

**INSTITUTO TECNOLÓGICO DE COSTA RICA  
ESCUELA DE INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA**



**Empresa: Leaho Refrigeración Industrial**

**Diseño de un sistema de refrigeración para congelación y almacenamiento de producto**

**INFORME DE PRÁCTICA PROFESIONAL PARA OPTAR POR EL TÍTULO DE  
INGENIERO EN MANTENIMIENTO INDUSTRIAL CON EL GRADO ACADÉMICO  
DE LICENCIATURA**

**REALIZADO POR:**

Víctor Augusto Arce Molina

**COORDINADOR DE PRÁCTICA:**

Ing. Greivin Barahona Guzmán

**Cartago, junio de 2019**



**Carrera evaluada y acreditada por:**

Canadian Engineering Accreditation Board

Bureau Canadien d'Accréditation des Programmes d'Ingénierie

CARTA DE ENTENDIMIENTO

Fecha: 28/05/2019

Señores  
Instituto Tecnológico de Costa Rica  
Sistema de Bibliotecas del Tecnológico

Yo Víctor Augusto Arce Molina

carné No. 200917501,  si autorizo  no autorizo, al Sistema de Bibliotecas del Tecnológico (SIBITEC), disponer del Trabajo Final de graduación, del cual soy autor, para optar por el grado de Ingeniero, en la carrera de Ingeniería en Mantenimiento Industrial, presentado en la fecha 05/06/2019, con el título Diseño de un sistema de refrigeración para congelación y almacenamiento de producto

para ser ubicado en el Repositorio Institucional y Catálogo SIBITEC, con el objetivo de ser visualizado a través de la red Internet.

Firma de estudiante:  \_\_\_\_\_

Correo electrónico: vaam911@gmail.com

Cédula No.: 1 1385 0801

**Profesor guía**

Ing. Francisco Bonilla Guido.

**Asesor industrial**

Ing. Juan Víquez Quesada.

**Tribunal Examinador**

Ing. Rodolfo Elizondo Hernández.

Ing. Ignacio del Valle Granados.

## **Datos personales**

Nombre completo: Víctor Augusto Arce Molina.

Número de cédula: 1 1385 0801.

Número de carné: 200917501.

Dirección en época lectiva: Desamparados de Alajuela, Residencial La Guaria, Casa 11.

Dirección en época no lectiva: Desamparados de Alajuela, Residencial La Guaria, Casa 11.

Número de teléfono: 8611 5665.

Correo electrónico: [vaam911@gmail.com](mailto:vaam911@gmail.com).

## **Información del proyecto**

Nombre del proyecto: Diseño de un sistema de refrigeración para congelación y almacenamiento de producto.

Profesor asesor: Ing. Francisco Bonilla Guido.

Horario de trabajo del estudiante: lunes, miércoles, jueves y viernes, de 8:00 a. m. a 5:00 p. m., martes de 8:00 a. m. a 12:00 p. m.

## **Datos de la Empresa**

Nombre: Leaho Refrigeración Industrial.

Zona: La Asunción de Belén, Heredia.

Dirección: La Asunción de Belén, Heredia, 400 m este del Complejo Pedregal.

Teléfono: 2239 9070.

Actividad Principal: Diseño y montaje de sistemas de refrigeración y aire acondicionado. Venta de equipos y repuestos para aire acondicionado y refrigeