.

La cantidad de calor involucrada en el proceso de respiración depende del tipo y temperatura del producto. Dicho calor viene dado por la siguiente ecuación:

$$Q = m_Tpiñas * Cr$$

Donde:

Cr Factor del calor de respiración

m_Tpiñas Masa Total de piñas

FACTOR DE CALOR DE RESPIRACIÓN

Cr Factor de calor de respiración de la piña

$$Cr := 0.033 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr} \cdot \text{lb}} \quad \text{Fuente: Infoagro.com}$$

CALOR DE RESPIRACIÓN

$$Q_Trespiracion := m_Tpiñas \cdot Cr \cdot 1 \cdot \text{hr}$$

$$Q_Trespiracion = 42.768 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} \quad \text{Calor de respiración del producto}$$

5.4.4.6 Ganancia térmica de fuentes internas

Las cargas varias consisten principalmente del calor cedido por el alumbrado, los motores eléctricos que funcionan dentro del espacio y por las personas que están trabajando en el interior de la cámara. Cada una de estas cargas se cuantifica por las siguientes expresiones:

$$\text{Alumbrado} = \text{Watt} * 3.42 \frac{\text{BTU}}{\text{W hr}}$$

Donde:

Watt Es la potencia en Watts del alumbrado

$$\text{Motores Eléctricos} = F_{cm} * Pot$$

Donde:

F_{cm} Factor de calor producido por motores

Pot Potencia en hp del motor

$$Personas = F_{cp} * N_p$$

Donde:

F_{cp} Factor de calor producido por las personas

N_p Personas promedio que circulan al interior de la cámara.

- Cálculo de calor por el alumbrado

$$Watt := 540 \cdot W \quad 9 \text{ Lámparas de } 60 \text{ W}$$

$$Alumbrado := Watt \cdot 3.42 \cdot \frac{BTU}{W \cdot hr}$$

$$Alumbrado = 541.244 \text{ W}$$

$$Alumbrado = 1.847 \times 10^3 \cdot \frac{BTU}{hr}$$

- Cálculo de calor por los motores eléctricos

$$F_{cm} := 4000 \cdot \frac{BTU}{hp \cdot hr} \quad \text{Tabla 14-10 "Edward G. Pita"}$$

$$Pot := \frac{1}{4} \cdot hp$$

Número de motores de los ventiladores para dos unidades evaporadoras en la cámara.

$$N_{\text{motores}} := 6 \quad 72$$

$$Motorelectrico := F_{cm} \cdot Pot \cdot N_{\text{motores}}$$

$$Motorelectrico = 1.758 \times 10^3 \text{ W}$$

$$Motorelectrico = 6 \times 10^3 \cdot \frac{BTU}{hr}$$

⁷² ANEXO C.2. Catalogo Bohn.

- Cálculo de calor por las personas

$$F_{cp} := 888 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} \quad \text{Factor para una temperatura de } 7.5^{\circ}\text{C}$$

Tabla 10-15 "Roy J. Dossat"

$$N_p := 3$$

$$\text{Personas} := F_{cp} \cdot N_p$$

$$\text{Personas} = 780.741 \text{ W}$$

$$\text{Personas} = 2.664 \times 10^3 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

CANTIDAD TOTAL DE CALOR POR CARGAS VARIAS

$$Q_{T\text{varias}} := \text{Alumbrado} + \text{Motorelectrico} + \text{Personas}$$

$$Q_{T\text{varias}} = 3.08 \times 10^3 \text{ W}$$

$$Q_{T\text{varias}} = 1.051 \times 10^4 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} \quad \text{Ganancia térmica de fuentes internas}$$

5.4.4.7 Cantidad total de calor de la cámara destinada al almacenamiento de Piñas

La sumatoria de las cargas ya establecidas nos permite conocer un máximo posible de calor a eliminar en el proceso de climatización.

$$Q_{T\text{pared}} = 6.576 \times 10^3 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$Q_{T\text{producto}} = 5.627 \times 10^4 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$Q_{T\text{cambios}} = 2.815 \times 10^3 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$Q_{T\text{respiracion}} = 42.768 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$Q_{T\text{varias}} = 1.051 \times 10^4 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$Q_{\text{camara3}} := Q_{\text{Tpared}} + Q_{\text{Tproducto}} + Q_{\text{Tcambios}} + Q_{\text{Trespiracion}} + Q_{\text{Tvarias}}$$

$$Q_{\text{camara3}} = 2.222 \times 10^4 \text{ W}$$

$$Q_{\text{camara3}} = 7.582 \times 10^4 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

Por consideraciones de prevención en la selección de equipos se incrementa el 10% de la carga total, como factor de seguridad

$$Q_{\text{Tseguridad}} := 0.1 \cdot Q_{\text{camara3}}$$

$$Q_{\text{Tseguridad}} = 2.222 \times 10^3 \text{ W}$$

$$Q_{\text{Tseguridad}} = 7.582 \times 10^3 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$Q_{\text{Tcamara3}} := Q_{\text{camara3}} + Q_{\text{Tseguridad}}$$

$$Q_{\text{Tcamara3}} = 2.444 \times 10^4 \text{ W}$$

Ganancia térmica total de la Cámara 3 destinada al almacenamiento de Piñas

$$Q_{\text{Tcamara3}} = 8.34 \times 10^4 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

Ésta es la cantidad de calor que debe eliminarse durante el almacenamiento de Piñas; posteriormente en base a este resultado se elegirá un equipo de acuerdo a su capacidad de enfriamiento.

CAPÍTULO VI

SELECCIÓN DE EQUIPOS Y ACCESORIOS

6.1 Criterios de selección de equipos

El evaporador es el elemento que proporciona finalmente la temperatura y humedad necesaria para la conservación de los productos, mediante el cambio de estado en su interior del refrigerante a una presión y temperatura dada.

Por esta razón es indispensable el correcto diseño y selección de la mejor alternativa en unidades evaporadoras.

Para la selección de unidades evaporadoras y condensadoras se debe tomar en cuenta los siguientes aspectos:

1. Carga térmica de refrigeración.
 2. Temperatura y humedad requerida
 3. Presión.
 4. Tipo de refrigerante
 5. Dimensiones de la cámara.
 6. Circulación de aire.
 7. Sistema de descongelado
 8. Ubicación del Evaporador
- *Carga térmica de refrigeración:* De acuerdo a la cantidad de remoción de calor del espacio refrigerado, en función del producto a climatizar y los periodos de almacenamiento.

- *Temperatura y humedad requerida:* El almacenamiento en refrigeración es recomendado para muchos productos perecibles porque retrasa la respiración y otra actividad metabólica, el envejecimiento debido a la maduración, el reblandecimiento, y los cambios de la textura y color; la pérdida de humedad y el marchitamiento resultante.

Por este motivo debemos tener un control adecuado de la temperatura de que esta no baje ni suba, de lo contrario podría ocurrir daños en el producto.

La conservación de alimentos y otros productos no dependen no solo de la temperatura dentro de la cámara sino también de la humedad de la misma. Cuando es muy baja la humedad del espacio, se produce una deshidratación excesiva.

El factor más importante que regula la humedad es el diferencial de temperatura del evaporador. Mientras menor sea la diferencia de temperatura entre el refrigerante en el evaporador y el ambiente interior de la cámara, mayor será la humedad relativa en el espacio y de igual forma si al contrario el diferencial de temperatura es mayor, menor será la humedad relativa dentro de la cámara.

- *Presión:* Es un parámetro muy importante dentro de un sistema de refrigeración donde la presión de condensación es la de saturación correspondiente a la temperatura de la mezcla vapor-liquido en el condensador. Cuando el compresor empieza a trabajar, el vapor bombeado hacia el condensador no empezara de inmediato a condensarse debido a que no tiene un diferencial de temperatura entre el refrigerante y el medio condensante, por lo cual no existirá transferencia de calor.

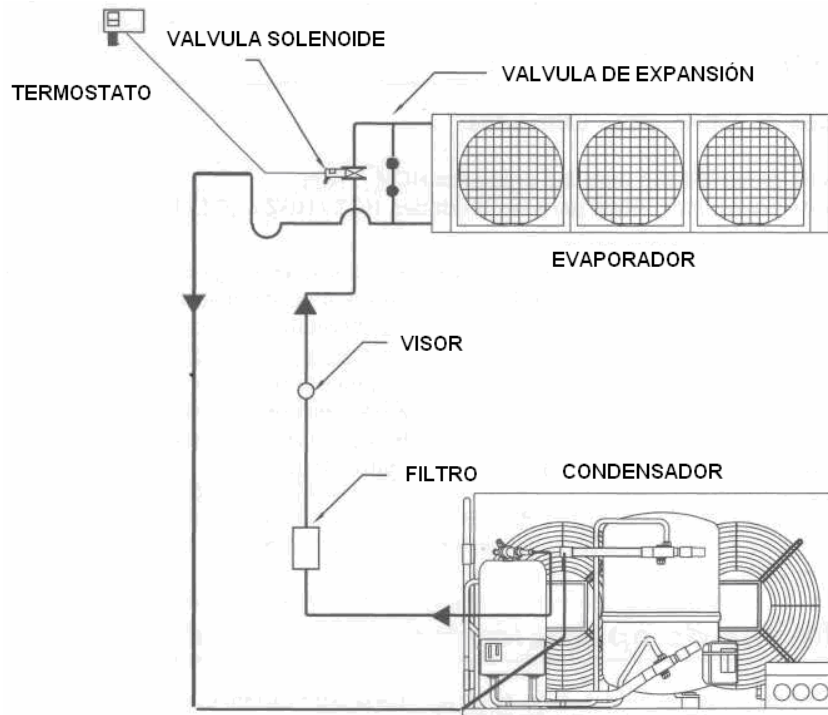
La presión del vapor en el condensador se aumentara hasta un punto en que la temperatura del vapor sea lo bastante alta que permita tener la velocidad requerida de transferencia de calor entre el refrigerante y el medio condensante.

- *Tipo de refrigerante:* De acuerdo a los estándares medio ambientales para el control de contaminación⁷³.
- *Dimensiones de la cámara:* Depende de la disponibilidad del espacio que va a ocupar el equipo dentro de la cámara. Puesto que existen varios tipos de evaporadoras con diferentes medidas. En nuestro caso seleccionamos una evaporadora de bajo perfil y con medidas adecuados para las dimensiones del cuarto.
- *Circulación de aire:* El tipo de circulación de aire que se selecciono en el de convección forzada, es decir con ventiladores que recircularan el aire. Lo que logramos con este sistema es que todo el aire se enfrié uniformemente, y mejoran la eficiencia de la unidad evaporadora.
- *Sistema de descongelado*⁷⁴: Varía de acuerdo a las temperaturas que se manejan en el interior de la cámara para lo cual se presentan opciones de deshielo natural, eléctrico y por gas caliente.
- *Ubicación del evaporador:* La obtención de toda la capacidad de los evaporadores depende de una adecuada ubicación de éstos en el espacio a refrigerar, así como el de mantenerlos razonablemente libres de escarcha gracias a un ciclaje adecuado de descongelamiento.

⁷³ CAPITULO VII, Impactos ambientales de los refrigerantes.

⁷⁴ RAPIN Y JACQUARD, Formulario del Frío.

(*) Fuente: Foxmancol Refrigeración, <http://foxmancol.googlepages.com>



Fuente: Catálogo Danfoss

Figura 6.1 Circuito de Refrigeración

Unidades evaporadoras:

La carga del evaporador es la misma carga necesaria calculada para la necesidad que se tiene o requiere. Uno de los factores importantes a tener en cuenta a la hora de seleccionar un evaporador es la ΔT del mismo. La ΔT ⁷⁵ del evaporador, tomada generalmente como la temperatura de diseño del espacio refrigerado y la temperatura de saturación del refrigerante correspondiente a la presión a la salida del evaporador.

$$\Delta T = T_{\text{AMBIENTE}} - T_{\text{SATURACIÓN_REFRIGERANTE}} \quad (6.1)$$

A medida que el ΔT es mayor, mayor será la capacidad del evaporador para retirar calor, para condiciones normales de diseño, en los manuales se tienen $\Delta T = 7^{\circ}\text{C}$ y $\Delta T = 10^{\circ}\text{C}$.

⁷⁵FOXMANCOL Refrigeración. Variación de Temperatura. <http://foxmancol.googlepages.com>

Es evidente entonces que un evaporador con un área superficial pequeña trabajando con una ΔT grande, podrá tener la misma capacidad que otro evaporador que tenga un área superficial más grande pero que tenga una ΔT más pequeña.

El ΔT también tiene efectos en la humedad del espacio refrigerado, mientras menor sea la ΔT , mayor será la humedad del espacio refrigerado, así mismo, a mayor ΔT , se tendrá menor humedad en el espacio refrigerado.

Como conclusión de lo expresado anteriormente se deduce que:

- La temperatura de saturación del refrigerante debe estar mínimo 7°C a 10°C por debajo de la temperatura del espacio refrigerado, para evaporadores con convección forzada.
- A mayor ΔT mayor será la absorción de calor del evaporador.
- Sabiendo la temperatura de saturación del refrigerante en el evaporador, se determina la presión de succión a la que debe operar el sistema.

Los fabricantes⁷⁶ poseen diversas fórmulas para hallar la potencia de los evaporadores. Los otros factores a tener en cuenta en la selección de un evaporador son:

- La capacidad del evaporador en Btu/hr, kcal/hr, Watt, etc.
- La temperatura de evaporación del refrigerante. Existen evaporadores de baja, media y alta temperatura de evaporación.
- El espaciado entre aletas. A menor temperatura de evaporación, mayor es la separación entre aletas.
- El caudal de aire que debe pasar por el mismo para obtener el rendimiento indicado por el fabricante.
- El número de toberas para los ventiladores.
- El tipo de deshielo.

⁷⁶ ANEXO C.2, Catálogo Bohn. Fabricantes.

Unidades condensadoras:

El calor total rechazado en el condensador incluye tanto el calor absorbido en el evaporador, como la energía equivalente del trabajo del compresor, así cualquier tipo de calor que el sistema adquiera en su ciclo.

La capacidad del condensador se da por medio de la multiplicación de la capacidad del evaporador por los factores de la siguiente tabla.

Tabla 6.1 Temperatura de evaporación vs. Capacidad del condensador

<i>Rango de Temperatura de Evaporación</i>	<i>Capacidad del Condensador</i>
10° a 0°	Capacidad del condensador = 1.25 x capacidad del evaporador.

Fuente: Compresores Refrigeración, Foxmancol

Dependiendo el tipo de fabricante para la elección de los condensadores se debe considerar⁷⁷:

- El número de toberas de los ventiladores.
- El tipo de refrigerante
- La capacidad del evaporador.
- La temperatura ambiente.
- La temperatura de saturación del refrigerante.
- Temperatura de entrada del aire.
- Altitud de la instalación.
- Material de las aletas.

⁷⁷ FOXMANCOL, Refrigeración. Criterios. <http://foxmancol.googlepages.com>

6.2 Selección de equipos del sistema de climatización

En la actualidad la industria en el Ecuador exige que los procesos de embalaje y almacenamiento que se realice en cámaras frías se utilicen refrigerantes que causen un mínimo impacto en el ambiente. Siendo este el aspecto de mayor importancia para su selección.

Por otro lado no podemos olvidar las características termo físicas de los refrigerantes que deben ser analizados cuidadosamente para obtener los mínimos consumos de potencia y que los requerimientos de refrigeración sean alcanzados.

Las propiedades termofísicas⁷⁸ que influyen en la capacidad y eficiencia del sistema de refrigeración son:

El calor latente de vaporización: debe ser alto para que sea mínimo el peso del refrigerante que circule por el sistema.

El volumen específico: debe ser bajo para que conjuntamente con el calor latente alto, en condiciones de vapor tenga un incremento en la capacidad y eficiencia del compresor.

La diferencia entre la presión de condensación y evaporización: debe ser baja para obtener un consumo menor de potencia y alta eficiencia volumétrica.

La temperatura baja en la descarga: Reduce la posibilidad de sobrecalentamiento del compresor y contribuye para el incremento de la vida útil del compresor.

Presión condensante razonablemente baja: esto permite usar materiales de peso ligero en la construcción del equipo de condensación así reduce el tamaño y costo del equipo.

Y consideraciones muy importantes como:

⁷⁸ Termofísicas, propiedades térmicas relacionadas con parámetros de temperatura y calor.

- Disponibilidad del refrigerante en el mercado Nacional
- Costo del refrigerante.

Por lo que luego del análisis realizado, hemos elegido al R404-A como refrigerante para los equipos de refrigeración. Ver Anexo F, Propiedades del refrigerante.

Este fluido refrigerante más utilizado como sustituto del R502 en una línea de producción, debido a sus características de aplicación semejantes a las del R502 y por ser un fluido ecológicamente aceptable ya que al ser un HFC No posee cloro en su fórmula, condición esencial para no destruir la capa de ozono.

Esto hace que su ODP⁷⁹ (Potencial de destrucción de la capa de ozono) sea igual a cero. Así mismo su GWP (Potencial de Calentamiento de la Tierra) es igual a 0,26; mucho menor que la del R 502

El R404 A no es inflamable y posee niveles de toxicidad aceptables. Esto significa que no es venenoso si es inhalado en cantidades pequeñas por lo que su manipuleo debe ser en espacios con buena ventilación.

Es aplicable en sistemas de baja y media temperaturas

Refiriéndose a la composición química del refrigerante Hidro Fluoruro de Carbono indica que el refrigerante esta compuesto de Hidrogeno, fluor y carbón.

Además que es posible retroalimentar los sistemas de R-502 con R-404 A, por lo que nuestros equipos condensadores y evaporadores se elegirán de acuerdo a este tipo de refrigerante.

⁷⁹ CAPITULO VII, Tabla 7.1

6.2.1 Condensadores

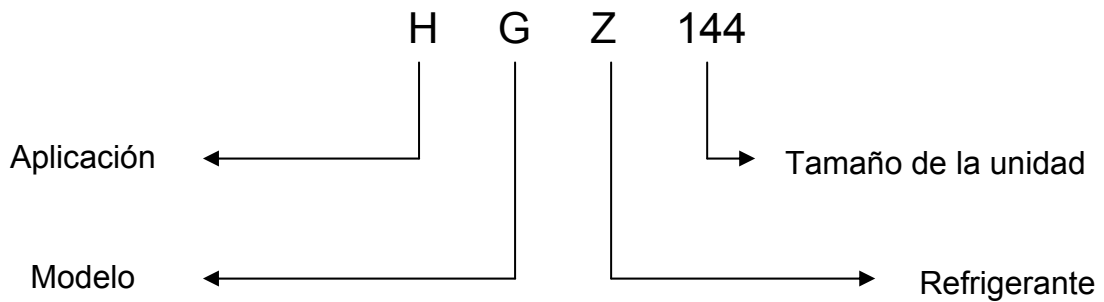
El criterio para la selección del condensador se baso en la aceptabilidad de la marca en el sector industrial, como a su vez en sus eficiencias de trabajo y garantía del producto.

Las unidades que a continuación se mencionan son de marca Danfoss⁸⁰,

Tabla 6.2 Modelo de condensadores

	<i>Carga térmica Total (Btu/h)</i>	Modelo Equipo	<i>Capacidad del Equipo (Btu/h)</i>	<i>Número de Equipos</i>	<i>Capacidad Total Equipos (Btu/h)</i>
Cámara 1	91 080	HGZ144	93 164	1	93 164
Cámara 2	85 280	HGZ125	84 423	1	84 423
Cámara 3	84 210	HGZ125	84 423	1	84 423

Fuente. Catalogo Danfoss Compresores, Ver Anexo C



Fuente. Catalogo Danfoss Compresores, Ver Anexo C

Figura 6.2 Nomenclatura del condensador

Aplicación:

H = Alta y media temperatura de evaporación

Modelo:

G = Blue star

⁸⁰ Para ver las series y modelos de equipos para refrigeración ir a www.danfoss.com

La línea Blue star G tiene un rango de aplicación para cargas térmicas que van desde 5.5 hp hasta 13.5 hp, considerando la temperatura ambiente desde 32 °C hasta 48°C.

Refrigerante / Lubricante:

Z = R-404A o R-134A / aceite polyolester

Tamaño de la unidad:

018 a 160

Nos indica el rango de la capacidad que tiene el equipo que va desde 018 (1.5 hp) hasta 160 (13.5 hp) tomando en consideración la temperatura de evaporación y la temperatura ambiente.

Las unidades condensadoras HGZ125 y HGZ144 tienen una aplicación para media temperatura de evaporación de modelo Blue star

6.2.2 Evaporadores⁸¹

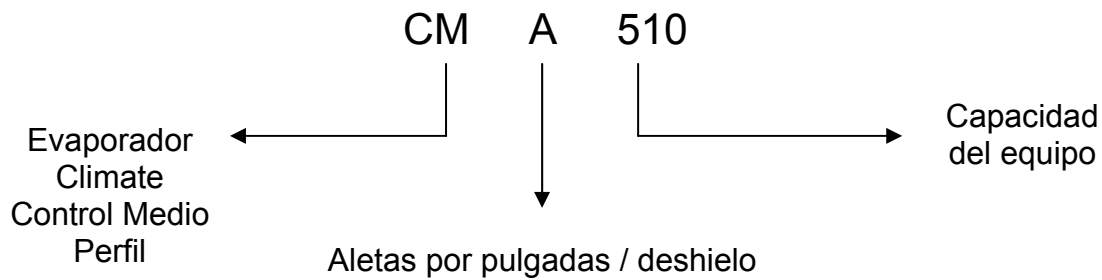
El criterio para la selección del evaporador se baso en la aceptabilidad de la marca en el sector industrial, como en la compatibilidad con el condensador de acuerdo a la capacidad; a la vez en su eficiencia de trabajo y garantía del producto.

Tabla 6.3 Modelo de evaporadores

	<i>Carga térmica Total (Btu/h)</i>	Modelo Equipo	<i>Capacidad del Equipo (Btu/h)</i>	<i>Número de Equipos</i>	<i>Capacidad Total Equipos (Btu/h)</i>
Cámara 1	91 080	CMA510	48 573	2	97 146
Cámara 2	85 280	CMA450	42 865	2	85 730
Cámara 3	84 210	CMA450	42 865	2	85 730

Fuente: Catalogo Bohn Evaporadores, Ver Anexo C

⁸¹ ANEXO C.2, Catálogos Bohn



Fuente. Catalogo Bohn Evaporadores, Ver Anexo C

Figura 6.3 Nomenclatura del evaporador

Aletas por pulgadas / deshielo:

A = 7 / deshielo natural o por aire

Capacidad del equipo:

La línea Climate Control de Perfil Medio tiene un rango de aplicación para cargas térmicas desde 12 398 But/h hasta 67 624 Btu/h, considerando una temperatura de evaporación de -4°C.

6.3 Especificación de materiales para ductería, uniones, refuerzos, codos y demás accesorios

Separador de aceite:

El separador⁸² de aceite se emplea para recuperar la mayor cantidad de aceite posible para llevarlo al compresor que es donde es realmente útil. Este artefacto intercepta el aceite mezclado con el refrigerante y en lo posible lo retorna al carter del compresor, asegurando la disponibilidad del mismo en todo momento, y permitiendo la correcta lubricación de las partes móviles del compresor.

En resumen, el empleo de este dispositivo contribuye a:

⁸² FOXMANCOL REFRIGERACIÓN, Accesorios. <http://foxmancol.googlepages.com>

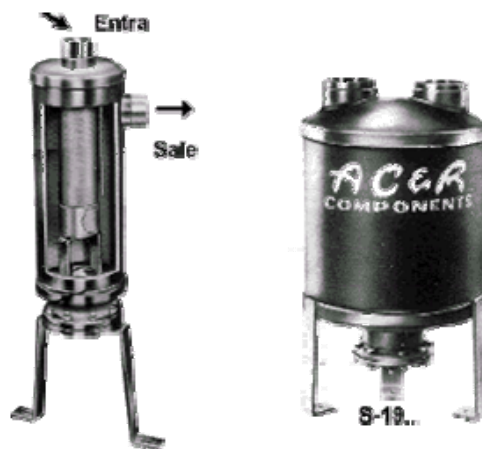
- Mayor vida útil del compresor.
- Un mejor rendimiento del sistema, con un mayor ahorro de energía.
- Una operación del sistema más suave, al reducir el sonido de válvulas y pistones.

Su funcionamiento es el siguiente:

Cuando el gas a alta presión entra en el separador se golpea contra una pared desprendiéndose el aceite del gas.

Después entra en una cavidad donde el gas pierde velocidad para evitar que se lleve el aceite.

Se hace pasar el gas por otra cavidad en forma de malla, donde obligamos al gas a continuos cambios de dirección donde se acaba de desprender el aceite.

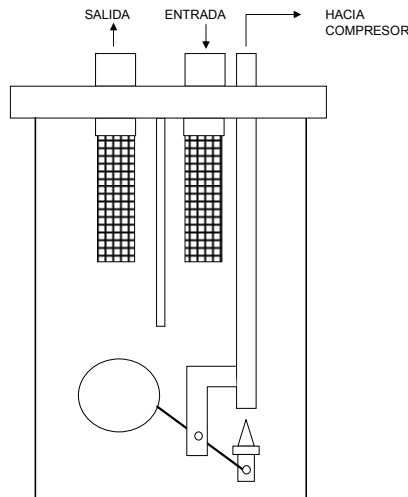


Fuente: Accesorios Refrigeración, Foxmancol

Figura 6.4 Separador de aceite

Vienen para conexiones soldadas de $\frac{1}{2}$ " X $\frac{1}{2}$ ", $\frac{5}{8}$ " X $\frac{5}{8}$ ", $\frac{7}{8}$ " X $\frac{7}{8}$ ", $1\text{-}\frac{1}{8}$ " X $1\text{-}\frac{1}{8}$ " y $1\text{-}\frac{3}{8}$ " X $1\text{-}\frac{3}{8}$ "; también vienen para conexiones roscadas Este recipiente tiene tres tubos de cohesión uno de ellos pequeños y otros dos más grandes del mismo tamaño. Es más pequeño es el tubo de retorno de aceite que debe conectarse al compresor.

Va ubicado después del compresor o en su línea de descarga.



Fuente: Accesorios Refrigeración, Foxmancol

Figura 6.5 Partes del Separador de aceite

Selección del separador de aceite:

Los factores a tener en cuenta para su selección son:

- Presiones máximas de trabajo.
- La temperatura ambiental.
- Las dimensiones de las tuberías donde se conectará.
- El tipo de refrigerante
- Temperatura de evaporación.
- Temperatura de condensación.

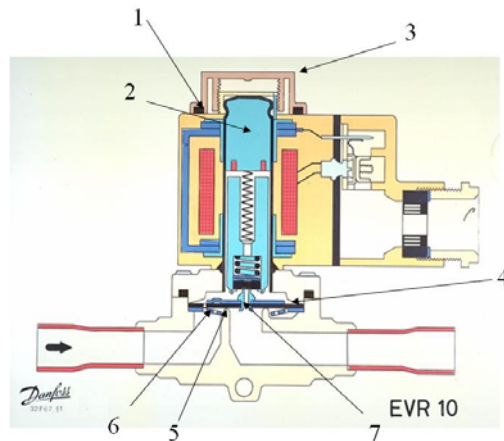
Válvula solenoide:

La función de estas válvulas es la de la interrupción del flujo de refrigerante por el sistema. Las válvulas solenoides⁸³ pueden ser de dos tipos, de vástago que se utilizan en válvulas pequeñas y algo antiguas y de membrana. Todas tienen sentido de circulación, deben funcionar en posición horizontal con la bobina hacia arriba y su consumo eléctrico es muy pequeño.

⁸³ FOXMANCOL REFRIGERACIÓN, Accesorios. <http://foxmancol.googlepages.com>

Cuando la bobina del solenoide no tiene tensión la válvula está cerrada mediante un muelle y la presión de alta que se queda en la parte superior. Cuando excitamos la bobina hacemos subir el vástago y abre la válvula.

1. Bobina
2. Armadura
3. Tapa para fijacion
4. Diafragma
5. Asiento da válvula
6. Orificio de equaliz.
7. Orificio piloto



Fuente: Accesorios Refrigeración, Foxmancol, Ver Tabla 6.6

Figura 6.6 Partes de la válvula solenoide

La bobina no hace ningún esfuerzo ya que no tienen que vencer ninguna presión. Existen para conexiones roscadas de $\frac{1}{4}$ " X $\frac{1}{4}$ ", $\frac{3}{8}$ " X $\frac{3}{8}$ ", $\frac{1}{2}$ " X $\frac{1}{2}$, $\frac{5}{8}$ " X $\frac{5}{8}$ "; conexiones para soldar de $\frac{1}{4}$ " X $\frac{1}{4}$ ", $\frac{3}{8}$ " X $\frac{3}{8}$ ", $\frac{1}{2}$ " X $\frac{1}{2}$, $\frac{5}{8}$ " X $\frac{5}{8}$ " y $\frac{7}{8}$ " X $\frac{7}{8}$ ". Existen también para diámetros mayores de tubería.

Se encuentran dos tipos de solenoides: las normalmente abiertas (el flujo circula cuando esta apagado y se detiene cuando se enciende) y las normalmente cerradas (el flujo esta detenido cuando esta apagada y circula cuando esta encendida).

Selección de válvulas solenoides:

Los factores a tener en cuenta para su selección son:

- La tubería donde serán instalados.
- El tipo de conexión a la tubería.
- El tipo de voltaje a emplear en la bobina.

- Si es normalmente abierta o normalmente cerrada.

Filtros:

Son elementos destinados a captar la humedad, los ácidos y partículas sólidas que puede haber por el circuito de refrigeración.

La cantidad de humedad que puede haber en la instalación depende del tipo de refrigerante y de la temperatura de evaporación.



Fuente: Accesorios Refrigeración, Foxmancol, Ver Tabla 6.6

Figura 6.7 Filtros

La cantidad máxima de humedad que son capaces de absorber los refrigerantes viene dada en "partes por millón" (ppm).

Existen básicamente dos tipos de filtro⁸⁴ deshidratador:

- Los que no se descomponen; (silicagel, etc), Estos cuando se saturan no se descomponen, simplemente no aceptan más humedad. Son los que más se emplean y tienen sentido de circulación.

Vienen para conexiones roscadas de 1/4", 3/8", 1/2", 5/8" y soldados de 1/4". Se consiguen también en tamaños mayores.

Hay tres tipos de filtros:

Filtros de línea de líquido: Encargados de proteger al sistema contra humedad, ácidos y partículas sólidas pueden ser de núcleo intercambiable

⁸⁴ FOXMANCOL REFRIGERACIÓN, Accesorios. <http://foxmancol.googlepages.com>

Filtros de succión: Se emplean en la línea de aspiración para la limpieza de sistemas cuando existe la quema de compresor

Filtros de aceite: Se emplean para asegurar que el aceite retorne limpio al compresor.

Selección del filtro secador:

Los factores a tener en cuenta para su selección son:

- La tubería donde serán instalados.
- El tipo de conexión a la tubería.
- El tipo de refrigerante del sistema.
- Presión de trabajo.
- Tipo de filtro.
- Capacidad de flujo refrigerante.
- Temperatura de evaporación.

Visores:

Los visores se emplean para indicar:

- El estado del refrigerante en la tubería de líquido y gas de la instalación.
- El contenido de humedad del refrigerante.
- La circulación en la tubería de retorno desde el separador de aceite.
- Para controlar la carga de refrigerante.



Fuente: Accesorios Refrigeración, Foxmancol, Ver Tabla 6.6

Figura 6.8 Visor

Los hay para conexión roscada o soldada para tuberías de 1/4", 3/8", 1/2", 5/8" y 7/8" (sin indicador de humedad). Pueden ser conectadas en cualquier parte del circuito de refrigeración.

Nota⁸⁵: Antes de seleccionar un visor con indicador de humedad, tenga en cuenta:

- El tipo de refrigerante.
- Solubilidad del agua en el refrigerante.
- Nivel de agua que exige una señal de alarma.
- La dimensión de la tubería donde se instalará.

Selección del tipo de visor:

Los factores a tener en cuenta para su selección son:

- La tubería donde serán instalados.
- El tipo de conexión a la tubería.
- El tipo de refrigerante del sistema.
- Con o sin indicador de humedad.

Antivibradores:



Fuente: Accesorios Refrigeración, Foxmancol, Ver Tabla 6.6

Figura 6.9 Antivibradores

⁸⁵ FOXMANCOL REFRIGERACIÓN, Accesorios. <http://foxmancol.googlepages.com>

Se instalan para eliminar las vibraciones que son inducidas por el compresor y que se transmiten a las tuberías, generando grietas en soldaduras y otros accesorios. Se deben instalar lo más cerca del compresor y en forma perpendicular a la dirección de la mayor vibración. Instale el antivibrador horizontalmente siempre que se pueda. Se pueden encontrar para conexión con varios diámetros de tubería.

Los antivibradores preferiblemente se ubican paralelos al eje del motor del compresor.

Vienen para conexiones soldadas de $\frac{1}{2}$ " , $\frac{3}{4}$ " , $\frac{5}{8}$ " , $\frac{7}{8}$ " , 1- $\frac{1}{8}$ " , 1- $\frac{3}{8}$ " , 1- $\frac{5}{8}$ " y 2- $\frac{1}{8}$ ".

Selección de eliminador de vibraciones:

Los factores a tener en cuenta para su selección son:

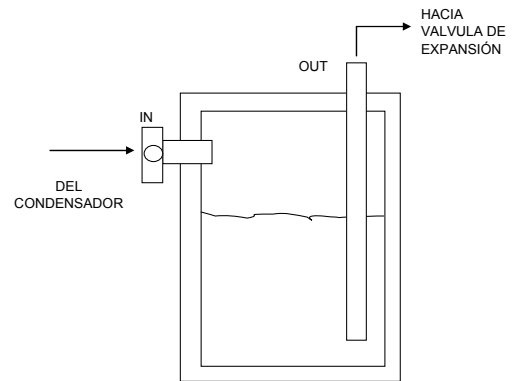
- La tubería donde serán instalados.
- Potencia del compresor.

Estanque, receptor o recibidor de líquido:

Es básicamente un depósito⁸⁶ de almacenamiento para refrigerante en estado líquido, utilizado prácticamente en todas las unidades enfriadas equipadas con válvula de expansión. Su tamaño deberá ser suficiente como para almacenar la totalidad del refrigerante del sistema.

Normalmente el receptor va colocado en el sistema después del condensador, a fin de acumular el refrigerante líquido para asegurar la provisión constante hacia el mismo dispositivo de expansión.

⁸⁶ FOXMANCOL REFRIGERACIÓN, Accesorios. <http://foxmancol.googlepages.com>



Fuente: Accesorios Refrigeración, Foxmancol

Figura 6.10 Partes de Estanque receptor

Selección estanque de liquido o recibidor de liquido:

Su tamaño deberá ser lo suficiente para albergar la totalidad del refrigerante que contenga el sistema de refrigeración. Su capacidad generalmente se especifica teniendo en cuenta:

- El tipo de refrigerante del sistema.
- La capacidad del sistema en TR⁸⁷.
- La capacidad en litros o kgs del acumulador de succión. La capacidad del recibidor de líquido es el doble de la del acumulador de succión.

Aislamiento:

Veamos a continuación un breve análisis de las características básicas para la selección de este material, como son: la resistencia a la compresión, la conductividad térmica, la permeabilidad, la facilidad de instalación, la disponibilidad en el medio y su costo. *Ver Anexo E, Propiedad de los aislantes.*

⁸⁷ TR: toneladas de refrigeración.

1. *Resistencia a la compresión:* Sobre todo en suelos de cámaras de refrigeración es necesaria una resistencia importante para los materiales y aislantes, superior al 0.5 kg/cm^2 , que pocos materiales la poseen y menos cuando las deformaciones máximas permitidas son del 1%.
2. *Conductividad térmica y permeabilidad:* Se debe tener en cuenta que la transmisión de agua en las cámaras puede ser un problema grave.

Así pues, estos materiales, además de buenos aislantes térmicos, deben ser muy resistentes al paso del vapor de agua; en su defecto habría que disponer una barrera adecuada al vapor de agua.

En general, se considera una buena impermeabilidad con valores entre 1 y 2 $\text{g}/(\text{m}^2 \cdot 24 \text{ horas})$.

Por lo que el mejor aislante para nuestro proyecto es el poliuretano, además es el más utilizado para cuartos fríos. Ver Anexo E para mayor información de las propiedades del poliuretano.

La espuma rígida de poliuretano se obtiene de la reacción química de dos componentes líquidos, isocianato y polioliol, en presencia de catalizadores.

El beneficio del poliuretano es que esta espuma se expande en moldes abiertos que permiten obtener paneles de distintas dimensiones y formas. Es decir, la expansión puede realizarse en sitio y esta expansión puede lograrse bien por colada o pulverización.

La espuma de poliuretano tiene un coeficiente de conductibilidad⁸⁸ muy bajo; este coeficiente varía con la densidad del material y es el más bajo de todos los aislantes tradicionales.

⁸⁸ ROY J. DOSSAT, Principios de Refrigeración. Propiedades del poliuretano.

El poliuretano es uno de los mejores aislantes, incluso para bajas densidades, ya que posee valores de difusibilidad o permeabilidad relativamente bajos para determinados espesores.

La permeabilidad del poliuretano a la penetración del vapor depende de su densidad; la permeabilidad es tanto menor cuanto mayor sea la densidad.



Fuente: Insplus Cuartos Fríos, Ver Anexo D, Ver Tabla 6.5

Figura 6.11 Paneles de poliuretano

A continuación detallamos cada una de los elementos a utilizar:

Tabla 6.4 Lista de elementos estructurales.

Ord.	Descripción	Unidad	Cantidad
1	Perfil "T" (6 m)	u	60
2	Varilla Roscables (3m)	u	100
3	Tacos de anclaje	u	100
4	Templadores	u	100
5	Cinta selladora o sika (10mx0.2m)	u	10
6	Pasadores, arandelas, tuercas.	-	200
7	Perfiles esquineros para sujeción de la estructura (6m)	m	60

Tabla 6.5 Panelería

Ord.	Descripción	Unidad	Cantidad
1	Panel Frigorífico de Poliuretano de 80 mm de espesor. (1mx12m)	m ²	768

Tabla 6.6 Lista de accesorios mecánicos

Ord.	Descripción	Unidad	Cantidad
1	Hoja de puerta corrediza y herrajes 1.50x2.50x0.10	u	6
2	Perfil de aluminio para marco de la puerta 3m.	m	18
3	Tira plástica de 8 in.	m	132
4	Tubo rígido cobre 1 1/8" (6m c/u)	u	9
5	Rollo de tubería flexible de cobre de 5/8" (15m c/u)	u	3
6	Tee de cobre de 1 1/8"	u	5
7	Tee de cobre de 5/8"	u	5
8	Trampa sifón de cobre 1 1/8"	u	6
9	Codo de cobre 1 1/8"	u	27
10	Codo de cobre de 5/8"	u	15
11	Varillas de plata al 15%	u	35
12	Válvula de expansión R-404 Danfoss 5/8"	u	5
13	Orificio de la válvula de expansión Danfoss 5/8"	u	5
14	Válvula Solenoide de 5/8"	u	5

Tabla 6.6 Continuación....

15	Bobina de la válvula Solenoide 220V	u	5
16	Visor de líquido 5/8"	u	3
17	Filtro secador 5/8", 14 TR	u	3
18	Filtro de la línea de succión soldable 1 1/8"	u	3
19	Tuerca de bronce 5/8"	u	21
20	Cilindro refrigerante de R-404A de 24lb	u	7
21	Robatex de 5/8"	u	35
22	Lámpara de plástico-cristal con protección de 60W	u	36
23	Eliminador de vibración 1 1/8"	u	3
24	Eliminador de vibración 5/8"	u	3

Tabla 6.7 Lista de accesorios eléctricos.

Ord.	Descripción	Unidad	Cantidad
1	Caja metálica de 40x40 cm	u	3
2	Breaker 60 Amp para fuerza	u	3
4	Breaker 6 Amp para control	u	3
5	Contactador 60 A. Condensadora	u	3
7	Breaker 30 Amp. Evaporadoras	u	6
8	Protector de voltaje	u	3
9	Sistema de control digital	u	3
10	Canaleta ranurada	u	3

Tabla 6.7 Continuación....

11	Focos de señalización	u	9
12	Funda de terminales (100 u)	u	2
13	Funda de amarras plásticas (100 u)	u	2
14	Cables para conexión	-	-
15	Controlador electrónico (sin decimal) 12V AC/DC Danfoss, con gestión para control de temperatura, descarche, termómetro, operación del evaporador.	u	6
16	Transformador eléctrico 220V a 12V AC	u	6

Tabla 6.8 Lista de materiales para aislamiento del piso

Ord.	Descripción	Unidad	Cantidad
1	Chova	m ²	350
2	Aislante (poliuretano)	m ²	350
3	Piedra bola	m ³	54
4	Concreto	m ³	54

6.4 Especificaciones técnicas de los equipos de climatización

Las especificaciones que incluimos en esta sección, son algunas de las que se considera de mayor importancia, las cuales servirán a manera de recordatorio al momento de construir un cuarto frío.

6.4.1 Cámaras

Partiendo de la necesidad de empacar los productos antes de su conservación, así como de evitar el perecimiento prematuro del producto por cambios de temperatura drástica, es indispensable contar con una precámara que nos permite estabilizar la temperatura de campo de flores y frutas.

La misma que debe presentar el mismo tipo de aislamiento que la cámara de conservación y además debe contar con una cortina de aire al ingreso que nos asegura conservar una temperatura uniforme de 15°C.

La distribución de las cámaras y pre cámaras se encuentra detallada en los planos de construcción. Cada pre cámara y cámara tienen dimensiones de 2.5 x 9.5 x 3 metros y 9.5 x 9.1 x 3 metros respectivamente, aisladas térmicamente por medio de paneles de poliuretano de 1 x 12 metros cada uno, calibre 80 mm para paredes y techo.

Dichos paneles deben ser colocados de forma contigua a las paredes del galpón que protege la cámara considerando que el techo de ésta será ensamblado con perfiles en “T” sujetos por varillas auto roscantes desde la estructura del galpón. Dicho ensamblaje se detalla de forma clara en los planos⁸⁹ ya mencionados.

Cada una de las cámaras posee equipos para climatizar a la temperatura requerida considerando una cantidad estimada de producto por hora de trabajo, empacado para almacenamiento.

⁸⁹ ANEXO B. Planos de detalle de juntas.

Debido a la diversidad de productos, formas de almacenamiento y cantidades producidas por hora de rosas, piñas, tomates de árbol y babacos, se pudo establecer la flexibilidad existente entre las cámaras 2 y 3 respecto a la alternabilidad de productos por almacenar debido a que en la memoria de cálculo se demostró que por cuestiones de climatización se requiere de similares equipos para alcanzar las temperaturas requeridas.

Dicho de otra forma, en las cámaras 2 y 3 se puede almacenar tomates de árbol, babacos o piñas considerando que no se deben y no pueden almacenarse éstos productos de forma combinada por cuestiones de contaminación.

La cámara 1 es explícitamente considerada para el almacenamiento de flores porque su forma de almacenamiento se da en gavetas que albergan 144 flores con agua, lo que incrementa de forma significativa la ganancia de calor en el interior de la cámara; por lo tanto necesita de evaporadores y unidades condensadoras de mayor capacidad.

En consecuencia, las cámaras pueden trabajar bajo las siguientes características:

Tabla 6.9 Especificaciones de temperatura en las cámaras⁹⁰

Cámaras	Producto a almacenar	Temperatura de almacenamiento
1	Flores	2 °C
2	Tomate de árbol.	7 °C
3	Piñas	7.5 °C
	Babacos	7 °C

Fuente: Normas FAO, Ver Anexo D

⁹⁰ CAPITULO V, Normas FAO.

6.4.2 Unidades condensadoras Maneurop, DANFOSS

Son unidades equipadas con compresores herméticos Maneurop, cuya aplicación es para altas, medias y bajas temperaturas.



Fuente: Catalogo Danfoss, Ver Anexo C

Figura 6.12 Condensador Danfoss

*Principales características*⁹¹:

- Alto rendimiento frigorífico.
- Bajo consumo de energía.
- Bajo nivel de ruido.
- Gran durabilidad.
- Compacto.
- No requiere mantenimiento periódico.
- Fácil de instalar.

⁹¹ ANEXO C.1. Catálogos Danfoss.

- **Especificaciones técnicas:**

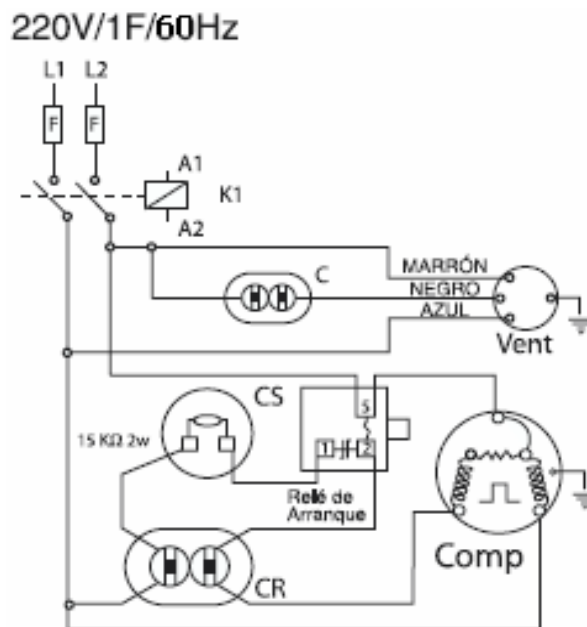
Tabla 6.10 Especificaciones técnicas de la Unidad Condensadora

Unidades condensadoras Modelos	Peso (kg)	Compresor			Ventilador		Tanque líquido	Línea de conexiones	
		Tipo MT (Z)	Volumen (m ³ /h)	Carga de aceite (dm ³)	Flujo de aire (m ³ /h)	Diámetro (mm)	Volumen interno (dm ³)	Succión (pulg.)	Líquido (pulg.)
HGM(Z) 125	225	MT(Z)125	37.6	3.90	15250	600	14	1 1/8	5/8
HGM(Z) 144	230	MT(Z)144	42.0	3.90	15250	600	14	1 1/8	5/8

Fuente: Catalogo Danfoss, Ver Anexo C

- **Características eléctricas:**

Monofásico:



Fuente: Catalogo Danfoss, Ver Anexo C

Figura 6.13 Diagrama eléctrico de la Unidad Condensadora

1. *Unidad condensadora:*

Comp = Compresor

Vent = Ventilador

KP15 = Presóstato⁹² de Alta y Baja Presión.

2. *Caja eléctrica:*

F = Fusible⁹³

K1 = Llave de contacto

C = Capacitor de Ventilador

A1/A2 = Bobina de contacto

CS = Capacitor de Partida

L1/L2/L3 = Fases de Red.

CR = Capacitor de Marcha

N = Neutro.

Tabla 6.11 Especificaciones eléctricas de la Unidad Condensadora

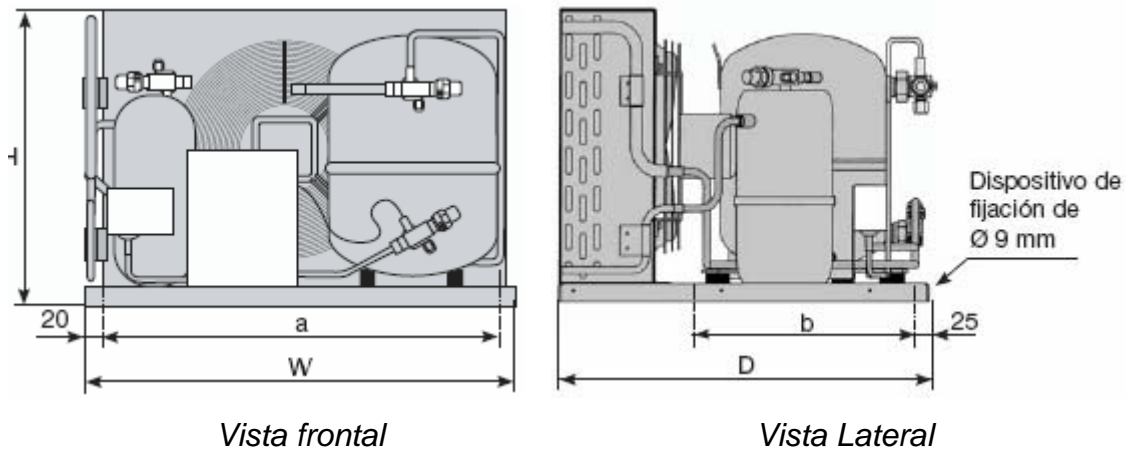
Modelos	Compresor			Ventilador	
	Corriente Nominal (A)			Corriente Nominal (A)	Potencia Consumida (W)
	208-230V/1F/60Hz			230V-1	230V-1
	RLA	LRA	MCC		
HGM(Z) 125	37.9	148	53	2x4.35	2x775
HGM(Z) 144	37.9	148	53	2x4.35	2x775

Fuente: Catalogo Danfoss, Ver Anexo C

⁹² Presóstato. Dispositivo que permite mantener constante la presión de un fluido en un circuito.

⁹³ Fusible: Hilo o chapa metálica, fácil de fundirse, que se coloca en algunas partes de las instalaciones eléctricas, para que, cuando la corriente sea excesiva, la interrumpa fundiéndose

- **Datos dimensionales:**



Fuente: Catalogo Danfoss, Ver Anexo C

Figura 6.14 Vistas geométricas del condensador

Tabla 6.12 Dimensiones del condensador

Modelos	Dimensiones Generales			Fijación	
	<i>W (mm.)</i>	<i>D (mm.)</i>	<i>H (mm.)</i>	<i>a (mm.)</i>	<i>b (mm.)</i>
HGM(Z) 125	1500	870	975	1460	500
HGM(Z) 144	1500	870	975	1460	500

Fuente: Catalogo Danfoss, Ver Anexo C

Evaporadores BOHN HEATCRAFT:

El evaporador de aire forzado tipo CM es ideal para cámaras de carnes, congelados, productos hortofrutícolas y granjeros, industrias lácteas, frigoríficos y cámaras frigoríficas.



Fuente: Catalogo Bohn, Ver Anexo C

Figura 6.15 Evaporador Bohn

Principales características:

- Eficiente Terminal de bornes que simplifican la interconexión con la unidad condensadora.
- Conexiones eléctricas de los motores de fácil acceso.
- Posee una válvula Schrader para medición de la presión de succión.
- Posee una bandeja de drenaje articulada para mejorar el acceso.
- El diseño Heatcraft compensa los movimientos de expansión y contracción del serpentín, algo que virtualmente elimina la posibilidad de fuga entre los tubos y las cabeceras del serpentín⁹⁴ (soportes).

⁹⁴ CAPÍTULO III. Figura 3.12. Partes internas del serpentín.

Tabla 6.13 Evaporador modelo CMA para 60 Hz

Modelo	Capacidad en kcal/h ⁹⁵ $\Delta T = 6^{\circ}C$			Datos de los Ventiladores		Datos de los motores
	Temperatura de Evaporación					
	5°C	0°C	-4°C	m ³ /h	Cant.	220V-1F
CMA 450	12530	11870	11340	11220	3	5.4
CMA 510	14200	13450	12850	15640	4	7.2

Fuente: Catalogo Bohn, Ver Anexo C

Nota:

- Potencia de los motores: ¼ HP
- Diámetro de los ventiladores: 457 mm.
- Tiro de aire: 20m., basada en cámaras de 5.5m de altura, sin obstrucciones y velocidad final de 0.25m/s.

⁹⁵ ΔT Variación de temperatura.

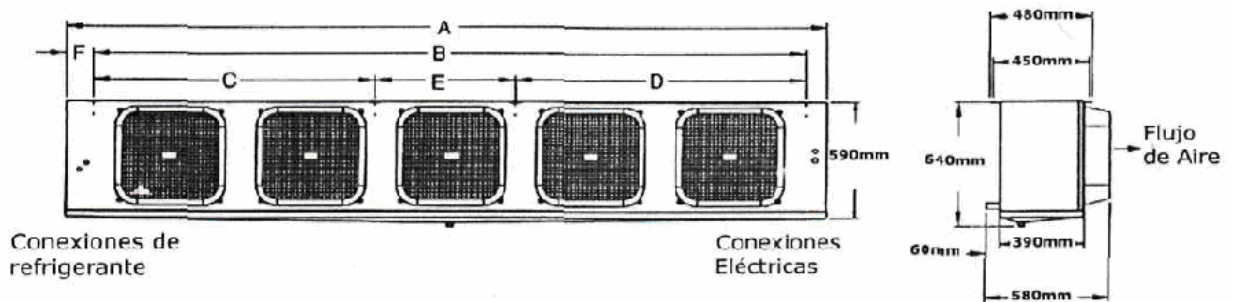
(*) ANEXO C.2. Catálogo Bohn.

Tabla 6.14 Datos físicos – Deshielo natural⁹⁶

Modelo	Cantidad Ventiladores	Conexiones (pulgada)				Peso líquido (kg)
		Línea		Ecuilizador externo	Drenaje	
		Líquido	Succión			
CMA 450	3	1 1/8 ODF	1 3/8 ODF	1/4 ODF	1 BSP	103
CMA 510	4	1 1/8 ODF	1 5/8 ODF	1/4 ODF	1 BSP	104

Fuente: Catalogo Bohn, Ver Anexo C

- **Datos dimensionales**



Fuente: Catalogo Bohn, Ver Anexo C

Figura 6.16 Dimensiones del Evaporador Bohn

⁹⁶ RAPIN Y JACQUARD, Formulario del Frío. Deshielo Natural.

(*) ANEXO C.2. Catálogo Bohn.

Tabla 6.15 Datos dimensionales Evaporador Bohn

CMA Deshielo por Aire	Modelos 6 Aletas Pulgada		Modelos 4 Aletas Pulgada		Dimensiones (mm.)					
	<i>Deshielo</i>		<i>Deshielo</i>							
	Eléctrico CME	Gas Caliente CMG	Eléctrico CML	Gas Caliente CMF	A	B	C	D	E	F
450	390	390	330	330	2.420	2.190	-	-	-	130
510	430	430	370	370	3.130	2.900	1.420	1.480	-	130

Fuente: Catalogo Bohn, Ver Anexo C

6.5 Selección de equipos de control

Sistemas de temperatura múltiple controlados con solenoides:

Como el efecto refrigerante del R404 a es mayor que el del R502 y su densidad es menor, se necesaria menos masa de fluido en el sistema;

Con frecuencia se usan válvulas de cierre solenoide controladas termostáticamente, las cuales se instalan ya sea en el tubo de la succión en el del líquido de los evaporadores de alta temperatura.

En la Figura 6.17 podemos ver el funcionamiento de este sistema. La temperatura en el espacio refrigerado es la que impulsa al termostato de las válvulas solenoide. Cuando se eleva la temperatura en el espacio refrigerado, el termostato cierra los contactos, energizando la bobina del solenoide y abriendo el tubo del líquido al evaporador.

La presión en el evaporador aumenta a medida que el líquido entra al mismo, causando que el control de presión baja inicie el ciclo del compresor si este último no está en operación.

Si el compresor está ya en operación, la entrada del líquido hacia el evaporador causará un aumento en la presión de succión de operación.

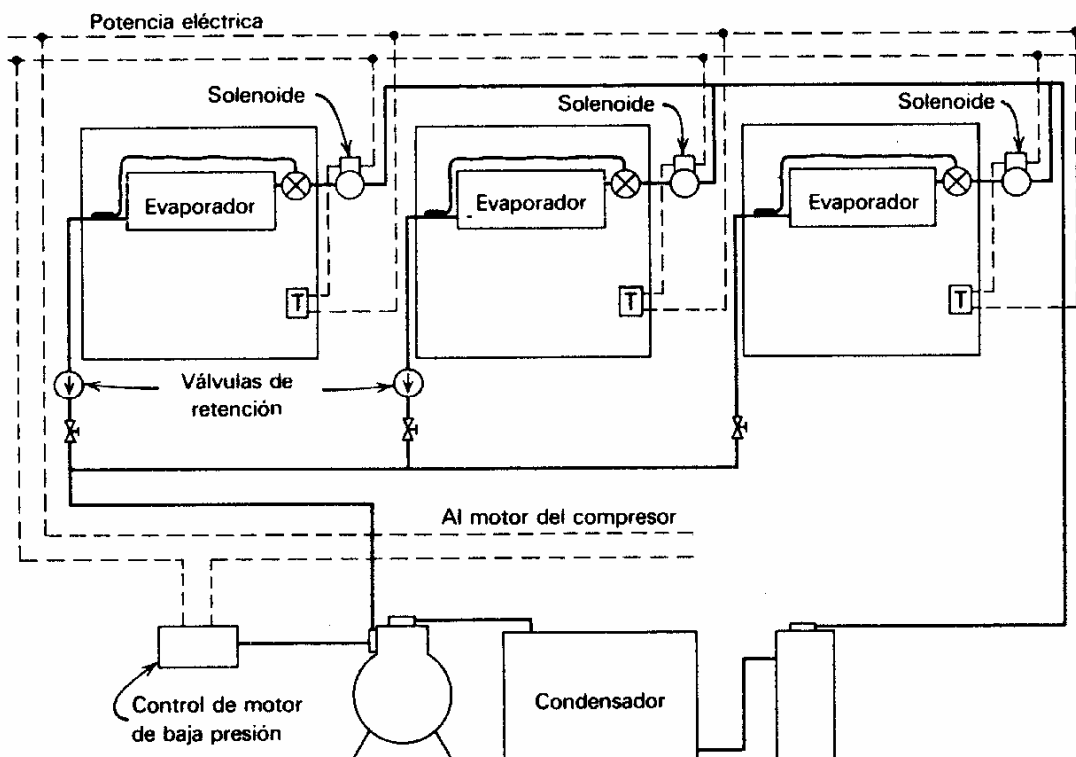


Figura 6.17: Sistema de temperatura con solenoides

Fuente: Accesorios Refrigeración, Foxmancol

Cuando la temperatura en el espacio refrigerado es reducida hasta el nivel bajo deseado, el termostato abre el contacto desenergizando la bobina del solenoide y cerrando el tubo del líquido, después de lo cual las bombas del evaporador trabajan a la presión de operación de la succión, o a la presión de desconectar en el caso de que ninguno de los evaporadores requiera dar refrigeración.

Ya que todos los evaporadores bombean en vacío a medida que quedan fuera del ciclo, el tanque receptor del sistema debe ser de suficiente tamaño para mantener con carga refrigerante a todo el sistema. Sin embargo, esto no puede hacerse si los solenoides están instalados en la tubería de succión en lugar de la tubería del líquido.

Cuando se emplean solenoides en sistemas de temperaturas múltiples, no se tiene control directo de la presión y temperatura del evaporador, ya que la presión en el evaporador en un instante dado de tiempo, dependerá del número de evaporadores abiertos al compresor.

Por esta razón, cuando es de importancia tener control de la humedad, es muy necesario instalar un regulador de la presión en el evaporador, del tipo de estrangulación⁹⁷, en las tuberías de succión de los evaporadores de temperatura alta a fin de mantener la presión y la temperatura en esas unidades al alto nivel necesario.

Analizando los sistemas anteriores queda claro que la opción de utilizar solenoides permite un mejor control de la temperatura del espacio refrigerado, pero son indispensables reguladores de presión para controlar la humedad en el sistema.

6.6 Planos de Construcción

VER ANEXO B

⁹⁷ Estrangulación: es el acto de dificultar o impedir el paso por un conducto.

CAPÍTULO VII

CONSIDERACIONES AMBIENTALES Y USO DEL SISTEMA

7.1 Control de contaminación

7.1.1 Que es la capa de ozono y sus funciones

El ozono es un gas incoloro, inestable de olor característico, que esta presente en la atmósfera terrestre de manera natural. Las moléculas de ozono son químicamente idénticas, cada una con tres átomos de oxígeno pero su concentración varía con la altura: el ozono de la estratosfera nos protege de la radiación ultravioleta del sol, mientras que el ozono presente en la troposfera tiene efectos tóxicos sobre los seres vivos.

La formación de la capa de ozono constituye uno de los procesos más trascendentes en la historia de nuestro Planeta.

Las investigaciones científicas indican que su origen se remonta a unos 2000 millones de años atrás. La importancia de la capa de ozono radica en su capacidad para filtrar la radiación Ultravioleta B (UV-B), proveniente del sol.

De no existir este filtro atmosférico, no se habría desarrollado la vida como la conocemos hoy en día, pues la luz ultravioleta tiene un nivel de energía suficiente para penetrar la pared celular y producir daños letales a la mayoría de los organismos terrestres y acuáticos.

7.1.2 Proceso de destrucción de la capa de ozono⁹⁸

La capa de ozono ubicada en la estratosfera protege a la superficie terrestre bloqueando la radiación ultravioleta emitida por el sol. El Ozono es una molécula formada por tres (3) átomos de oxígeno.

Cuando los gases de los refrigerantes, en especial los CFC que contienen cloro es su estructura molecular, atacan al ozono retirando un átomo de oxígeno formando monóxido de cloro ClO.

El monóxido de cloro se combina con otro átomo de oxígeno para formar una molécula de oxígeno O₂ liberando al átomo de cloro que ahora está libre para romper otras moléculas de ozono.

La molécula de oxígeno recién formada no bloquea la radiación ultravioleta permitiendo su penetración y, por tanto, afectando la superficie terrestre.

Hacia 1980 la comunidad científica mundial demostró el daño que ciertos productos químicos denominados halocarbonos, compuestos que contienen cloro, flúor, bromo, carbono e hidrógeno le hacen a la capa de ozono, debido a su alta persistencia en la atmósfera y a la comprobada acción del cloro libre sobre las moléculas de ozono.

Se estima que cada átomo de cloro puede destruir unas 100.000 moléculas de ozono antes de desaparecer de la estratosfera

7.1.3 Consecuencias de la destrucción de la capa de ozono

La exposición moderada a la radiación UV-B no presenta peligro; de hecho, en los seres humanos constituye una parte esencial del proceso de formación de la vitamina C en la piel. Sin embargo, el aumento de los niveles de exposición

⁹⁸ FOXMANCOL, Refrigeración SENA. Medio Ambiente. Pág. 184 – 194
<http://foxmancol.googlepages.com>

puede producir efectos perjudiciales para la salud humana, los animales, las plantas, los microorganismos, los materiales y la calidad del aire.

Salud humana:

En los seres humanos, la exposición prolongada a la radiación UV-B conlleva el peligro de daños oculares, entre los que figuran reacciones graves tales como 'ceguera de la nieve', deformación del cristalino, presbicia y cataratas. La radiación UV-B puede afectar el sistema inmunológico con daño del ADN, disminuyendo las defensas naturales lo cual conduce a un aumento en la frecuencia y en el número de casos de enfermedades infecciosas.

El aumento de la radiación UV-B probablemente acelera la tasa de fotoenvejecimiento, aumenta la incidencia del cáncer de piel, tanto del tipo no melanoma (el menos peligroso) como melanoma maligno cutáneo.

En animales y plantas:

El agotamiento de la capa de ozono produce efectos adversos serios sobre la agricultura, reduciendo directamente el crecimiento de las plantas y sobre los bosques, disminuyendo su productividad. La radiación ultravioleta produce cambios en la composición química de varias especies de plantas, disminuyendo la cantidad y calidad de las cosechas.

El aumento de la radiación UV-B también tiene efectos similares para los animales: en el ganado, los caballos, los gatos, las ovejas, las cabras y los perros se ha reportado la presencia de carcinoma de células escamosas asociadas a la exposición solar ambiental.

También produce daño a los organismos acuáticos, en particular a los más pequeños: plancton, *plantas acuáticas*, *larvas* de peces, camarones y cangrejos.

En los materiales:

Los materiales empleados en la construcción, pinturas, gomas, madera, plásticos y envases son degradados por la radiación UV-B. El daño ocasionado varía desde la pérdida de color hasta la pérdida de calidad y fuerza mecánica.

El aumento de la radiación UV-B puede limitar la duración de los materiales y obligar a utilizar procesos de producción más costosos, generando pérdidas de miles de millones anuales.

En los ecosistemas:

En estudios realizados se sigue demostrando que las radiaciones solares en exceso tienen efectos adversos en el crecimiento, la fotosíntesis y la reproducción del fitoplancton, alterando la cadena alimenticia en los ecosistemas marinos y consecuentemente, reduciendo la producción pesquera mundial.

Se han confirmado los efectos del aumento de la radiación UV-B en las emisiones de dióxido de carbono y de monóxido de carbono así como en los nutrientes minerales que circulan en la biosfera terrestre.

La disminución del ozono estratosférico y el consiguiente aumento de radiación UV-B tienen importantes efectos en la troposfera, la región más baja de la atmósfera: en las zonas que ya son objeto de contaminación como la producida por los gases de escape de los vehículos, tienden a aumentar las concentraciones de ozono que, a este nivel es un contaminante, causando irritación en los ojos y en los pulmones.

7.1.4 Calentamiento global

La temperatura de la Tierra se mantiene gracias a un equilibrio, entre el calor de la radiación solar que fluye desde el espacio y el enfriamiento de la radiación

infrarroja emitida por la superficie caliente de la Tierra, que se escapa volviendo al espacio.

El "efecto invernadero", es un proceso natural que consiste en la retención de una parte de la radiación solar que la Tierra recibe durante el día por acción de ciertos gases presentes en la atmósfera.

Este fenómeno ha dado lugar a unas condiciones climáticas propicias para el desarrollo de vida en el planeta.

Sin embargo, como resultado de las actividades humanas se ha alterado la concentración de dichos gases ocasionando que la atmósfera retenga más calor de lo debido siendo esto la causa de lo que hoy se conoce como el calentamiento o cambio climático global.

Todos los gases que contribuyen al calentamiento global son considerados "gases efecto invernadero". Algunos se producen de forma natural como el vapor de agua, dióxido de carbono, metano, óxido nitroso y el ozono.

Sin embargo, ciertas actividades humanas aumentan los niveles de la mayoría de estos gases: el dióxido de carbono se libera a la atmósfera cuando se queman residuos sólidos, combustibles fósiles (aceite, gas natural y carbón), madera y sus derivados; el metano es emitido durante la producción y el transporte de carbón.

Gas natural y aceite resulta también de la descomposición de desechos orgánicos en vertederos municipales de residuos sólidos y de la crianza de ganado.

El óxido nitroso se libera durante las actividades agrícolas e industriales, así como durante la combustión de residuos sólidos y combustibles fósiles.

Entre los gases efecto invernadero potentes que no se producen de forma natural están los hidrofluorocarbonos (HFC), perfluorocarbonos (PFC) y el hexafluoruro de azufre (SF₆), los cuales son generados en una variedad de procesos industriales.

7.1.5 Consecuencias del calentamiento global

7.1.5.1 Alteración en el ciclo hídrico y en el clima

Se espera una afectación de los ciclos hídricos, las lluvias y a la disponibilidad del agua, así como cambios abruptos de temperatura y presión en la atmósfera con lo cual los tornados, huracanes y tormentas tropicales sucederían con mayor frecuencia y con una violencia inusitada hasta entonces.

La corriente del Niño es uno de los ejemplos más claros de los problemas que trae el calentamiento global: desequilibra el estado climático del planeta haciendo que en algunos lugares llueva demasiado hasta inundarlos y en otros la sequía se extienda por largos períodos.

7.1.5.2 Efectos en los ecosistemas

Se espera que el aumento en las temperaturas globales trastorne los diferentes ecosistemas y produzca la pérdida de diversidad de especies, a medida que mueran las especies que no puedan adaptarse.

Algunos ecosistemas, como los bosques tropicales y manglares, probablemente desaparezcan debido a los nuevos climas locales más cálidos o la elevación del nivel del mar en la costa.

Una atmósfera más calurosa acelerará el derretimiento de los glaciares y casquetes polares: la cantidad de agua resultante elevaría el nivel del mar y, con unos pocos centímetros de más, podría inundar las tierras fértiles de las cuales dependen cientos de miles de personas para obtener alimentos.

Por el avance del nivel del mar también se pueden contaminar las fuentes de agua dulce, alcanzar pérdidas importantes de zonas costeras e inundación de llanuras con la consiguiente pérdida de cultivos.

7.1.5.3 Efectos en la salud

Un aumento en la temperatura de la superficie de la Tierra traerá como consecuencia un aumento en las enfermedades respiratorias y cardiovasculares, las enfermedades infecciosas causadas por mosquitos y plagas tropicales, y en la postración y deshidratación debida al calor.

Los sistemas cardiovascular y respiratorio se afectan debido a que, bajo condiciones de calor, la persona debe ejercer un esfuerzo mayor para realizar cualquier actividad, poniendo mayor presión sobre dichos sistemas.

Por otra parte, como las zonas tropicales se extenderán hacia latitudes más altas, los mosquitos y otras plagas responsables del dengue, la malaria, el cólera y la fiebre amarilla en los trópicos afectarán a una porción mayor de la población del mundo, aumentando el número de muertes a causa de estas enfermedades.

7.1.6 Unidades de medida ambiental

La previsión de cambios en la dinámica ambiental del planeta, en los próximos años, se basa íntegramente en modelos de simulación. Comprensiblemente la gran mayoría de los modelos se han concentrado sobre los efectos de la contaminación de la atmósfera por gases invernadero y agentes agotadores de la capa de ozono.

Una preocupación presente es determinar cuánto daño causan estas emisiones, gases o sustancias, para lo cual se determinaron las siguientes unidades:

7.1.6.1 PAO: (Potencial de agotamiento de la capa de ozono - en inglés Ozone Depletion Potential - ODP)

Es la habilidad que tienen las sustancias para agotar la capa de ozono. A cada sustancia se le asigna un PAO respecto a una sustancia de referencia: el CFC-11 cuyo PAO por definición tiene el valor de 1.

7.1.6.2 PCG: (Potencial de calentamiento global - en inglés Global Warming Potential - GWP)

Es la habilidad de un gas de absorber radiación infrarroja. Esta unidad se estima teniendo como referencia el calentamiento atmosférico que genera el Dióxido de Carbono (CO₂).

La GWP mide la capacidad de una sustancia para producir efecto de invernadero o calentamiento global. Todos los refrigerantes contribuyen a este efecto. A partir del protocolo de Kyoto, existen unos compromisos por parte de la unión europea para reducir las emisiones de gases de efecto invernadero.

El reglamento CE N° 2037/2000 regula el empleo de estos gases refrigerantes. Desde el 1 de octubre del 2000 esta prohibida la utilización de CFC, en el caso de los HCHC ya hay límites para su empleo y los HFC no tienen restricción de empleo por el momento debido a su nulo efecto sobre la capa de ozono.

7.1.6.3 Propiedades de seguridad de impacto ambiental

- Los refrigerantes, deben ser químicamente inertes en su estado puro como cuando están mezclados con humedad del aire en cierta proporción.
- El refrigerante no debe contaminar de ninguna manera los productos alimenticios.
- El refrigerante no debe alterar las condiciones naturales del medio ambiente, en el caso que los sistemas de refrigeración tengan alguna fuga, su grado de impacto en la destrucción de la capa de ozono debe ser nula.
- Baja afectación en el efecto invernadero.
- La toxicidad en los refrigerantes tiene que ser nula, es decir de grado 6 ya que en concentraciones muy grandes son nocivos para la persona que esta expuesta.
- La inflamabilidad para cualquier concentración de refrigerante con aire debe ser nula.

7.1.6.4 Vida media

Es el tiempo necesario para que la concentración original de esa sustancia en la atmósfera disminuya a la mitad por acción de las transformaciones químicas o por remoción.

Tabla 7.1 Vida media PAO y PCG para algunos refrigerantes

Nombre genérico	Vida media (años)	PAO	PCG
INORGANICOS			
Agua	-	0	0
Amoníaco	<1	0	0
Dióxido de carbono	120	0	1
ORGANICOS			
HIDROCARBUROS			
Etano	<1	0	3
Propano	<1	0	3
Isobutano	<1	0	3
CLOROFLUOROCARBONADOS			
CFC-11	45	1	4000
CFC-12	100	1	8500
CFC-113	85	0.8	5000
CFC-114	300	1	9300
CFC-115	1700	0.6	9300
HIDROCLOROFLUOROCARBONADOS			
HCFC-21	2	0.04	210
HCFC-22	11.8	0.055	1700
HCFC-123	1.4	0.02	93
HCFC-141b	9.2	0.11	630
HIDROFLUOROCARBONADOS			
HFC-23	260	0	12000
HFC-134a	13.8	0	1300
HFC-236fa	220	0	9400

Fuente: Refrigeración SENA, Medio Ambiente, Foxmancol

7.1.7 Sustancias agotadoras de ozono (SAO)

Las sustancias que agotan la capa de ozono (SAO) son sustancias químicas que tienen el potencial de reaccionar con las moléculas de ozono de la atmósfera.

La actividad del hombre produce gases halógenos que contiene átomos de cloro y bromo; estos gases, una vez liberados en la atmósfera, tiene el poder de destruir las moléculas de ozono en una reacción fotoquímica en cadena. Una vez destruye una molécula de ozono, el cloro o bromo de la SAO es disponible para destruir otro más.

La duración de la vida destructiva de una SAO puede extenderse entre los 100 y 400 años, dependiendo de su tipo. Por consiguiente, una molécula de SAO puede destruir cientos de miles de moléculas de ozono.

Las sustancias destructoras del ozono más comunes pertenecen a la familia de los clorofluorocarbonos, o CFC, que empezaron a producirse en Bélgica en 1892.

Las SAO se emplean como refrigerantes en los circuitos de enfriamiento, en la fabricación de espumas; como solventes de limpieza, en la industria de la electrónica; como propulsores, en los productos en aerosol; como esterilizantes, como agentes para combatir el fuego; como fumigantes, para controlar plagas y enfermedades y como materias primas.

Las SAO son básicamente hidrocarburos clorinados, fluorinados o brominados e incluyen:

- Clorofluorocarbonos (CFC).
- Hidroclorofluorocarbonos (HCFC).
- Halones
- Hidrobromofluorocarbonos (HBFC).

- Bromoclorometano
- Metilcloroformo
- Tetracloruro de carbono
- Bromuro de metilo

En la tabla siguiente se cita las sustancias actualmente identificadas como SAO y sus usos mas frecuentes.

Tabla 7.2 Usos de sustancias SAO

SAO	USOS	NOMBRE	PAO	PCG
Clorofluorocarbonados	Refrigerantes	R – 11	1	4000
	agentes espumantes	R – 12	1	8500
Halones	Extinguidotes	Halcon – 1301	10	5600
Tetracloruro de carbono	Solvente	TCC	1.1	1400
Metilcloroformo	Solvente	TCA	0.1	110
Bromoclorometano	Solvente		0.12	
Bromuro de metilo	Plaguicida	Br – Me	0.6	

Fuente: Refrigeración SENA, Medio Ambiente, Foxmancol

La liberación de las SAO puede suceder de las siguientes maneras:

- Por despresurización y purga durante mantenimiento de sistemas de refrigeración y aire acondicionado.
- Uso de solventes como agentes de limpieza.
- Aplicación de bromuro de metilo al suelo en los casos de cuarentena y pre-embarque.
- Destrucción inadecuada de productos que contienen SAO como refrigeradores, espumas, etc.
- Circuitos de refrigeración que presentan fugas.
- Liberación de aerosoles que usan CFC como propelentes.

Como un control medioambiental que tomamos en este proyecto es principalmente la utilización del refrigerante R-404A en reemplazo del R-502A, en equipos de refrigeración, que no contamina el medio ambiente.

7.1.8 Control contra infestación

Se debe procurar que el diseño del inmueble sea de tal forma que se impida la acumulación de humedad, nidos de pájaros, insectos o bacterias; los nichos y esquinas son lugares idóneos para nidos de pájaros.

Debemos hacer notar que el poliestireno es un material con grandes ventajas ambientales ya que no sirve como alimento para animales, es un material inerte al desarrollo de hongos y bacterias, no se pudre, no es soluble en el agua, ni tiene sustancias hidrosolubles que contaminen mantos freáticos, no contiene fluorocarbonos que ataquen la capa de ozono y contribuyan al efecto de invernadero, su combustión es más limpia que la de la madera o el cartón con desprendimiento de dióxido de carbono y agua, y no se tiene antecedentes desde su invención de que produzcan daños a la salud por su contacto.

7.2 Formas de almacenamiento de productos

Las recomendaciones para las mejores condiciones para el almacenamiento de frutas frescas y flores cortadas podrían cambiar de tiempo a tiempo a medida que cambian las variedades y los métodos del manejo y que se obtenga más información sobre los requisitos para el almacenamiento de estos productos. Las condiciones y requisitos dados están basados en la mejor práctica comercial en la actualidad y en experimentos científicos.

7.2.1 Calidad de los productos agrícolas

Las frutas, las flores cortadas y otros productos parecidos para el almacenamiento deberían estar lo más libres posible de rotura de la cáscara, magulladuras, putrefacción u otro deterioro. Las magulladuras y otros daños

mecánicos no sólo quitan el atractivo de la apariencia de los productos, sin que generalmente constituyan la principal vía de entrada para los organismos de putrefacción.

Se desarrollaron varias veces mayor putrefacción en las áreas magulladas que en las áreas no magulladas. Durante el almacenamiento, se desarrollaron el 25% de putrefacción en los severamente magullados, pero 13% en los no magullados. El daño mecánico también incrementa la pérdida de humedad. La velocidad de la pérdida de humedad podría incrementarse tanto como 400% por una sola magulladura grave.

La vida máxima del almacenamiento se puede obtener sólo mediante el almacenamiento de productos de alta calidad, poco después de la cosecha. Diferentes lotes de frutas podrían variar mucho en su comportamiento de almacenamiento. Las propiedades del almacenamiento podrían estar influenciadas por la variedad, el clima, las condiciones del suelo y del cultivo, la madurez y las prácticas del manejo antes del almacenamiento.

Se deberían tomar en cuenta de una forma adecuada cuando los productos son cultivados bajo condiciones favorables, transportados de una distancia o están deteriorados.

7.2.2 Temperatura

El almacenamiento en refrigeración es recomendado para muchos productos perecibles porque retrasa: 1) la respiración y otra actividad metabólica, 2) el envejecimiento debido a la maduración, el reblandecimiento, y los cambios de la textura y color, 3) la pérdida de humedad y el marchitamiento resultante, 4) el estropeo debido a la invasión por bacterias, hongos y levaduras, y 5) el crecimiento indeseado, como el brote de las papas.

Si se quiere obtener los mejores resultados en el almacenamiento en frío de los productos discutidos aquí, es muy importante que la temperatura en las cámaras de almacenamiento se mantenga bastante constante. En la mayoría de los casos, variaciones de 2° o 3° F. sobre o debajo de la temperatura

deseada son demasiadas. Si la temperatura del aire donde se almacena cualquiera de las frutas sube 2° o 3° F por encima del límite superior mencionado o si el producto no está enfriado rápidamente a estas temperaturas, existe el peligro de putrefacción incrementada y de maduración indebida.

Mientras mayor sea el período durante el cual la temperatura está por encima de la óptima, mayor es el peligro.

Otros productos sufren estos u otros tipo de deterioro si las variaciones de temperatura a través de largos períodos de almacenamiento exceden los límites definidos en este artículo. Además, las fluctuaciones en temperatura a menudo causan condensación de humedad en los productos almacenados, lo cual es indeseable ya que favorecería el crecimiento de moho y el desarrollo de la putrefacción.

Las temperaturas de los productos deberían ser tomadas en paquetes o dentro de contenedores grandes en varios puntos. Un termómetro de buena calidad es esencial, no se puede esperar obtener temperaturas exactas con un termómetro de mala calidad. Se recomienda un termómetro con tallo de vidrio o uno dial de metal para tomar temperaturas de los productos frescos.

7.2.3 Pre-enfriamiento

El pre-enfriamiento se refiere a la remoción rápida del calor del campo antes del embarque o almacenamiento. Puesto que el deterioro ocurre mucho más rápidamente en temperaturas cálidas que bajas, mientras se retire más pronto el calor del campo después de la cosecha, más tiempo se puede mantener el producto en condiciones comercializables en almacenamiento.

Generalmente, las cámaras de almacenamiento diseñadas para mantener los productos bajo refrigeración no tienen ni la capacidad de refrigeración ni el movimiento del aire que se necesita para un enfriamiento rápido. De este modo, el pre-enfriamiento para el almacenamiento es generalmente una operación aparte que requiere de facilidades y equipos especiales.

El pre-enfriamiento es efectuado comercialmente mediante varios métodos. Todos implican la transferencia rápida del calor de la mercancía a un medio para enfriamiento, tal como el aire, el agua o el hielo. Desde 30 minutos o menos, hasta 24 horas o más, podría requerirse para el pre-enfriamiento adecuado.

La velocidad del enfriamiento para cualquier producto depende principalmente de 4 factores: 1) la accesibilidad del producto al medio de refrigeración, 2) la diferencia en temperatura entre el producto y el medio de refrigeración, 3) la velocidad del medio de refrigeración, y 4) el tipo del medio de enfriamiento.

Sin consideración del método para el pre-enfriamiento, mucho del beneficio se perdería si el producto no es refrigerado rápidamente después.

La humedad relativa del aire en las cámaras de almacenamiento afecta directamente la calidad de mantenimiento de los productos retenidos en ellas. Si es demasiado baja, es probable que ocurra marchitamiento o arrugas en la mayoría de las frutas, flores cortadas y productos relacionados; si es demasiado alta, podría favorecer el desarrollo de putrefacción, especialmente en cámaras donde hay considerable variación de temperatura.

El control del moho se vuelve particularmente difícil si la humedad relativa se aproxima a 100%, lo cual resulta en la condensación de humedad. Los hongos de superficie podrían crecer sobre las paredes, techos y contenedores, así como en los productos almacenados. Mantener la humedad relativa suficientemente alta es generalmente un problema mucho más grande que la humedad muy alta en almacenes comerciales.

Se recomienda las humedades relativas altas de 90% a 95% para la mayoría de los productos perecibles, para retrasar el reblandecimiento y marchitamiento a causa de la pérdida de humedad.

Si es necesario incrementar la humedad relativa en las cámaras para almacenamiento común, o almacenamiento enfriado por aire (no refrigerado), eso se puede efectuar rociando el piso ocasionalmente. Las humedades

relativas recomendadas son las que retrasarán la pérdida de humedad y que han sido consideradas suficientemente seguras en cuanto a micro-organismos se refieren. Sin embargo, ha de ser aceptada alguna pérdida de humedad.

Es de importancia mayor en la manutención de la humedad relativa adecuada en el aire del almacenamiento, el proveer un buen aislamiento, evitar infiltraciones y proveer suficiente superficie de enfriamiento para que el margen de variación entre la temperatura de la superficie de refrigeración (serpentín o spray) y la temperatura deseada del producto sea la más pequeña posible.

Por esta razón, es esencial un control exacto de la temperatura de refrigeración para mantener altas humedades en un almacenamiento mecánicamente refrigerado. A medida que incrementa la diferencia entre la temperatura de superficie de refrigeración y la temperatura del aire en contacto con la superficie, incrementa la humedad.

7.2.4 Circulación del aire y espaciamento de paquetes

El aire debe circularse para mantener una cámara de almacenamiento en frío a una temperatura pareja total. Las temperaturas del producto en una cámara de almacenamiento podrían variar porque la temperatura del aire sube a medida que el aire pasa a través de la cámara y absorbe el calor de la mercancía. También podría existir una fuga de calor variable en diferentes partes del almacén.

En un sistema de conducto, el aire cerca de los conductos de retorno es más cálido que el aire cerca de los conductos de entrega. En muchos almacenes recién contruidos, las unidades de refrigeración están instaladas sobre el pasillo central. El aire circula del centro de la cámara hacia fuera a las paredes, hacia abajo a través y entre las filas de productos y regresa arriba a través del centro de la cámara.

La necesidad mayor de una circulación rápida del aire es durante la remoción del calor del campo. A veces, esto se hace mejor en cámaras separadas para

el pre-enfriamiento que tienen más capacidad de refrigeración móvil que en cámaras de almacenamiento en frío comunes.

Después de haber retirado el calor del campo, una velocidad alta de aire ya no es necesaria y generalmente resulta indeseable. Solamente se debe administrar un movimiento suficiente del aire para retirar el calor respiratorio y el calor que entra a la cámara a través de superficies exteriores y las puertas.

Los movimientos del aire de 50 a 75 pie lineal por minuto a través de los conductos verticales son generalmente suficientes para efectuar esto. Sin embargo, es muy importante que este aire circulante sea distribuido uniformemente en toda la cámara.

Después de que el producto esté enfriado y las temperaturas se hayan vuelto casi estacionarias, una división (diferencia de temperatura entre el aire de retorno y el de entrega) que excede 1.5° F es una indicación del volumen insuficiente del aire frío. El ajuste no apropiado de los sistemas de distribución del aire fue encontrado como la causa mayor de la no-uniformidad de las temperaturas del almacén en cámaras de almacenamiento.

La influencia de la temperatura en la velocidad de maduración y deterioro tiene un significado especial en el manejo del almacenamiento en frío. Por ejemplo, las manzanas maduran tanto en un día a 70° F como lo hacen en 10 días a 30° F. De este modo, una demora de 3 días en un huerto o un depósito para embalaje cálidos podría acortar la vida del almacenamiento tanto como 30 días, aún si las manzanas se almacenan luego a 30° F. La temperatura de almacenamiento óptima para la mayoría de los productos es justa por encima de su punto de congelamiento.

La naturaleza del contenedor y la forma de apilar son factores importantes que influyen el comportamiento del enfriamiento. Es inútil un sistema elaborado para la distribución del aire, si un apilamiento mal hecho evita que fluya el aire. Un principio cardinal del movimiento del aire es que el aire siga el camino que ofrece la menor resistencia; de este modo, si el espaciamiento es irregular, los espacios más amplios logran un mayor volumen de aire que los más reducidos.

Si algunos espacios están bloqueados parcialmente, habrá zonas de aire muerto donde las temperaturas son más altas. Pasillos anchos en la dirección del flujo de aire son indeseables, ya que la mayor parte del aire entonces evita entrar en la mercadería apilada. Es difícil hacer generalizaciones en cómo ordenar los apilamientos con la gran variedad de contenedores en uso para diferentes productos.

Sin embargo, si la misma mercancía se almacena rutinariamente, se puede pintar líneas en el piso para indicar el espaciamiento para las filas de contenedores. Un espacio de 2 a 3 pulgadas entre filas de contenedores, tales como las cajas de manzanas, es deseable.

Las filas deberían ordenarse de tal forma que la dirección del movimiento de aire esté a lo largo más que a través de las filas. Un espaciamiento de 4 a 8 pulgadas en las paredes laterales es deseable para que el aire frío pueda ser repartido en todos los niveles. También es necesario el espaciamiento para la circulación del aire en los pisos y el techo.

Los productos en cajas de cartón no ventilados se enfrían muy lentamente y a menudo permanecen sensiblemente más cálidos que el aire circunstante durante el almacenamiento. Las hendiduras de ventilación en las cajas de cartón mejoran el enfriamiento pero aún más importante es el espaciamiento adecuado de los contenedores sobre las paletas. Es deseable que el aire móvil pase por los lados largos de cada contenedor para un enfriamiento rápido.

7.2.5 Embalaje protector

Los productos deberían almacenarse en contenedores con adecuados materiales de amortiguación, fuerza de apilamiento y durabilidad para protegerlos contra aplastamiento y para resistir las condiciones de alta humedad.

Las jabas embaladas a lleno deberían apilarse sobre sus costados o dejando una fila entre las capas para aliviar el peso de la mercancía. Los productos

empaquetados para el consumidor podrían presentar problemas especiales, ya que los contenedores maestros podrían carecer de fuerza para el apilamiento.

A menudo, se puede minimizar la desecación mediante el uso de materiales de plástico que retienen la humedad para empaquetar. Las películas para el revestimiento de las cajas y para las cubiertas de las paletas y películas alquitranadas se usan para reducir la pérdida de humedad de las frutas y productos de vivero (plantas ornamentales).

También se usan materiales de embalaje químicamente tratados para reducir el deterioro. Por ejemplo, las envolturas de tejido tratado con difenilamina para la reducción de escaldadura de frutos, envolturas impregnadas de sulfato de cobre y aceite mineral para prevenir la propagación de putrefacción por moho gris, los cojinetes y revestimiento de cajas tratados con difenil para el control de putrefacción.

Las flores ingresarán a las cámaras en gavetas de plástico con agua para una mejor conservación de las flores.

Los tomates de árbol ingresarán en cajas de madera con rejillas en sus alrededores para una mejor circulación de aire.

Los babacos y piñas ingresarán en cajas de cartón con rejillas en sus alrededores para una mejor circulación, y en algunos casos dependiendo de las temperaturas ingresarán con envolturas de tejidos tratados para su correcta conservación.

Las distancias entre filas y el número de cajas por cámara se detallan en los planos de almacenamiento.

7.3 Cuidados e higiene

Mantener el producto a la sombra o cubrirse adecuadamente, en el caso de que no sea empacado de inmediato.

Las frutas frescas y flores deben mantenerse en frío, se guardaran mientras estén vivos y no deteriorados y sean capaces de resistir los organismos de la descomposición.

Mantener las frutas y flores frescas a baja temperatura después del enfriamiento a fin de reducir o minimizar el crecimiento microbiano. Vigilar y controlar la temperatura del almacenamiento en frío.

No deben producirse goteos del agua de condensación y de descongelación, procedente de los sistemas de enfriamiento sobre las frutas y hortalizas frescas.

No deberán guardarse, en la misma cámara donde se almacenan los alimentos, productos que afecten la duración, calidad o sabor de los mismos, como por ejemplo fertilizantes, gasolina, aceites lubricantes, pescado, etc. Las filas y columnas de palles deben separarse, como mínimo a 15 cm de las paredes y al menos 10 cm del suelo con el fin de prevenir el daño de las paredes, permitir una correcta limpieza y/o una posible inspección visual del producto.

Estando vivos oxidan el azúcar y producen calor el cual anula los beneficios de la refrigeración, por tanto debemos tener más capacidad de refrigeración que la requerida para el tejido muerto. Necesitamos suficiente refrigeración para anular el calor producido y aun más para enfriar las frutas y disminuir su velocidad de respiración.

Algunos alimentos se dañan a bajas temperatura por ejemplo el tomate verde que no madura en frío, los frutos pueden ser congelados o descongelados varias veces y permanecer vivos.

7.3.1 Desinfección de frutas y flores frescas:

La eficacia de los desinfectantes depende del tipo de frutas, de las características de su superficie, temperatura y tipo de patógenos.

Listeria monocytogenes es generalmente más resistente a los desinfectantes que Salmonella, Eschericia coli O157:H7 y Shigella.

Existen pocos conocimientos sobre la eficacia de los desinfectantes en inactivar parásitos y virus presentes en frutas.

Lavar las frutas en agua potable remueve una porción de células microbianas. En algunos casos, un lavado fuerte con agua conteniendo 200 ppm de cloro, puede ser efectivo como tratamiento, generalmente esto reduce la población de microorganismos entre 10 a 100 veces.

En contaminaciones extremadamente fuertes de frutas se debe aplicar el tratamiento de lavado dos veces. Se recomienda un primer lavado con agua potable para remover las contaminaciones de tierra y heces y un segundo lavado o enjuague con agua potable conteniendo desinfectantes. La temperatura del agua de lavado deberá ser superior a la temperatura de frutas con el fin de minimizar el crecimiento de microorganismos por daños en el tejido.

El efecto letal del cloro ocurre entre los primeros cinco segundos del tratamiento. La población de microorganismos disminuye al incrementar la concentración de cloro a 300 ppm aproximadamente, sin embargo la efectividad no es proporcional al aumento de la concentración. Dióxido de cloro se usa para controlar la población de microorganismos en agua de lavado, pero su eficacia es variable para inactivar los microorganismos de la superficie de las frutas.

El Bromo y el yodo tienen un potencial limitado como desinfectantes de frutas, en parte porque causan un efecto adverso sobre la calidad sensorial (organoléptica).

El fosfato trisódico tiene un buen potencial como desinfectante para frutas enteras en establecimientos comerciales. El uso en los hogares de es limitado, su alta alcalinidad puede producir irritaciones en la piel.

Otros desinfectantes tienen efectos variables sobre el control de patógenos en frutas frescas y se usan para sanitizar el agua de lavado con el fin de prevenir la contaminación que se podría presentar al emplear agua insegura microbiológicamente. Ácidos orgánicos (acético, láctico, cítrico y peróxido acético) tienen buen potencial como desinfectantes para frutas.

La ozonización del agua de lavado reduce el número de microorganismos, como resultado se reduce el número de microorganismos en la superficie de las frutas y hortalizas.

El uso de agua ácida electrolizada (AcEW) constituye una nueva técnica para la descontaminación de productos frescos y se obtiene mediante electrólisis de una solución acuosa de cloruro de sodio.

La aplicación de radiaciones ionizantes para disminuir la contaminación microbiológica de los vegetales ha sido utilizada con gran éxito.

Heces o agua conteniendo heces nunca puede entrar en contacto con las frutas, incluso ni el más poderoso tratamiento (irradiación) es confiable para eliminar algunos patógenos presentes si esto ocurriera.

Prevenir la contaminación de frutas con patógenos en todas las etapas de la cadena del campo a la mesa a través de la aplicación de buenas prácticas agrícolas, es preferible aplicar desinfectantes químicos después que ha ocurrido la contaminación.

7.3.2 Norma técnica sanitaria para la autorización y control de cuartos fríos No. 010-2004-A

Infraestructura

1. Las dimensiones del cuarto frío deben estar de acuerdo al volumen de alimentos que se proyecta almacenar, para evitar la sobresaturación de estos.

2. Los pisos deben ser contruidos de ladrillos de cemento antideslizante o en su defecto de concreto de 10 cm. de espesor, de superficie uniforme sin grietas, con desagües tipo inodoro y pendiente de 1%, no aplica para cuartos fríos pre-fabricados.
3. Las paredes deben ser lisas y pintadas de color claro, las uniones de las paredes con el piso y cielo raso deben ser redondeadas. En el caso de los cuartos fríos que vienen pre-fabricados y que las uniones son cuadradas, estos deben limpiarse y desinfectarse minuciosamente.
4. Las puertas deben abrir hacia fuera, ser herméticas y provistas de cortinas plásticas.
5. El cielo raso debe ser construido de material de concreto u otro material que sea de fácil limpieza y pintado de color claro.
6. La iluminación debe ser con luz artificial que permita sin dificultad realizar la inspección y demás operaciones dentro de la bodega.

Almacenamiento Y conservación

1. Los cuartos fríos deben contar con termómetros en buen estado, visibles y mantener los alimentos a las temperaturas adecuadas.
2. Los alimentos deben almacenarse adecuadamente, de tal manera que no haya sobresaturación, no se deben mezclar alimentos procesados con materias primas, alimentos crudos, para evitar contaminaciones cruzadas.
3. Debe establecerse el sistema de rotación primeras entradas, primeras salidas (PEPS), para garantizar una buena utilización de los alimentos almacenados.

4. Las materias primas y productos procesados deben conservarse a las temperaturas determinadas.

Equipo y material de limpieza

1. Deben contar con tarimas plásticas, estantes de fibra de vidrio o de acero inoxidable, rieles aéreos, ganchos, termómetros visibles, manguera para lavar el cuarto frío, cubeta para preparar solución de limpieza, cepillos, escobas y sustancias desinfectantes. Todo el equipo debe estar en buenas condiciones de funcionamiento.
2. Las sustancias químicas que se utilicen para la limpieza y desinfección del equipo, paredes, pisos y demás, deben estar autorizados por la autoridad competente. Los cuales deben almacenarse adecuadamente fuera de la bodega.

Otras medidas preventivas

1. No deben almacenarse alimentos rechazados.
2. El cuarto frío debe mantenerse limpio, libre de residuos de productos, derrame de sustancias líquidas y desechos sólidos en los pisos. Las paredes, puertas y techos deben estar limpios al igual que las tarimas, estantes y demás equipos.
3. Debe utilizarse exclusivamente para alimentos y cuando estos sean procesados deben estar etiquetados con la información básica como es: fecha de vencimiento, nombre del producto o cualquier otra información que permita identificar el producto.

Prácticas de higiene

1. El personal responsable del cuarto frío y que está en contacto con los alimentos debe cumplir las Normas de higiene personal como son: aseo personal, uñas cortas y limpias, lavado de manos con jabón líquido desinfectante con la frecuencia necesaria. Debe evitar: fumar, escupir, estornudar o toser dentro del cuarto frío. Durante su permanencia en el cuarto frío, el empleado debe utilizar ropa de bioseguridad limpia y otros dispositivos que le protejan de frío, estos deben ser de uso exclusivo para la bodega para evitar la contaminación cruzada.

Control de salud

1. Las personas que tienen acceso al cuarto frío deben asegurar en forma periódica, cada seis meses, el buen estado de salud, a excepción del examen de tórax que es cada año, para ello debe consultar en la Unidad de Salud respectiva.
2. No debe permitirse el acceso a las personas que se sabe o sospeche que padecen de alguna enfermedad que potencialmente puede transmitirse por medio de los alimentos. Entre los síntomas a controlar en las personas esta: ictericia, diarrea, vómitos, fiebre, dolor de garganta, lesiones en la piel visiblemente infectadas, secreción de oídos, ojos o nariz⁹⁹.

⁹⁹ FOXMANCOL, Aspectos Medio Ambientales. <http://foxmancol.googlepages.com>

CAPITULO VIII

SIMULACIÓN DEL SISTEMA

8.1 Descripción del programa

Historia:

La empresa fue fundada en 1975 y en 1998 fue integrada a Heatcraft Refrigeration Products, una división de Lennox Global Ltd. presente en más de 10 países, pasando a llamarse Heatcraft do Brasil.

Heatcraft do Brasil fabrica y comercializa una completa línea de productos para sistemas de refrigeración bajo las marcas McQuay y FlexCold en Brasil, y las marcas Bohn, Climate Control y FlexCold en los demás países de América Latina.

La fábrica Heatcraft do Brasil está ubicada en São José dos Campos-SP, uno de los principales polos industriales del país, donde están centralizados la administración, atención al cliente, ingeniería de producto, fabricación y laboratorios de pruebas, en un área total de 60.000 m².

La avanzada tecnología mundial desarrollada por Heatcraft está presente en cada componente de los sistemas de refrigeración para las más variadas aplicaciones, como equipos para almacenamiento frigorífico, cámaras frías, mostradores y vitrinas para enfriamiento o congelación utilizados en la

conservación de perecederos en supermercados, tiendas de conveniencia, restaurantes, almacenes productores y centros de distribución.

Heatcraft también desarrolla proyectos a través de un estudio detallado de las necesidades de nuestros clientes, con el auxilio de modernos softwares y ensayos de desempeño en laboratorios.

Calidad:

HEATCRAFT de BRASIL conquistó la Certificación ISO 9001, acorde a los estándares de calidad internacional. En 2001, fue la primera empresa en obtener la certificación UL (Underwriters Laboratories Inc.-EUA) para toda su línea de intercambiadores de calor.

Estas certificaciones comprueban la efectiva política de calidad de la empresa, con el suministro de equipamientos cada vez más seguros y el uso materiales que no ofrecen riesgo ambiental.

En 2002, Heatcraft también obtuvo la certificación del IRAM (Instituto Argentino de Normalización) para las unidades condensadoras.

La política de calidad de la empresa no se restringe sólo al producto, sino también a la satisfacción total del cliente, a quien le brinda atención personalizada, rápida y eficiente, tanto para el suministro de piezas como en su servicio de asistencia técnica.



8.2 Modo de empleo del software

Los Resultados obtenidos en el uso del programa no prevén excepciones o casos particulares. Es de total responsabilidad del usuario la inserción de los datos y la operación del programa.

Datos iniciales:

El programa trabaja con el sistema decimal identificado por (.) punto y no reconoce (,) coma. Por lo tanto, todos los datos cuyo valor contenga casas decimales, deberán ser informados separados por punto.

Altura de la cámara:

- La altura de la cámara no deberá ser menor que cero;
- La altura de la cámara no deberá superar los 10 metros.

Largo de la cámara:

- El largo de la cámara no deberá ser menor que cero;
- Los valores proporcionados para el largo y el ancho de la cámara serán relacionados en una fórmula y el resultado será utilizado como sugerencia para el valor de potencia total de iluminación, basta que usted informe el valor de período de utilización de la misma. Sin embargo, si fuera necesario, también se podrá alterar el valor de la potencia de acuerdo con la utilización específica.
- Para mejor llenado de este campo sugerimos que consulte los catálogos de los productos Heatcraft.

Ancho de la cámara:

- El ancho de la cámara no deberá ser menor que cero;
- Los valores proporcionados para el largo y el ancho de la cámara serán relacionados en una fórmula y el resultado será utilizado como sugerencia

para el valor de potencia total de iluminación, basta que usted informe el valor de período de utilización de la misma. Sin embargo, si fuera necesario, también se podrá alterar el valor de la potencia de acuerdo con la utilización específica.

- Para mejor llenado de este campo sugerimos que consulte los catálogos de los productos Heatcraft.

Área de las puertas:

- El campo área de las puertas debe ser llenado con la suma del área de las puertas existentes en la cámara a ser proyectada, considerando sólo las puertas que realmente serán utilizadas en el momento del cargamento.
- El valor informado en este campo no deberá ser mayor que 24m^2 ó mayor que el área de la menor pared de la cámara.

Temperatura de entrada del producto:

El valor de la temperatura de entrada del producto está limitado en mínimo de treinta y cinco grados negativos (-35°C) y máximo de cuarenta grados positivos ($+ 40^{\circ}\text{C}$).

Temperatura interna de la cámara:

El valor de la temperatura interna de la cámara está limitado en mínimo de treinta y cinco grados negativos (-35°C) y máximo de dieciocho grados positivos ($+ 18^{\circ}\text{C}$).

Tiempo de operación del compresor:

El tiempo de operación del compresor es el valor en horas que el compresor trabaja dentro de un día. Por este motivo tenemos un límite entre 0 y 24 horas de trabajo del compresor.

En el caso de sistemas con deshielo eléctrico, lo ideal será informar el tiempo de operación de 20 horas por día. Para compresores con deshielo natural, lo ideal será de 18 horas por día.

No se debe confundir el tiempo de operación del compresor no representa el tiempo de proceso. En un procedimiento estándar de cámaras frigoríficas, todas las cargas térmicas se calculan en kcal/24h, inclusive la del producto (que ya consideró el tiempo de proceso); si consideramos un tiempo de operación de 8 horas (igual al de proceso, por ejemplo), en vez de 18 ó 20, la capacidad de los equipos seleccionados será de 2 a 3 veces mayor que la capacidad necesaria.

Aislamiento térmico:

El programa ya presenta dos tipos aislante térmicos estandarizados para cálculo, que son el Poliestireno y el Poliuretano, con valores de 0.028 kcal/mh°C y 0.018 kcal/mh°C para la Constante de Conductividad Térmica, respectivamente.

Sin embargo, si fuera necesario utilizar un aislante térmico diferente de estos, se puede optar por “Otros” en la lista de opciones que está disponible. En este caso usted deberá informar el valor de la Constante de Conductividad Térmica en kcal/mh°C.

El espesor sugerido para el aislante térmico está relacionado con la temperatura interna y el tipo de aislamiento (poliestireno o poliuretano). O sea que cuando usted modifique esta última temperatura, el espesor del aislante térmico estará siendo adaptado proporcionalmente a esta. Una vez más subrayamos que este valor es uno de los valores que el programa sólo sugiere, y se puede alterar de acuerdo con sus necesidades.

Iluminación, personas y motores:

Estos son factores que pueden generar calor en el interior de la cámara frigorífica, por lo tanto, si usted los tiene, o los tendrá en el interior de la cámara frigorífica, debe considerar la cantidad y el período de permanencia en el interior de la misma.

Nota: Tener en cuenta la diferencia de sus unidades de medida:

- Iluminación - Potencia en Watts;
- Personas - Cantidad;
- Motores - Potencia en HP.

En cualquier caso, usted deberá informar el valor, en horas, de la permanencia o utilización de estos Ítemes en el interior de la cámara.

El valor de iluminación se sugiere a partir de una combinación de los datos del largo y ancho de la cámara informado al iniciar el programa.

Producto:

En la pantalla de productos hay una lista de productos proveída por Heatcraft do Brasil con sus respectivos valores de Punto de Congelación, Calor AC (calor antes de la congelación), Calor AB (calor después de la congelación), Calor Latente y Calor de Respiración.

Sin embargo, si el producto con el cual usted trabaja no consta en la lista proveída, pulse en el botón "Otros" y, después de esta operación, los campos de descripción del producto y los de sus valores arriba destacados se ponen a disposición para su inserción; por lo tanto dé sus datos, inclusive el nombre del producto.

Resultado:

El cálculo final del sistema de refrigeración será obtenido en la guía Resultado, pero para obtener el resultado final el sistema exige que usted provea todos los

datos para tal cálculo. Estos datos, preferentemente, deberán ser proveídos de acuerdo con el orden de las guías presentadas por el programa y con mucha atención para que la cámara pueda ser adecuada a sus necesidades.

Después de verificar todos los valores insertados, pulse en el botón 'Datos Insertados' (o 'Rehace Cálculo') para obtener el resultado de la cámara que se aplica a los datos informados.

Imprimir:

Después de pulsar el botón "Datos Insertados" el programa va a iniciar los cálculos para exhibir un resultado, sugiriéndole una selección de equipos para su cámara frigorífica. Estos valores serán de total responsabilidad del usuario del programa.

Al término del cálculo serán exhibidos entonces los resultados en la pantalla; si fuera necesario, se puede imprimir este resultado después de pulsar en el botón 'Imprimir'.

El programa utilizará la impresora que esté definida como estándar dentro del Windows; si fuera necesario alterar las configuraciones de impresión, se debe utilizar la ventana de impresoras del sistema Windows¹⁰⁰.

8.3 Simulación

A continuación haremos una corrida del programa, simulando las cargas para el cuarto 1 (Flores).

¹⁰⁰ Bohn. www.bohn.com

(*) Programa adquirido con ayuda de MegaFrío, empresa dedicada al diseño y construcción de cuartos fríos o refrigerados

Corrida del Programa

SIMULACION: FLORES

1. Ejecutamos el programa Heatcraft Probox.
2. Luego aparece una ventana y escogemos si (empezar una nueva sesión).

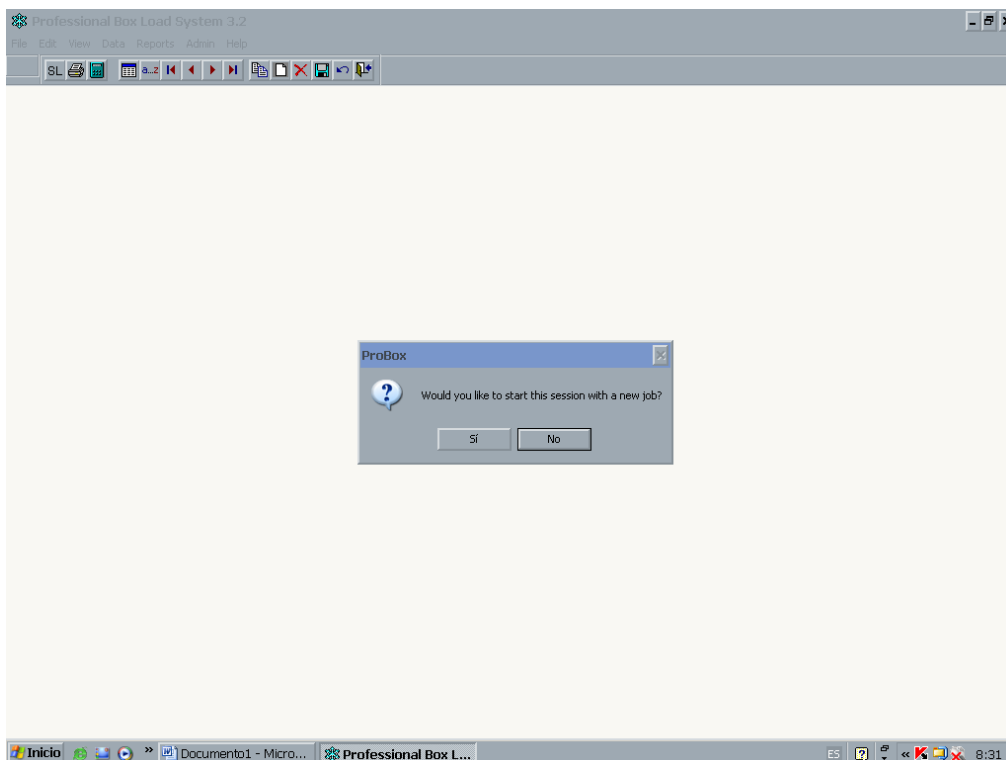


Figura 8.1 Ejecución del Programa (Paso 1 y 2)

En unidades métricas

3. Tenemos la ventana principal *General Information* (Información General), con dos opciones para trabajar en unidades métricas o unidades inglesas, en este caso elegimos unidades métricas.
4. Ingresamos los datos de temperaturas y las dimensiones de la cámara.

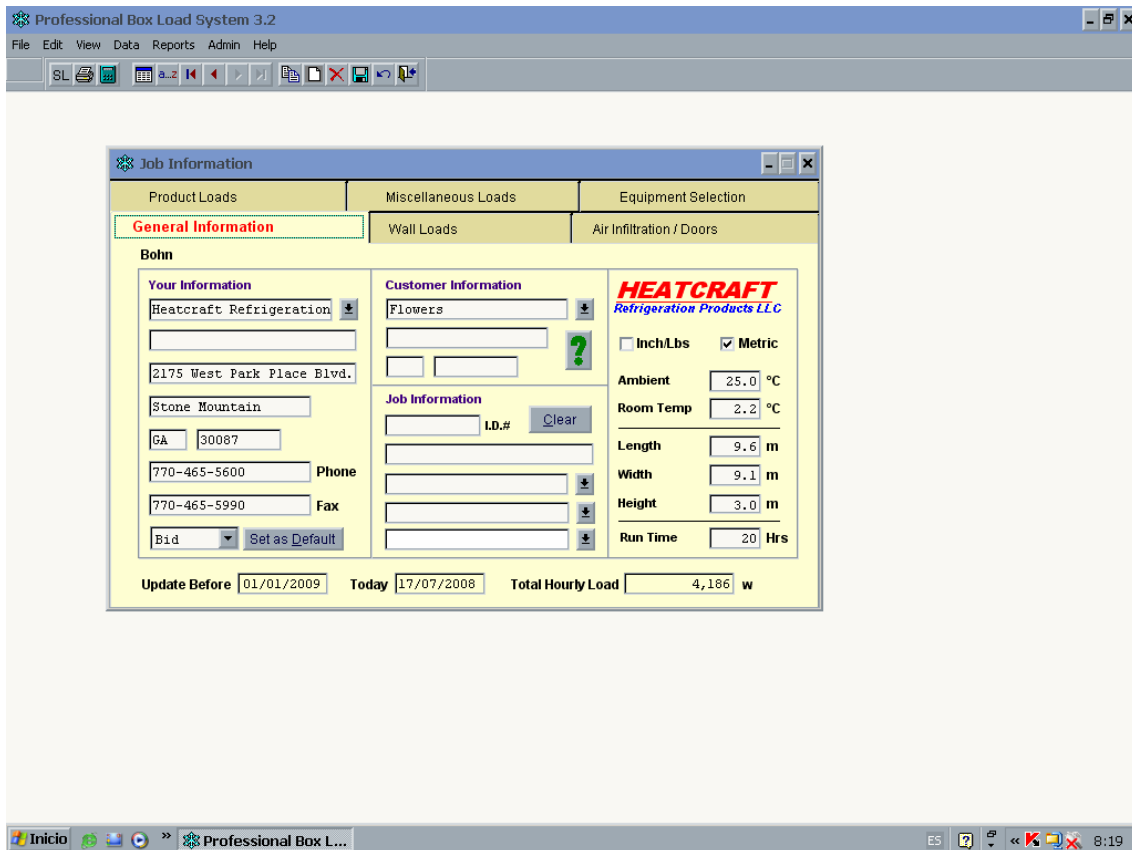


Figura 8.2 Ejecución del Programa (Paso 3 y 4)

5. Luego vamos a *Wall Loads* (Cargas en Paredes).
6. Ingresamos datos *Temp* (Temperaturas) para cada una de las paredes, techo y piso.
7. Escogemos el tipo de material *Insulation* (Aislamiento) de las paredes, techo y piso.
8. Ingresamos en *Thick* (Espesor) de las paredes, techo y piso.

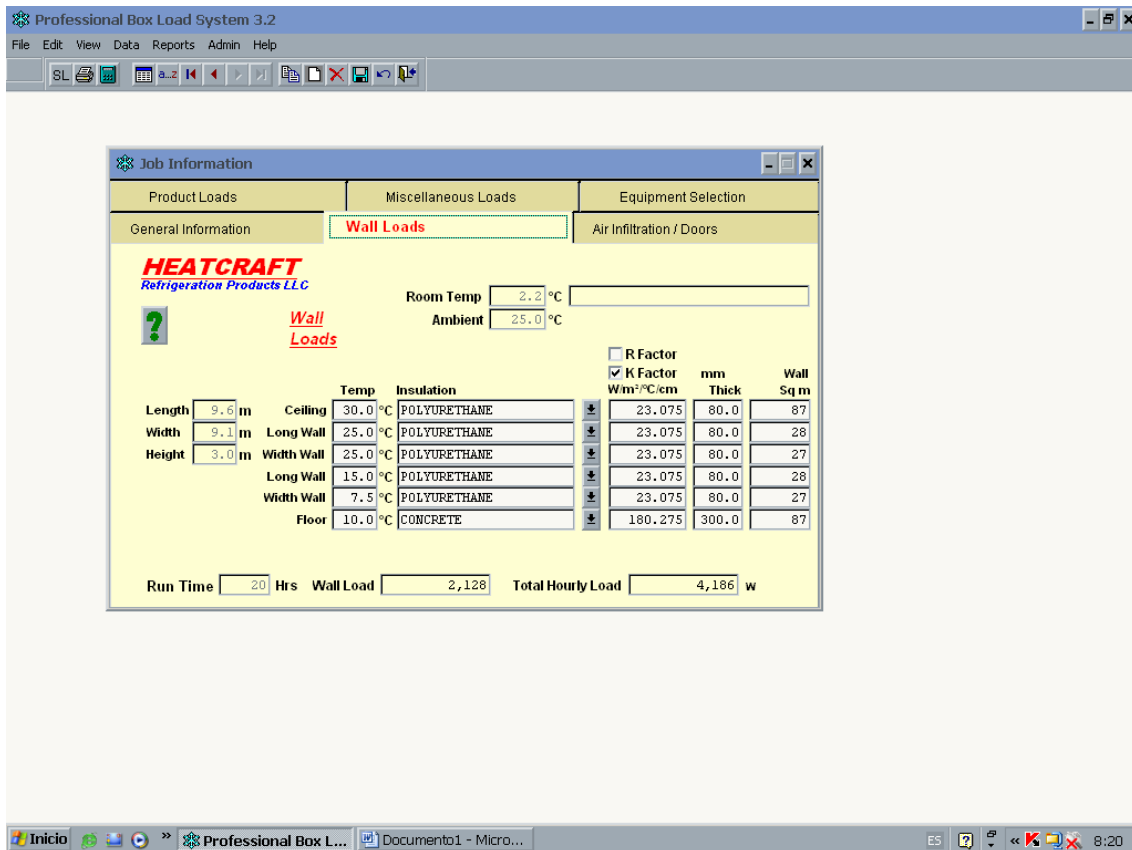


Figura 8.3 Ejecución del Programa (Paso 5 al 8)

9. Luego vamos a *Air Infiltration / Doors* (Infiltración de aire / Puertas).
10. Ingresamos datos del número de puertas, la temperatura de entrada de aire por la puerta, humedad relativa, dimensiones, el número de veces que se abre la puerta por hora, el factor de entrada de aire a través de una cortina (0.75), y el tiempo que estará la puerta abierta durante.

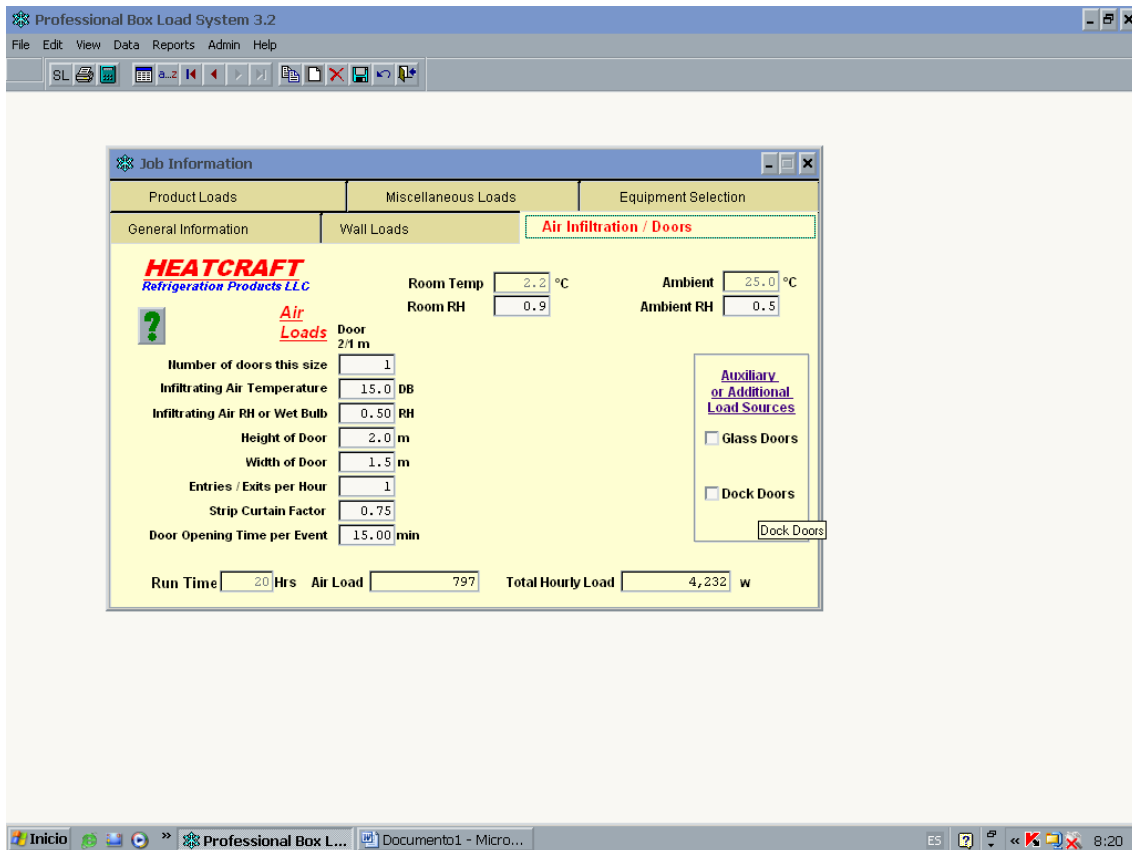


Figura 8.4 Ejecución del Programa (Paso 9 y 10)

11. Luego vamos a Product Loads (Cargas de Producto).
12. Ingresamos la categoría y el tipo de producto a simular, en este caso utilizamos la opción misceláneo, se aproxima a las características de flores.
13. Ingresamos la capacidad total de la cámara, temperatura de entrada del producto, temperatura final del producto, y la carga de producto por hora.

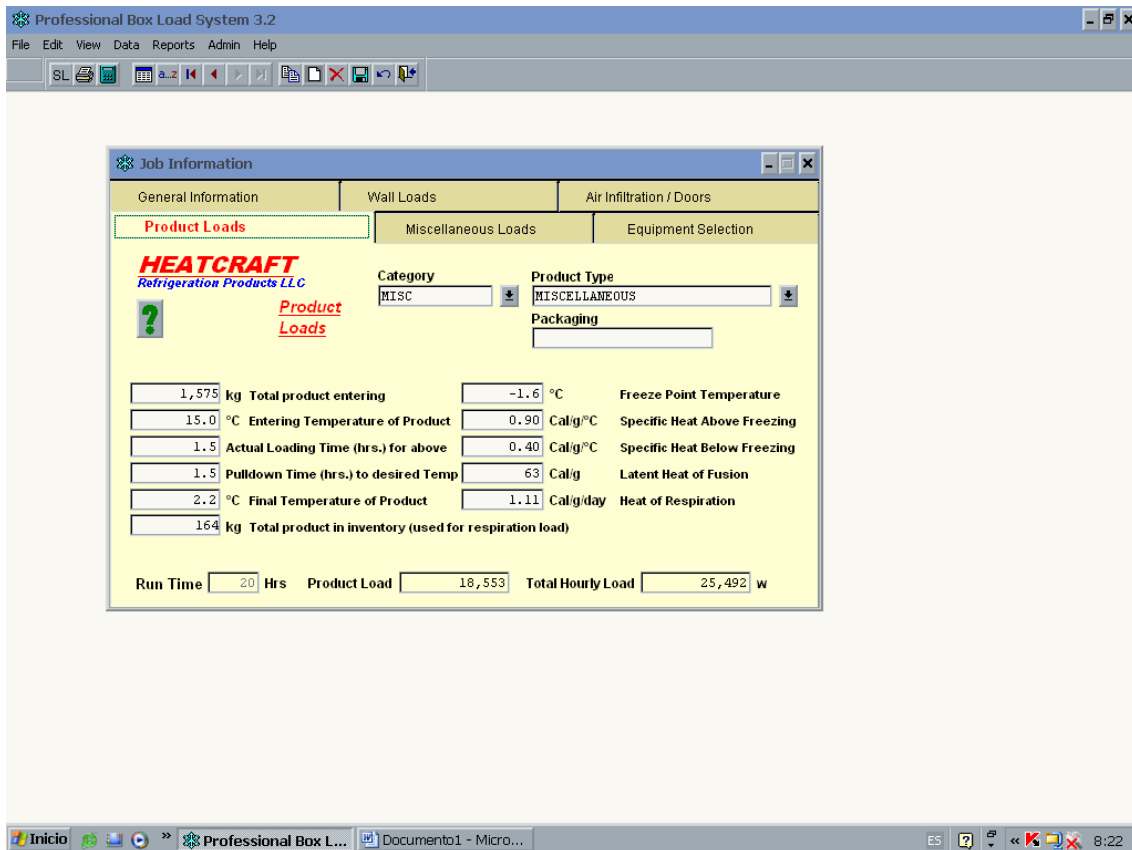


Figura 8.5 Ejecución del Programa (Paso 11 al 13)

14. Luego vamos a Miscellaneous Loads (Cargas Varias).
15. Ingresamos la cantidad total en Hp de los motores, la potencia por m² de los focos interiores de la cámara, y el número de personas que estarán en el interior.
16. Podemos ver en la opción *Total Hourly Load*. (Carga Total por hora) la capacidad de carga que requiere la cámara.

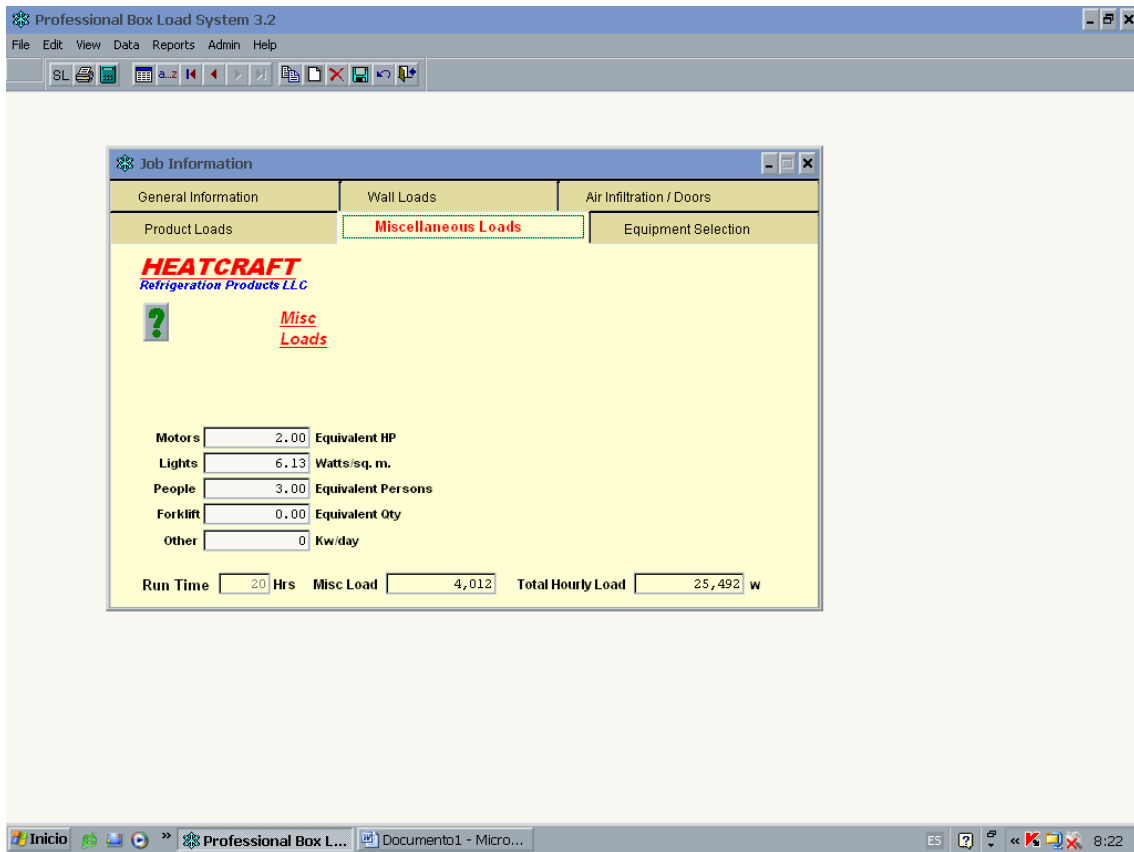
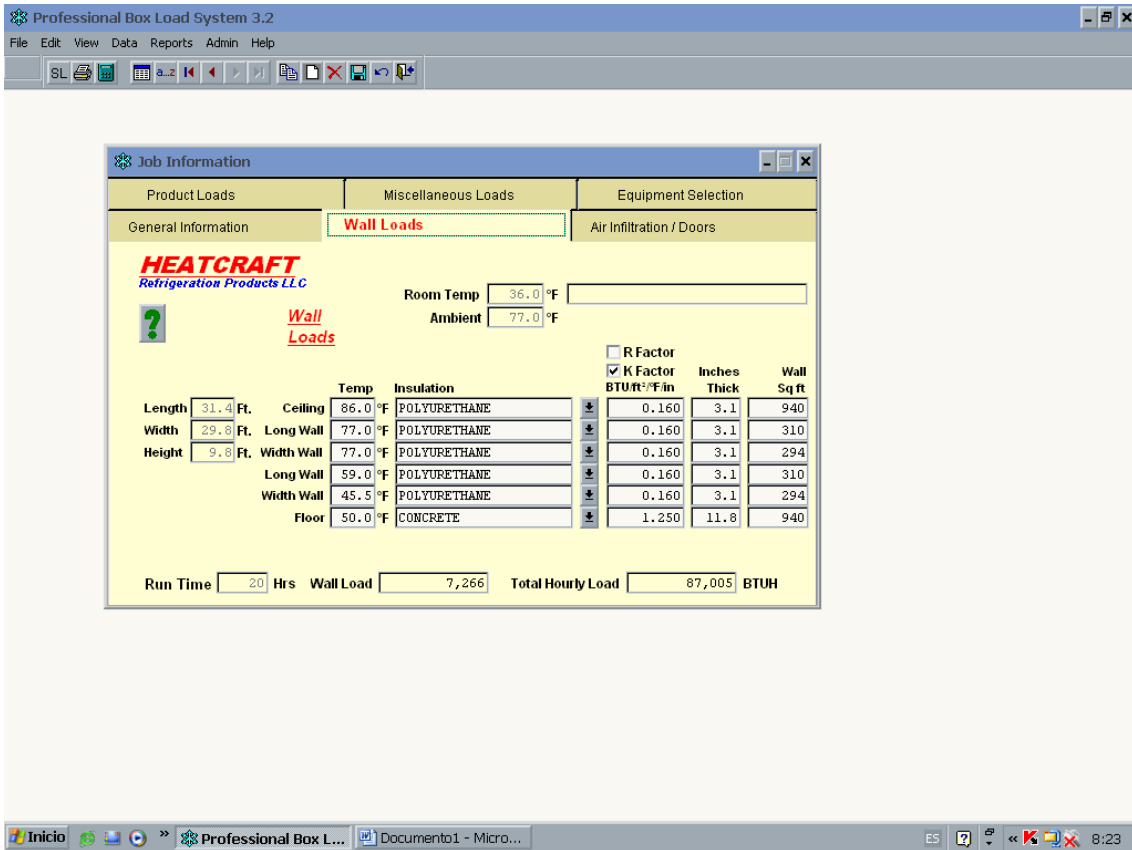
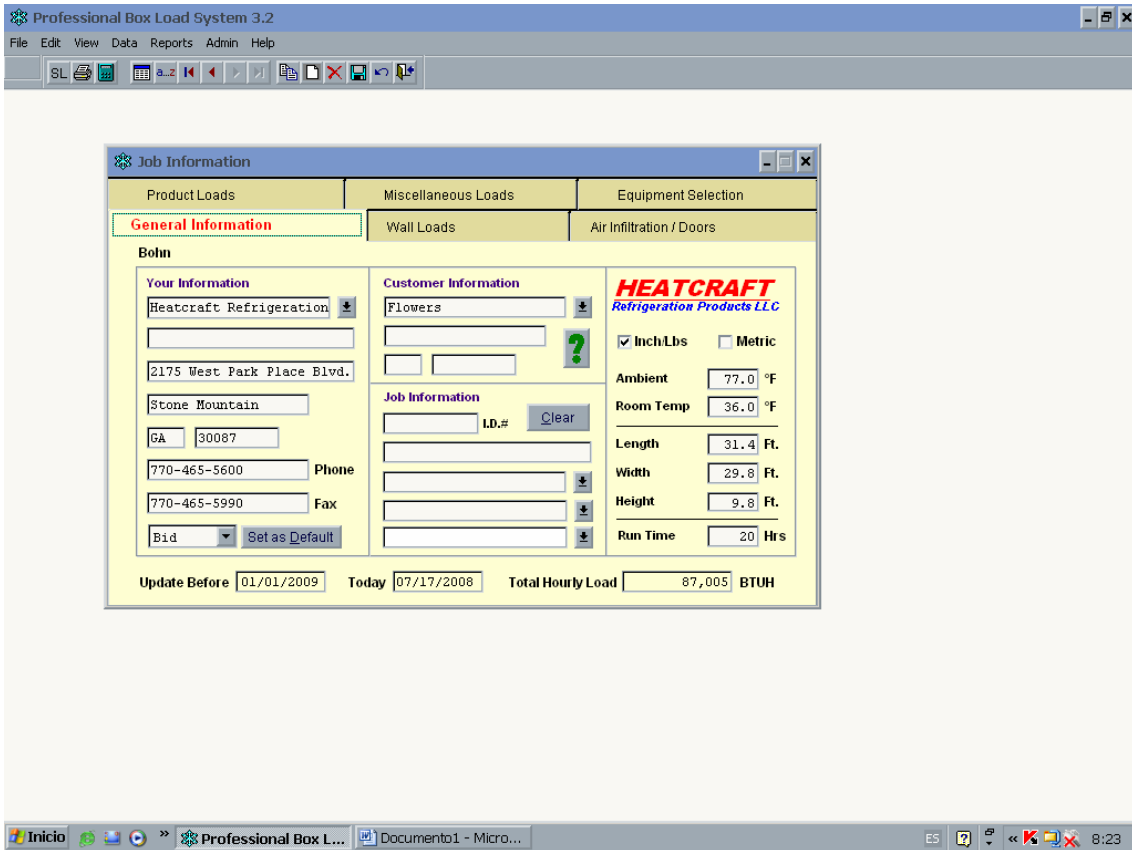


Figura 8.6 Ejecución del Programa (Paso 14 al 16)

En unidades en sistema inglés

Repetimos los mismos pasos (1 al 16), pero ahora con la opción en unidades inglesas.



Professional Box Load System 3.2

File Edit View Data Reports Admin Help

SL [Icons]

Job Information

Product Loads	Miscellaneous Loads	Equipment Selection
General Information	Wall Loads	Air Infiltration / Doors

HEATCRAFT
Refrigeration Products LLC

Air Loads Door 6.5 ft

Room Temp °F Ambient °F
Room RH Ambient RH

Number of doors this size
Infiltrating Air Temperature DB
Infiltrating Air RH or Wet Bulb RH
Height of Door Ft
Width of Door Ft
Entries / Exits per Hour
Strip Curtain Factor
Door Opening Time per Event min

[Auxiliary or Additional Load Sources](#)
 Glass Doors
 Dock Doors

Run Time Hrs Air Load Total Hourly Load BTUH

Inicio [Icons] Professional Box L... Documento1 - Micro... ES [Icons] 8:23

Professional Box Load System 3.2

File Edit View Data Reports Admin Help

SL [Icons]

Job Information

General Information	Wall Loads	Air Infiltration / Doors
Product Loads	Miscellaneous Loads	Equipment Selection

HEATCRAFT
Refrigeration Products LLC

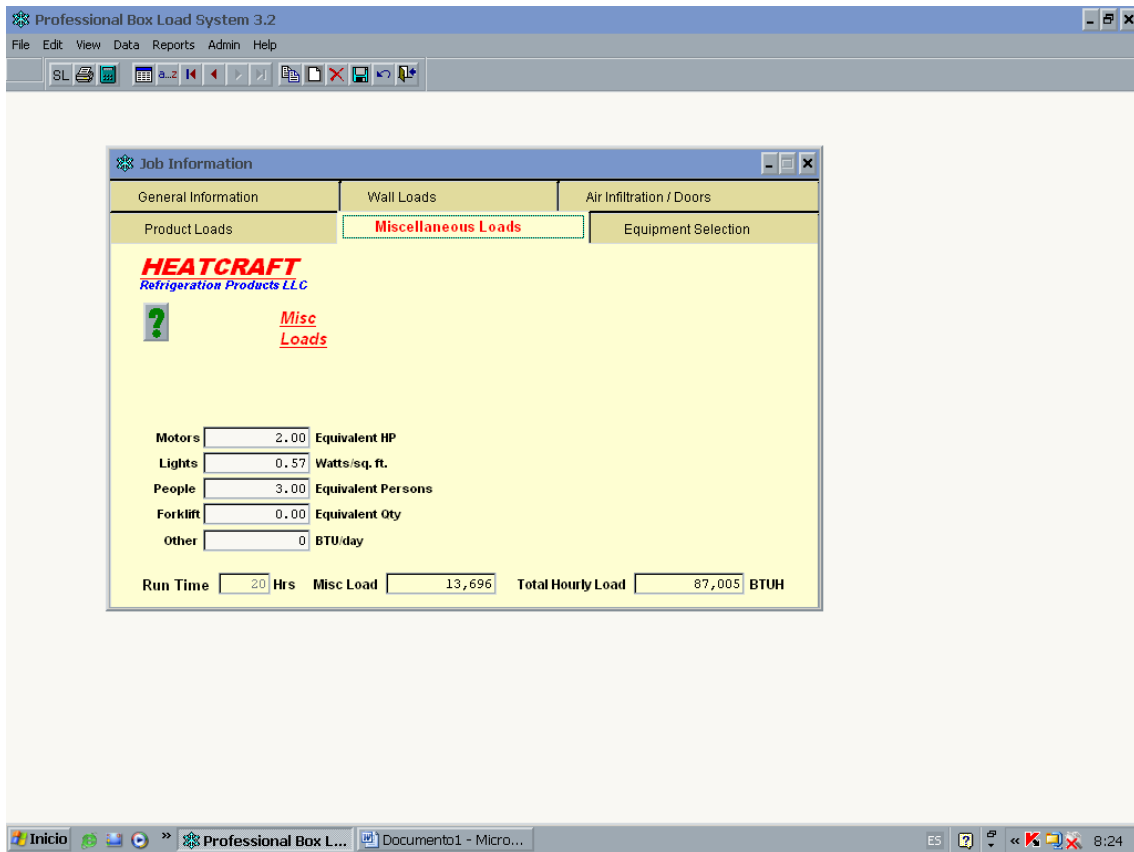
Product Loads

Category Product Type
Packaging

lbs Total product entering °F Freeze Point Temperature
 °F Entering Temperature of Product BTU/lb.°F Specific Heat Above Freezing
 Actual Loading Time (hrs.) for above BTU/lb.°F Specific Heat Below Freezing
 Pulldown Time (hrs.) to desired Temp BTU/lb Latent Heat of Fusion
 °F Final Temperature of Product BTU/lb.day Heat of Respiration
 lbs Total product in inventory (used for respiration load)

Run Time Hrs Product Load Total Hourly Load BTUH

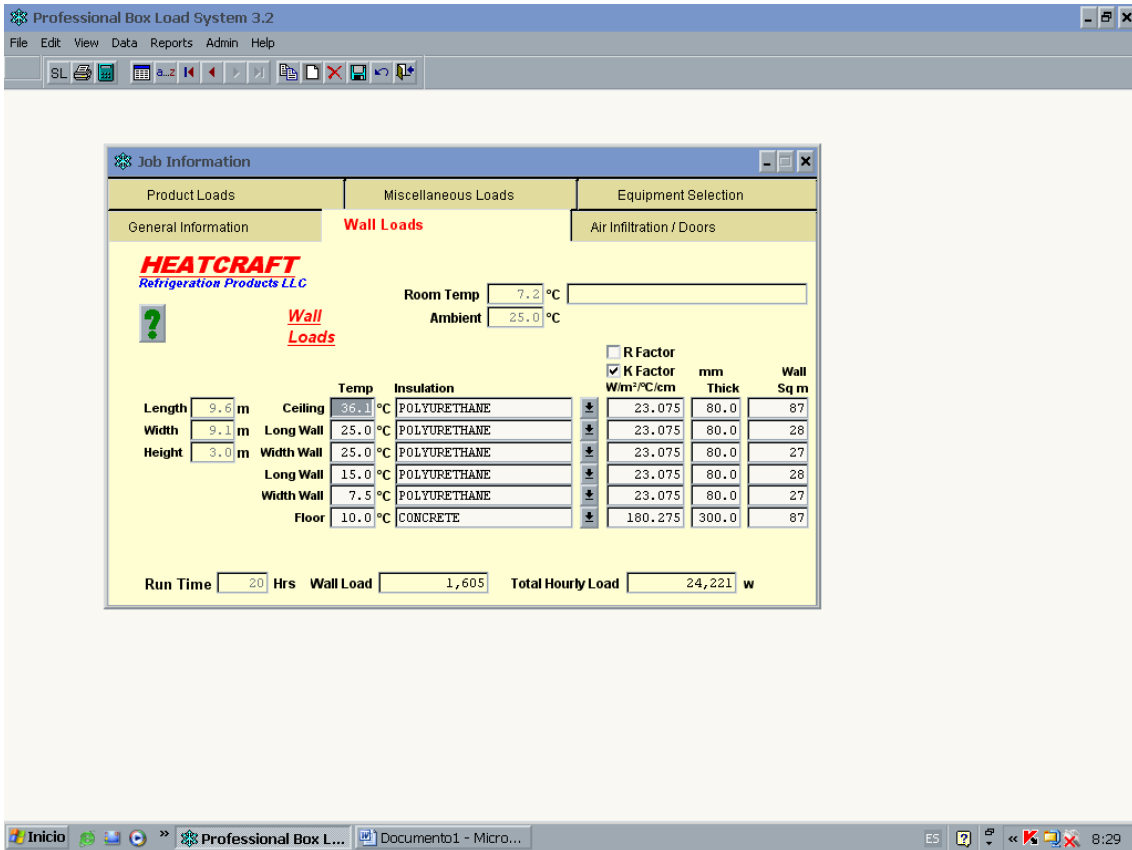
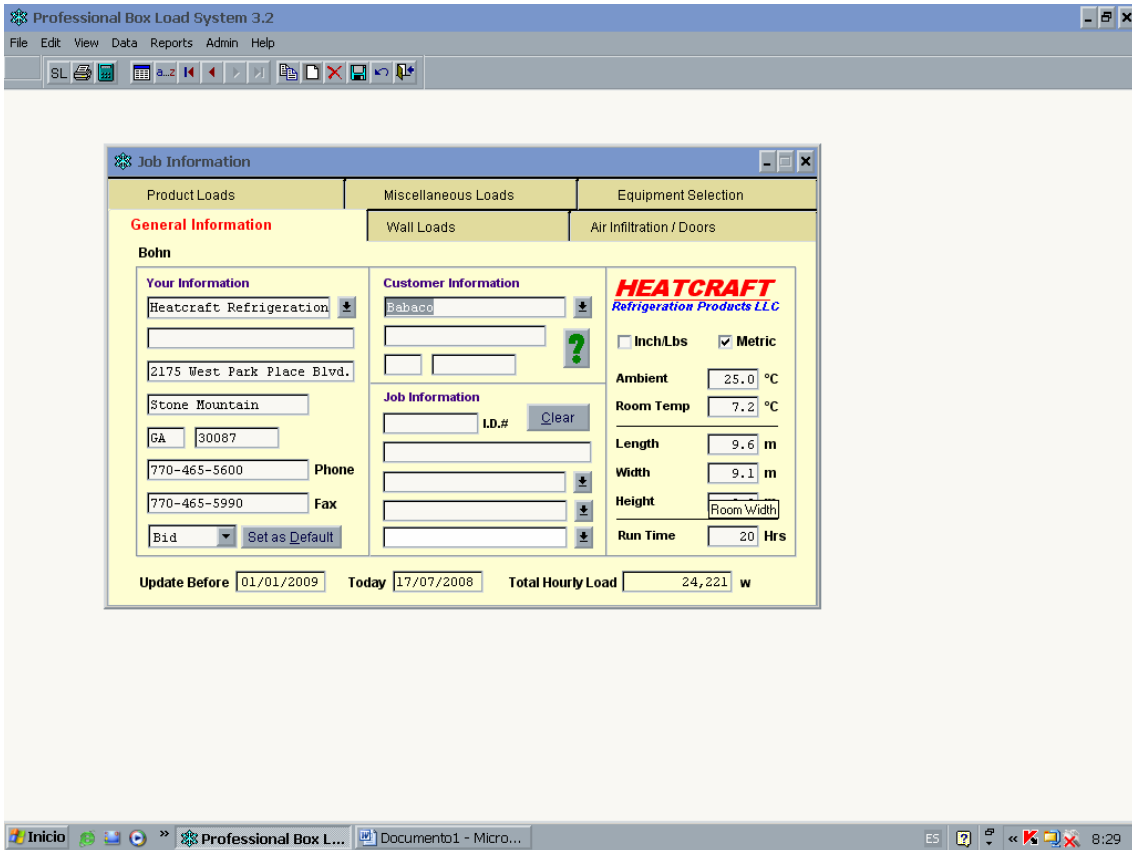
Inicio [Icons] Professional Box L... Documento1 - Micro... ES [Icons] 8:23



SIMULACION: BABACOS

En unidades métricas

Repetimos los mismos pasos (1 al 16), con la opción en unidades inglesas.



Professional Box Load System 3.2

File Edit View Data Reports Admin Help

SL [Icons]

Job Information

Product Loads Miscellaneous Loads Equipment Selection

General Information Wall Loads **Air Infiltration / Doors**

HEATCRAFT
Refrigeration Products LLC

Air Loads

Room Temp °C Ambient °C
 Room RH Ambient RH

Door m

Number of doors this size
 Infiltrating Air Temperature DB
 Infiltrating Air RH or Wet Bulb RH
 Height of Door m
 Width of Door m
 Entries / Exits per Hour
 Strip Curtain Factor
 Door Opening Time per Event min

Auxiliary or Additional Load Sources
 Glass Doors
 Dock Doors

Run Time Hrs Air Load Total Hourly Load w

Inicio [Icons] Professional Box L... Documento1 - Micro... ES [Icons] 8:29

Professional Box Load System 3.2

File Edit View Data Reports Admin Help

SL [Icons]

Job Information

General Information Wall Loads Air Infiltration / Doors

Product Loads Miscellaneous Loads Equipment Selection

HEATCRAFT
Refrigeration Products LLC

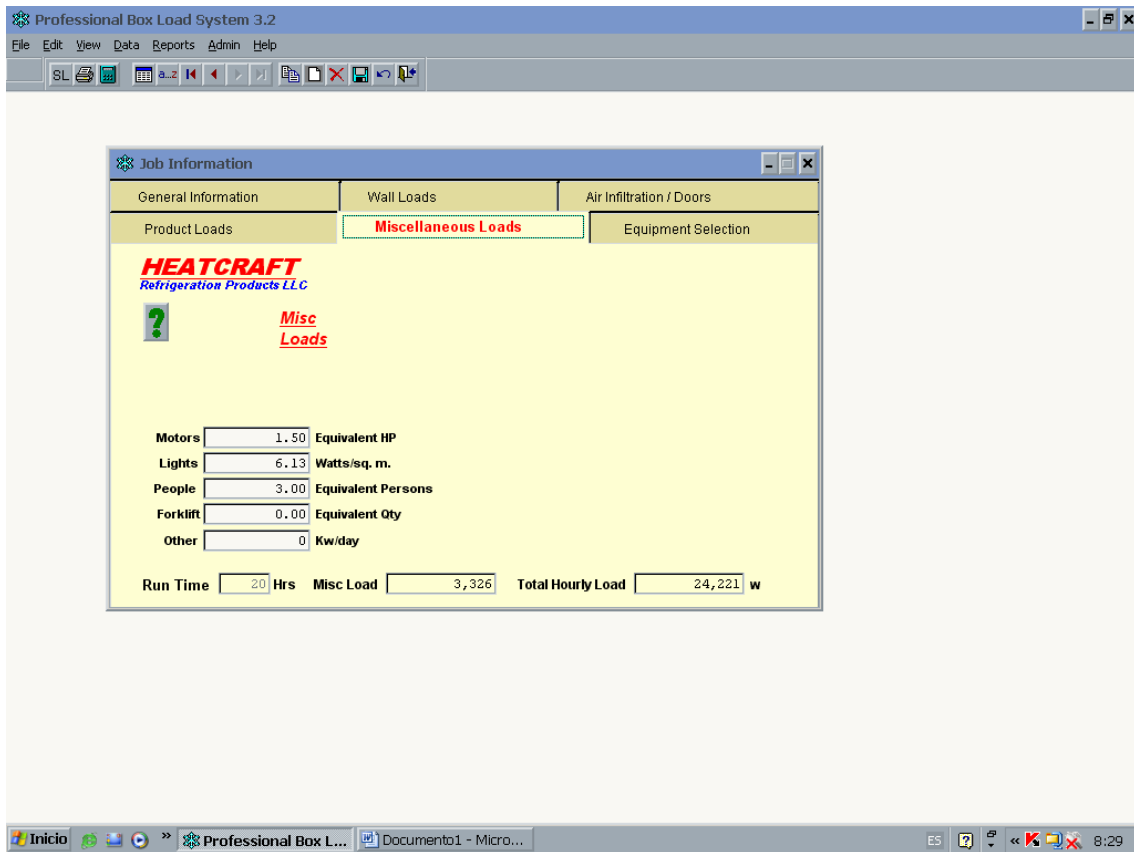
Product Loads

Category Product Type
 Packaging

kg Total product entering °C Freeze Point Temperature
 °C Entering Temperature of Product Cal/g°C Specific Heat Above Freezing
 Actual Loading Time (hrs.) for above Cal/g°C Specific Heat Below Freezing
 Pulldown Time (hrs.) to desired Temp Cal/g Latent Heat of Fusion
 °C Final Temperature of Product Cal/g/day Heat of Respiration
 kg Total product in inventory (used for respiration load)

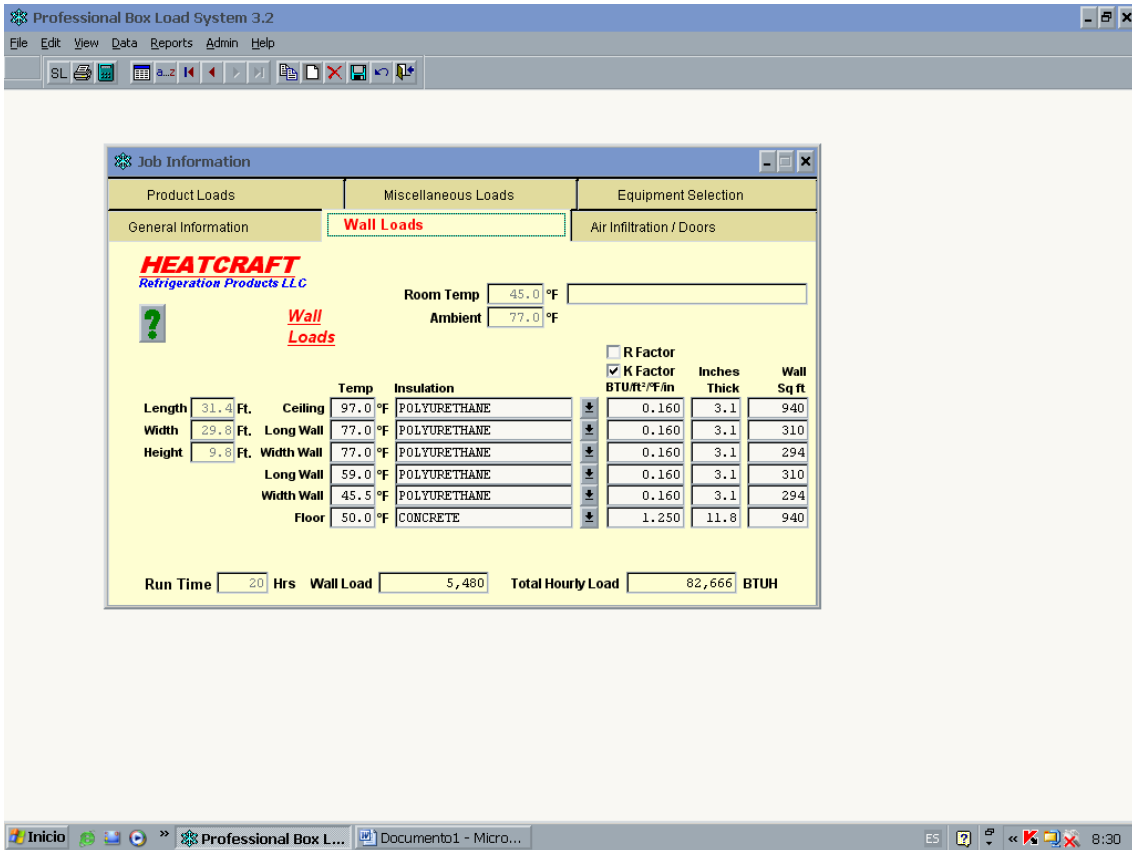
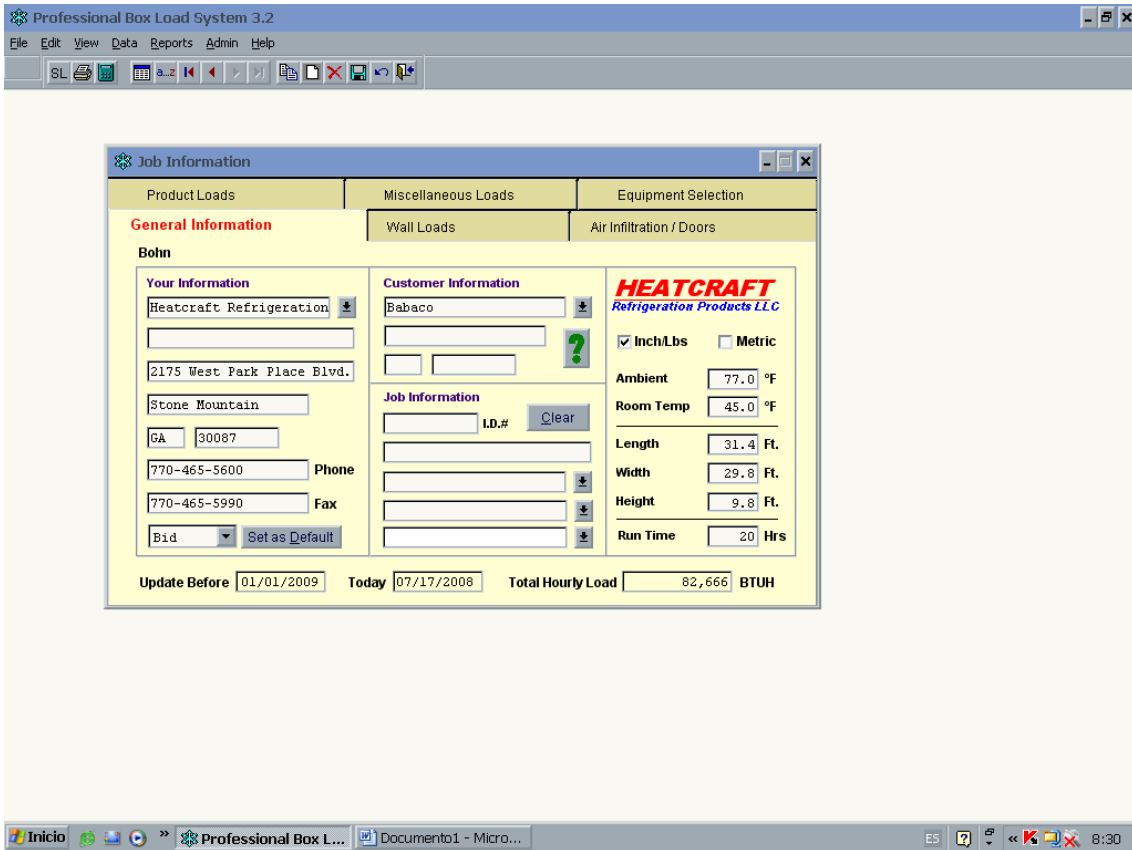
Run Time Hrs Product Load Total Hourly Load w

Inicio [Icons] Professional Box L... Documento1 - Micro... ES [Icons] 8:29



En unidades sistema inglés

Repetimos los mismos pasos (1 al 16), pero ahora con la opción en unidades inglesas.



Professional Box Load System 3.2

File Edit View Data Reports Admin Help

SL [Icons]

Job Information

Product Loads	Miscellaneous Loads	Equipment Selection
General Information	Wall Loads	Air Infiltration / Doors

HEATCRAFT
Refrigeration Products LLC

Air Loads

Room Temp °F Ambient °F
Room RH Ambient RH

Door ft

Number of doors this size

Infiltrating Air Temperature DB

Infiltrating Air RH or Wet Bulb RH

Height of Door Ft

Width of Door Ft

Entries / Exits per Hour

Strip Curtain Factor

Door Opening Time per Event min

[Auxiliary or Additional Load Sources](#)

Glass Doors

Dock Doors

Run Time Hrs Air Load Total Hourly Load BTUH

Inicio [Icons] Professional Box L... Documento1 - Micro... ES [Icons] 8:30

Professional Box Load System 3.2

File Edit View Data Reports Admin Help

SL [Icons]

Job Information

General Information	Wall Loads	Air Infiltration / Doors
Product Loads	Miscellaneous Loads	Equipment Selection

HEATCRAFT
Refrigeration Products LLC

Product Loads

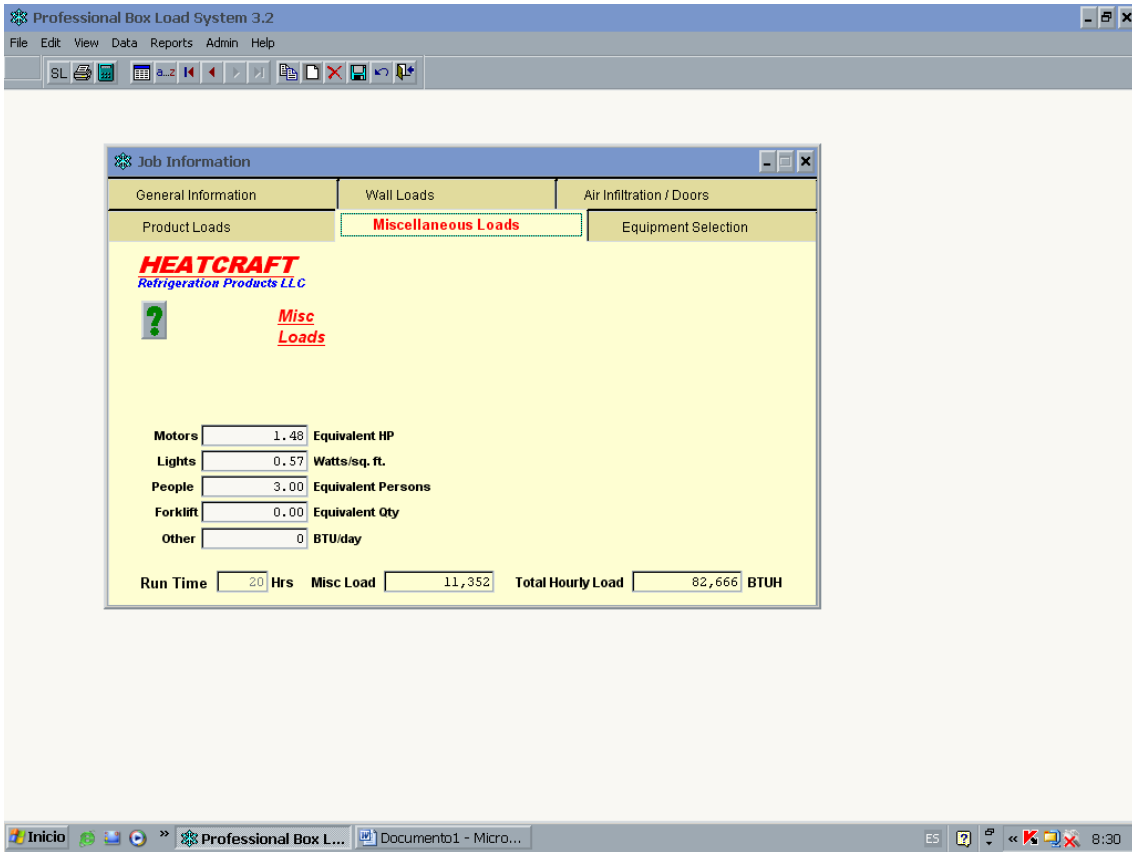
Category Product Type

Packaging

<input type="text" value="51,949"/> lbs Total product entering	<input type="text" value="30.4"/> °F Freeze Point Temperature
<input type="text" value="59.0"/> °F Entering Temperature of Product	<input type="text" value="0.82"/> BTU/lb.°F Specific Heat Above Freezing
<input type="text" value="12.6"/> Actual Loading Time (hrs.) for above	<input type="text" value="0.47"/> BTU/lb.°F Specific Heat Below Freezing
<input type="text" value="1.0"/> Pulldown Time (hrs.) to desired Temp	<input type="text" value="130"/> BTU/lb Latent Heat of Fusion
<input type="text" value="45.0"/> °F Final Temperature of Product	<input type="text" value="1.24"/> BTU/lb./day Heat of Respiration
<input type="text" value="1,261"/> lbs Total product in inventory (used for respiration load)	

Run Time Hrs Product Load Total Hourly Load BTUH

Inicio [Icons] Professional Box L... Documento1 - Micro... ES [Icons] 8:30



CAPITULO IX

ANÁLISIS ECONÓMICO FINANCIERO

9.1 Análisis económico

El presente proyecto está destinado a la prestación de servicios de almacenamiento de flores y frutas para exportación para lo cual se hizo un análisis de las necesidades en cuanto a equipos y accesorios necesarios para un correcto manejo de los productos durante la climatización.

La inversión que se presenta en este capítulo tiene la finalidad de presupuestar el diseño e implementación de cámaras de climatización que trabajen a su máxima capacidad posible.

Para obtener una correcta inversión se elaboró un minucioso diseño además de una correcta selección del equipo, accesorios y demás.

9.1.1 Determinación de costos

Para la determinación de los costos vamos a tomar en consideración los más relevantes que intervienen en un análisis financiero.

- *Costos de materia prima directa:*

Son todos aquellos ítems que intervienen directamente y formaran parte de la cámara.

- *Costos de mano de obra directa:*

Son todos aquellos costos que intervienen directamente en la fabricación de la cámara.

- *Costos de materia prima indirecta:*

Son todos aquellos ítems que intervienen indirectamente y no formaran parte de la cámara.

- *Costos de mano de obra indirecta:*

Son todos aquellos costos que intervienen indirectamente en la fabricación de la cámara.

- *Imprevistos:*

Es un valor adicional a considerar si en el transcurso de la implementación fuera necesario algún gasto no contemplado en los desgloses anteriores, con la finalidad de simplificarlo realizaremos una recarga del 10% al mayor valor establecido anteriormente

9.1.1.1 Costos de materia prima directa

Tabla 9.1 Costos de elementos estructurales.

ítem	Descripción	Unidad	Cantidad	v/u	Total
1	Perfil "T" (6m)	m	60	15,50	930,00
2	Varilla Roscables (3m)	u	100	4,50	450,00
3	Tacos de anclaje	u	100	0,27	27,00

4	Templadores	u	100	1,50	150,00
5	Cinta selladora o sika (10m x 0.2m)	u	10	53,20	532,00
6	Pasadores, arandelas, tuercas.	-	200	16,00	16,00
7	Perfiles esquineros para sujeción de la estructura	m	60	11,50	690,00
				Total	2795,00

Tabla 9.2 Aislamiento del piso

ítem	Descripción	Unidad	Cantidad	v/u	Total
1	Aislamiento del piso	m ²	350	25	8750
				Total	8750

Tabla 9.3 Costos de equipos y panelería

ítem	Descripción	Unidad	Cantidad	v/u	Total
1	Unidad Condensadora Maneurop Danfoss HGZ-125 de 10.5 hp, 84423 BTU, refrigerante R-404-A, 208/230V, 60 Hz, 1F	u	2	4220,00	8440,00
2	Unidad Condensadora Maneurop Danfoss HGZ-144 de 12 hp, 93164 BTU, refrigerante R-404-A, 208/230V, 60 Hz, 1F	u	1	4573,00	4573,00
3	Unidad Evaporadora Bohn Heatcraft CMA-450 de 42865 BTU, con tres ventiladores y descarche natural por aire.	u	4	2185,00	8740,00
4	Unidad Evaporadora Bohn Heatcraft CMA-510 de 48573 BTU, con cuatro ventiladores y descarche natural por aire.	u	2	2464,00	4928,00
5	3 Cortinas de aire 1500 mm, 220V	u	3	390,00	1170,00
6	Controlador electrónico (sin decimal) 12V AC/DC Danfoss, con gestión para control	u	6	104,00	624,00

	de temperatura, descarche, termómetro, operación del evaporador.				
7	Panel Frigorífico de Poliuretano de 80 mm de espesor. (1mx12m)	m ²	768	59,50	45696,00
				Total	74171

Tabla 9.4 Costos de accesorios mecánicos

ítem	Descripción	Unidad	Cantidad	v/u	Total
1	Hoja de puerta corrediza y herrajes 1.50x2.50x0.10	u	6	1480,00	8880,00
2	Perfil de aluminio para marco de la puerta 3m.	m	18	36,30	653,40
3	Tira plástica de 8 in.	m	132	1,20	158,40
4	Tubo rígido de cobre 1 1/8" (6m c/u)	u	9	122,00	1098,00
5	Rollo de tubería flexible de cobre de 5/8" (15m c/u)	u	3	122,00	366,00
6	Tee de cobre de 1 1/8"	u	5	3,90	19,50
7	Tee de cobre de 5/8"	u	5	0,95	4,75
8	Trampa sifón de cobre 1 1/8"	u	6	16,00	96,00
9	Codo de cobre 1 1/8"	u	27	2,00	54,00
10	Codo de cobre de 5/8"	u	15	1,20	18,00
11	Varillas de plata al 15%	u	35	5,00	175,00
12	Válvula de expansión R-404 Danfoss 5/8"	u	5	46,00	230,00
13	Orificio de la válvula de expansión Danfoss 5/8"	u	5	14,00	70,00
14	Válvula Solenoide de 5/8"	u	5	60,00	300,00
15	Bobina de la válvula Solenoide 220V	u	5	22,00	110,00
16	Visor de líquido 5/8"	u	3	24,00	72,00
17	Filtro secador 5/8", 14 TR	u	3	25,00	75,00
18	Filtro de la línea de succión soldable 1 1/8"	u	3	40,00	120,00
19	Tuerca de bronce 5/8"	u	21	0,89	18,69
20	Cilindro refrigerante de R-404A de 24lb	u	7	149,00	1043,00
21	Robatex de 5/8" x 1/2"	u	35	2,50	87,50

22	Lámpara de plástico-cristal con protección de 60W	u	36	12,00	432,00
23	Eliminador de vibración 1 1/8"	u	3	27,00	81,00
24	Eliminador de vibración 7/8"	u	3	25,00	75,00
				Total	14237,24

Tabla 9.5 Costos de accesorios eléctricos.

ítem	Descripción	Unidad	Cantidad	v/u	Total
1	Caja metálica de 40x40 cm	u	3	45,00	135,00
2	Breaker 60 Amp para fuerza	u	3	45,00	135,00
3	Breaker 6 Amp para control	u	3	10,00	30,00
4	Contactador 60 A. Condensadora	u	3	65,00	195,00
5	Breaker 30 Amp. Evaporadoras	u	6	15,00	90,00
6	Protector de voltaje	u	3	40,00	120,00
7	Sistema de control digital	u	3	120,00	360,00
8	Canaleta ranurada	u	3	6,00	18,00
9	Focos de señalización	u	9	2,00	18,00
10	Funda de terminales (100 unidades)	u	2	5,00	10,00
11	Funda de amarras plásticas (100 unidades)	u	2	6,00	12,00
12	Cables para conexión	-	-	150,00	150,00
13	Transformador eléctrico 220V a 12V AC	u	6	10,00	60,00
				Total	1333,00

9.1.1.2 Costos de mano de obra directa

Tabla 9.6 Remuneración a estudiantes

Ítem	Descripción	Cantidad	v/u	Total
1	Sr. Rommel Tenesaca	-	500,00	500,00
2	Sr. Braulio Iza	-	500,00	500,00
			Total	1000,00

Tabla 9.7 Costos de instalaciones

ítem	Descripción	Unidad	Cantidad	v/u	Total
1	Instalación de paneles, equipos y ductería (10% del costo de equipos y accesorios)	-	-	9253,62	9253,62
2	Electricista	h	5	10,00	50,00
Total					9303,62

9.1.1.3 Costos de materia prima indirecta**Tabla 9.8** Costo de Insumos

ítem	Descripción	Unidad	Cantidad	v/u	Total
1	Insumos para la instalación (materiales de soporte, alambre, soldaduras, etc.)	-	-	1850,72	1850,72
Total					1850,72

Tabla 9.9 Misceláneos

ítem	Descripción	Unidad	Cantidad	v/u	Total
1	Suministros de oficina	-	-	50,00	50,00
2	Transporte	-	-	250,00	250,00
3	Internet	-	-	30,00	30,00
Total					330,00

9.1.1.4 Costos de Mano de Obra Indirecta**Tabla 9.10** Remuneración a profesionales

Ítem	Descripción	Cantidad	v/u	Total
1	Director de Tesis	30 h	15,00	450,00
2	Codirector de Tesis	20 h	15,00	300,00
Total				750,00

9.1.1.5 Imprevistos

Tabla 9.11 Imprevistos

ítem	Descripción	Unidad	Cantidad	v/u	Total
1	Imprevistos	-	-	2000,00	2000,00
				Total	2000,00

9.1.2 Costos de producción

Son todos aquellos rubros que intervienen en el proceso de implementación del bien o servicio, que en nuestro caso son los siguientes:

Tabla 9.12 Costos de producción

Descripción	Costo
Costo de materia prima directa	101286,24
Costo de mano de obra directa	10303,62
Costo de materia prima indirecta	2180,72
Costo de mano de obra indirecta	750,00
Imprevistos	2000,00
Costo Total	116520,59

9.1.3 Depreciación

Para el cálculo de la depreciación de la cámara se tomará en cuenta lo siguiente:

- Se establece la depreciación por tasa constante debido a que éste es un método sumamente aproximado a la realidad que sufren las instalaciones de este tipo.
- Número de años de vida útil del equipo: 20 años
- Número de años máximo a depreciarse: $n = 10$ años.

- Valor inicial del equipo: $V_0 = 116520,59$ USD
- Valor final del equipo: $V_r = 60\,000$ USD

Dicho esto se calcula la tasa de depreciación:

$$\phi = 1 - \sqrt[n]{\frac{V_r}{V_0}} \quad (9.1)$$

$$\phi = 1 - \sqrt[10]{\frac{60000}{116520,59}} \quad \phi = 0.06$$

Por lo tanto, la depreciación del periodo ai es:

$$ai = \phi * V_{(i-1)} \quad (9.2)$$

Donde vi es el valor final del periodo.

A continuación se presenta una tabla para el número de años de vida útil en el cual se va a depreciar la cámara y equipos o dicho de otra forma, la depreciación del proyecto:

Tabla 9.13 Depreciación por tasa constante

Años	ai	vi
0	-	116520,59
1	7482,68	109037,91
2	7002,16	102035,76
3	6552,49	95483,26
4	6131,71	89351,55
5	5737,95	83613,61
6	5369,47	78244,14
7	5024,65	73219,49
8	4701,98	68517,50
9	4400,03	64117,47
10	4117,47	60000,00

Graficando lo expresado en la tabla anterior se obtiene:

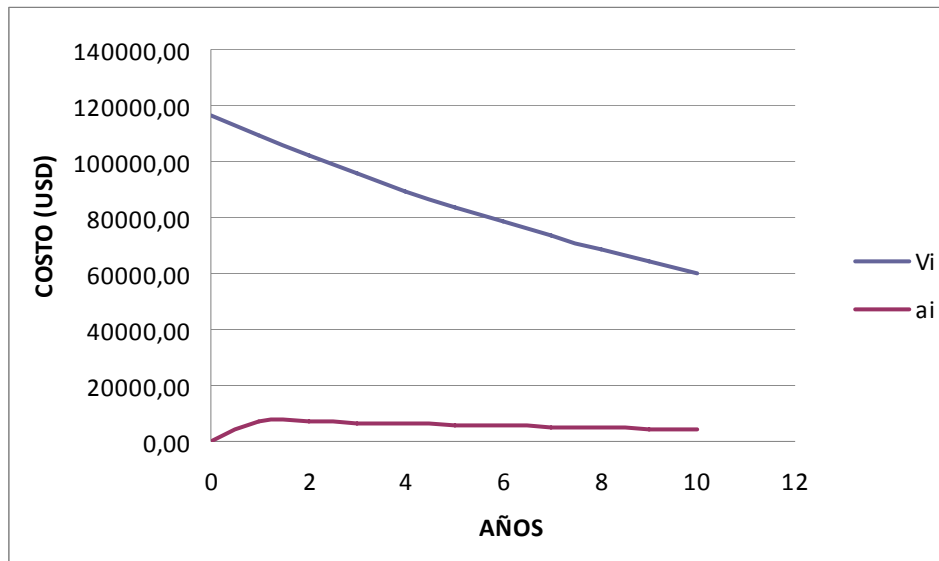


Figura 9.1 Depreciación del equipo

El método de depreciación por tasa constante es el ideal para identificar la forma proporcional con la que va disminuyendo el valor de un activo en el cuál no tiene influencia las horas de producción, sino el deterioro de los equipos y paneles, así como el avance tecnológico que degradan la capacidad de obtener un control más exigente.

9.2 Análisis financiero

La realización de un estudio financiero es importante por cuanto permite determinar la rentabilidad de este proyecto, y ésta viene dada por la magnitud de los beneficios netos que la empresa obtendría con referencia a la inversión realizada para la implementación de las cámaras de climatización.

Para determinar el beneficio del proyecto se emplean ciertos indicadores, los cuales son: el valor actual neto (VAN) y la tasa interna de retoro (TIR) y también se realiza el análisis costo beneficio. Además para realizar los cálculos

se hace necesario estimar previamente cual sería el flujo neto de caja (FNC) para este proyecto.

9.2.1 Estimación del flujo de caja neto

En esta sección se detallará el flujo neto de caja del proyecto, estructurado con la información de costos y beneficios de las secciones anteriores para un horizonte de evaluación de 10 años y con los costos que ofrece la comercialización de flores y frutas después de mantenerlos en procesos de climatización, dicho de otra forma representa la proyección de los ingresos y egresos de caja para el periodo mencionado.

Para determinar los valores de los años posteriores se trabajó con una tasa de crecimiento del 3% anual que la empresa se ha impuesto.

Para poder determinarlo se armará la siguiente tabla donde se detalla los movimientos de caja provistos durante cada año y los desembolsos que serán realizados para los eventos del periodo siguiente que puedan ocurrir.

Además se especificará para el año cero los desembolsos previos a la puesta en marcha del proyecto, mientras que el ahorro que determinó la construcción de la cámara, como un beneficio del proyecto serán considerados para el primer año.

La ecuación para determinar el flujo neto de caja es la siguiente:

$$FNC = \sum \text{ingresos} - \sum \text{egresos} \quad (9.3)$$

9.2.1.1 Ingresos

La inversión se la va a realizar a través de un préstamo bancario por parte del Arq. Javier Fuentes, interesado en implementar el presente proyecto para la comercialización de flores y frutas de exportación correctamente climatizadas.

Para determinar el crecimiento de la empresa en servicios y ventas se investigó los parámetros financieros y las bases con las que se trabaja en el mercado; para ello se establecieron los valores que se muestran a continuación con una tasa del crecimiento del 5% para servicios de climatización y del 10% para ventas de producto de exportación.

Tabla 9.14 Ingresos

Período	Ingresos			Σ Ingresos
	Inversión	Servicios de Climatización	Ventas	
0	116520,59	-	-	116520,59
1	0	35200,00	241000,00	276200,00
2	0	36960,00	265100,00	302060,00
3	0	38808,00	291610,00	330418,00
4	0	40748,40	320771,00	361519,40
5	0	42785,82	352848,10	395633,92
6	0	44925,11	388132,91	433058,02
7	0	47171,37	426946,20	474117,57
8	0	49529,93	469640,82	519170,76
9	0	52006,43	516604,90	568611,33
10	0	54606,75	568265,39	622872,15

9.2.1.2 Egresos

En lo que respecta a los egresos económicos de la empresa se consideró un incremento anual del 5% en los insumos debido a que constantemente se requiere de accesorios para el mantenimiento de la cámara, así como materiales necesarios para el almacenamiento y conservación de producto.

Los costos de mano de obra directa e indirecta y gastos administrativos tienen un incremento anual del 5%, valor considerado respecto al aumento de sueldos y salarios que normalmente dictan las leyes o que se atribuyen por mérito de la compañía.

Los costos por consumo de energía son un promedio basado en datos reales tomados por otras empresas que tienen funciones similares en el campo de la refrigeración de productos, a su vez, de estos datos se pudo estimar los egresos por compra o adquisición de producto para empacar y climatizar antes de la exportación, cuyos valores se estiman en la Tabla 9.15 con un crecimiento anual del 5% así como para el transporte de los mismos.

A su vez, se ha estimado conveniente incluir una depreciación anual de 2000 dólares para equipos y cámaras de climatización.

El valor a cancelar debido al préstamo bancario que se tiene, considera un valor constante para los 10 años en los que se efectúa el análisis económico, considerando que el préstamo se lo planteó para 15 años.

Tabla 9.15 Egresos

Período	Egresos									Σ Egresos
	Insumos	Mano de Obra Directa	Mano de Obra Indirecta	Energía	Transporte	Adquisición de Productos	Depreciación	Préstamo	Gastos Administrativos	
0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0,00
1	3500,00	3000,00	1200,00	7500,00	37800,00	114000,00	2000,00	10500,00	2000,00	181500,00
2	3675,00	3150,00	1260,00	7725,00	39690,00	119700,00	2000,00	10500,00	2100,00	189800,00
3	3858,75	3307,50	1323,00	7956,75	41674,50	125685,00	2000,00	10500,00	2205,00	198510,50
4	4051,69	3472,88	1389,15	8195,45	43758,23	131969,25	2000,00	10500,00	2315,25	207651,89
5	4254,27	3646,52	1458,61	8441,32	45946,14	138567,71	2000,00	10500,00	2431,01	217245,58
6	4466,99	3828,84	1531,54	8694,56	48243,44	145496,10	2000,00	10500,00	2552,56	227314,03
7	4690,33	4020,29	1608,11	8955,39	50655,62	152770,90	2000,00	10500,00	2680,19	237880,84
8	4924,85	4221,30	1688,52	9224,05	53188,40	160409,45	2000,00	10500,00	2814,20	248970,77
9	5171,09	4432,37	1772,95	9500,78	55847,82	168429,92	2000,00	10500,00	2954,91	260609,83
10	5429,65	4653,98	1861,59	9785,80	58640,21	176851,42	2000,00	10500,00	3102,66	272825,31

Flujo de caja neto

Aquí se determina tanto la sumatoria de los ingresos como la sumatoria de los egresos, además de la respectiva diferencia que implica el flujo neto de caja

Tabla 9.16 Flujo Neto de Caja para un Período de 10 años.

Período	Σ Ingresos	Σ Egresos	FNC (\$)
0	-116520,59	0,00	-116520,59
1	276200,00	181500,00	94700,00
2	302060,00	189800,00	112260,00
3	330418,00	198510,50	131907,50
4	361519,40	207651,89	153867,51
5	395633,92	217245,58	178388,34
6	433058,02	227314,03	205743,99
7	474117,57	237880,84	236236,73
8	519170,76	248970,77	270199,98
9	568611,33	260609,83	308001,51
10	622872,15	272825,31	350046,84

9.2.2 Cálculo del valor actual neto (VAN) y cálculo de la tasa interna de retorno (TIR)

Valor actual neto (VAN)

El Valor actual neto mide la rentabilidad deseada posteriormente a haber recuperado toda la inversión. Para ello se debe calcular el valor actual de todos los flujos futuros de cajas, proyectados a partir del primer periodo de operación, menos la inversión total detallada en el momento cero.

Para que la empresa gane con el proyecto se debe alcanzar un resultado del VAN mayor que cero, esto implica que se recuperará la inversión, y estará sobre la tasa i que exija de retorno el proyecto. Por el contrario si el resultado

es igual a cero, indica que el proyecto reporta justamente la tasa i que se quería obtener después de recuperar el capital invertido.

Para poder determinar el valor de este indicador se tiene la siguiente expresión:

$$VAN = -Inversión + \frac{FNC_1}{(1+i)^1} + \frac{FNC_2}{(1+i)^2} + \dots + \frac{FNC_n}{(1+i)^n} \quad (9.4)$$

Donde:

FNC: representa el flujo neto de caja para cada año.

i : es la tasa mínima aceptable de rendimiento (TMAR)

Para calcular TMAR se tiene la siguiente expresión:

$$TMAR = i_f + i_R \quad (9.5)$$

Donde:

i_f : Inflación

i_R : Porcentaje de riesgo.

En promedio un proyecto normal oscila entre un 6 a 8% de riesgo según bibliografía consultada, por tanto se ha tomado el valor de 8% para estos cálculos. Del mismo modo según consulta a la información provista de la página oficial del INEC, la inflación anual establecida en este mes es de 2.8%

Tasa interna de Retorno (TIR)

La tasa interna de retorno constituye un segundo criterio de evaluación, que permite medir la rentabilidad como porcentaje. La máxima tasa que se puede exigir al proyecto es aquella que haga que el VAN sea cero y esta deberá ser superior a la tasa mínima aceptable de rendimiento.

La ecuación para poder determinarla viene dada por la siguiente expresión:

$$Inversión = \frac{FNC_1}{(1+i)^1} + \frac{FNC_2}{(1+i)^2} + \dots + \frac{FNC_n + VR}{(1+i)^n} \quad (9.6)$$

Donde:

FNC es el flujo neto de caja y VR es el valor recuperado del bien.

Tabla 9.17 Cálculos del VAN y TIR

Período	FNC (\$)	VAN (10,80%)	TIR (98,27%)
0	-116520,59	-116520,59	-116520,59
1	94700,00	85469,31	47762,28
2	112260,00	91441,96	28555,85
3	131907,50	96972,86	16922,90
4	153867,51	102091,10	9956,05
5	178388,34	106823,71	5821,59
6	205743,99	111195,86	3386,39
7	236236,73	115230,94	1961,07
8	270199,98	118950,76	1131,27
9	308001,51	122375,65	650,38
10	350046,84	125524,52	372,80
	Sumatoria	959556,08	0,00

Como se puede observar en la tabla anterior el valor del VAN es superior a 0, de igual manera el índice TIR es mayor que el TMAR ($98,27 > 10,36$), por lo tanto se puede determinar que el proyecto es rentable, considerando que la inversión que se haga para las cámaras, será recuperada antes de los dos primeros años de servicio.

9.2.3 Análisis beneficio - costo del proyecto

El determinar la relación beneficio - costo permite comparar el valor actual de los costos, incluida la inversión, con el valor actual de los beneficios proyectados. La regla de decisión para este criterio es que esta deberá ser superior a 1, para que sea determinado como viable el proyecto.

Tabla 9.18 Ingresos y egresos en valor presente

Período	Ingresos	Egresos	FNC (\$)	Ingresos en Valor Actual	Egresos en valor actual
0	-116520,59	0,00	-116520,59	-116520,59	0,00
1	276200,00	181500,00	94700,00	249277,98	163808,66
2	302060,00	189800,00	112260,00	246044,52	154602,56
3	330418,00	198510,50	131907,50	242909,45	145936,59
4	361519,40	207651,89	153867,51	239868,14	137777,04
5	395633,92	217245,58	178388,34	236916,18	130092,46
6	433058,02	227314,03	205743,99	234049,40	122853,54
7	474117,57	237880,84	236236,73	231263,84	116032,90
8	519170,76	248970,77	270199,98	228555,74	109604,98
9	568611,33	260609,83	308001,51	225921,56	103545,91
10	622872,15	272825,31	350046,84	223357,89	97833,38
Totales				2241644,10	1282088,03

La relación beneficio costo para este proyecto es de 1.75, con lo que podemos determinar que es conveniente la realización del mismo¹⁰¹.

¹⁰¹ INTERNET, www.estadisticas.com

CAPITULO X

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

10.1 Conclusiones

- Finalizado el proyecto de tesis se puede concluir que de forma concreta y acorde con las consideraciones reales de diseño, se cumplió el objetivo general centrado en realizar el diseño global de un sistema de climatización capaz de contribuir a la preservación durante el desarrollo de la producción de flores y frutas.
- Se establecieron las condiciones de manejo de los diversos productos en cuestión, tomando en cuenta aspectos y parámetros de almacenamiento que nos permiten conservar de forma adecuada las flores y frutas antes de su proceso de exportación.
- Conceptualizando el impacto ambiental que tiene el uso de refrigerantes se pudo determinar una mejor opción ecológica para el funcionamiento de los equipos, seleccionando al 404-A como el más apto para preservar el medio ambiente.
- La selección de equipos y accesorios que forman parte del sistema de climatización fue realizada acorde con los resultados de diseño, la aceptabilidad del mercado y procurando enfatizar la optimización de recursos.

- El sistema de control propuesto permite hacer más eficiente el proceso de climatización, y controlar parámetros indispensables como son la temperatura y presión de la cámara.
- Se pudo distribuir de manera correcta la superficie de 350 m², con el fin de tener tres cámaras con sus respectivas precámaras de forma que se pueda almacenar tres diversos productos simultáneamente, procurando homogenizar la capacidad de los equipos para una alternabilidad de los productos (frutas) en las cámaras.
- Tomando como prioridad el cuidado del producto antes del almacenamiento a bajas temperaturas se fijó un escalón térmico mediante la introducción de una precámara con la finalidad de atenuar los cambios de temperatura desde el ambiente hasta la cámara.
- El diseño establecido para cada producto nos permitió fijar capacidades máximas de almacenamiento según las especificaciones de ubicación detalladas en los planos y para ello se tiene que la cámara de flores pueden tener una capacidad máxima de 1576 kilogramos, para tomate de árbol se fija en 33382 kilogramos, para babacos se cuantifica en 23564 kilogramos y para piñas se determinó un máximo de 8837 kilogramos.
- El presente documento establece pautas que guíen la construcción, montaje, puesta en marcha y mantenimiento preventivo de la cámara a ser construida, con lo que se constituye en una herramienta útil para aquella persona que desee utilizarla.
- El análisis económico financiero permitió verificar la factibilidad de implementar el proyecto expuesto y a su vez da a conocer el capital necesario para efectuar dicha planificación.
- Mediante el software “Heatcraft Refrigeration Products” de la marca comercial de equipos Bohn, se realizó la simulación de cargas térmicas con la cuál se determinó la semejanza en los resultados teóricos y prácticos de diseño de

cámaras de climatización, comprobando la eficacia de los métodos y consideraciones estimadas por los autores del presente proyecto que nos proporcionan un margen de error menor al 5%.

Producto	Cálculos (Btu/hr)	Software (Btu/hr)	Diferencia (Btu/hr)	% Desviación
<i>FLORES</i>	91 080	87 282	3 794	4.16
<i>TOMATES</i>	85 280	82 414	2 866	3.36
<i>BABACOS</i>	84 210	81 794	2 416	2.87
<i>PIÑAS</i>	83 400	81 052	2 348	2.81

10.2 Recomendaciones

- Es de gran importancia tomar como premisas datos reales y prácticos para el diseño de cámaras de climatización, más no recurrir únicamente a la bibliografía porque los parámetros de conservación varían de acuerdo al medio ambiente y para condiciones exhaustivas de diseño.
- Las principales empresas constructoras de cuartos fríos en general tienen como base de diseño las dimensiones internas de la cámara a construirse de tal forma que pueden estimar un aproximado del equipo necesario, sin embargo, no es recomendable diseñar a partir de tales premisas porque independientemente del tamaño se debe considerar la cantidad de producto a almacenar, el flujo del mismo y sus condiciones de climatización.
- Se recomienda tener mucho cuidado en el momento de escoger los implementos de control como son: válvulas, reguladores de presión, sensores de temperatura.
- Cuando se trata del aislamiento del suelo es recomendable considerar la temperatura a la que se va a climatizar el producto porque en base a este

dato se puede optar por el tipo de tratamiento al suelo, los cuales van desde una simple losa hasta el que se presenta en el presente proyecto.

- En la selección del aislante para las paredes se recomienda paneles de poliuretano cuyo espesor varía según el tipo de ambiente en el que va a operar la cámara; usualmente la mayor parte de empresas que trabajan en este campo recomiendan emplear paneles de 50 y 80 milímetros de espesor.
- Para la selección de equipos es de gran importancia trabajar con marcas comerciales que tengan un respaldo de garantía y que por cuestiones de diseño satisfagan las condiciones de carga térmica de la cámara.
- El mantenimiento del sistema de refrigeración y de todas sus partes se recomienda que sea realizado por personal capacitado.
- Se recomienda respetar los parámetros de diseño al utilizar las cámaras con el fin de estas tengan un mayor tiempo de vida útil y lleven a cabo su propósito de mantener en forma óptima al producto.

BIBLIOGRAFÍA

- *Principios de Refrigeración* “Roy J. Dossat”, Décima octava reimpresión México 1998.
- *Formulario del Frío* “Pierre Rapin y Patrick Jacquard”, Edición 2001. Editorial Alfaomega.
- *Tratado Practico de Refrigeración Automática* “José Alarcón Creus”, Décima segunda edición. Editorial Alfaomega.
- *Metecno de Colombia S.A.* “Líder mundial en la producción de paneles prefabricados con alma de poliuretano o lana de roca”.
- *Termodinámica* “Cengel”.
- *Fundamentos de Transferencia de Calor* “Frank P. Incropera y David P. De Witt” Cuarta edición. Editorial Prentice Hall.
- Instituto Nacional Autónomo de Investigaciones Agropecuarias “INIAP”.
- *Departamento Ingenieria Energetica y Mecanica de Fluidos. Version 2.2* “Universidad de Sevilla”.
- *Industrial Refrigeration Handbook* “Stoecker, W.F.”. 1^{ra} ed. McGraw Hill (1998).

FUENTES DE INTERNET

- Danfoss “www.danfoss.com”.
- Bohn Heatcraft “www.heatcraftbrasil.com”.
- Tecumseh Europe S.A. “www.tecumseh.com”.
- www.metecnocolombia.com
- http://docencia.izt.uam.mx/.../material_adicional/Semana%2010/REFRIGERACI%D3N%20DE%20FRUTAS%20Y%20HORTALIZAS.doc.
- <http://www.monografias.com/trabajos4/cargasterm/cargasterm.shtml>.
- http://pdf.rincondelvago.com/carga-de-enfriamiento_1.html.
- http://es.wikipedia.org/wiki/L%C3%ADquido_refrigerante.
- <http://pdf.rincondelvago.com/refrigerantes.html>.
- <http://foxmancol.googlepages.com>.
- Fanosa S.A. de C.V. “Cuartos Fríos” www.fanosa.com, México.
- Cámara Chilena de Refrigeración y Climatización A.G.
“refriyclima@entelchile.net”.
- Dupont Suva Refrigerantes “www.suva.com”.
- Organización de las Naciones Unidas para la Agricultura y la Alimentación (FAO).
<http://www.fao.org/inpho/content/documents/vlibrary/ac304s/ac304s00.htm>.
- Servicio de información Agropecuaria del Ministerio de Agricultura y Ganadería del Ecuador. “<http://www.comunidadandina.org/>”.
- Corporación de Promoción de Exportaciones e Inversiones CORPEI “www.pesimoservicio.com”.

ANEXOS

ANEXO A

MANUALES DE MANTENIMIENTO

ANEXO B

PLANOS DE CONSTRUCCIÓN

ANEXO C

CATÁLOGOS

C.1 CATÁLOGO DE CONDENSADORES DANFOSS

C.2 CATÁLOGO DE EVAPORADORES BOHN

ANEXO D

GUÍAS DE INFORMACIÓN

D.1 GUÍA DE INFORMACIÓN DE REFRIGERANTES

D.2 INSTRUCCIONES PARA EL MONTAJE DE UNIDADES CONDENSADORAS

D.3 CATÁLOGO DE PANELES PREFABRICADOS CON ALMA DE POLIURETANO O LANA DE ROCA

ANEXO E

PROPIEDADES DE LOS AISLANTES

ANEXO F

PROPIEDADES TERMOFÍSICAS DE SEGURIDAD E
IMPACTO AMBIENTAL DE LOS REFRIGERANTES

ANEXO G

PARÁMETROS DE LOS FLUIDOS FRIGORÍGENOS

G-1. CONSTANTES FÍSICAS PRINCIPALES DE LOS
FLUIDOS FRIGORÍGENOS MÁS USADOS.

G-2. ESCALA DE TOXICIDAD DE LOS GASES DEL
“NATIONAL BOARD OF FIRE UNDERWRITERS EE.UU.”.

G-3. CORRESPONDENCIA ENTRE LOS
FLUOROCLOROMETANO Y LOS
FLUOROCOLOROETANOS.

G-4. CARACTERÍSTICAS Y PROPIEDADES FÍSICAS DE LOS COMPUESTOS CLOROFLUORADOS.

G-5. CARACTERÍSTICAS Y PROPIEDADES FÍSICAS DE
LOS COMPUESTOS HIDROCLOROFLUORADOS.

G-6. RELACIÓN ENTRE PRESIONES MANOMÉTRICAS Y
TEMPERATURAS.

**G-7. PRINCIPALES APLICACIONES DE LOS FLUIDOS
FRIGORÍGENOS DE SUSTITUCIÓN.**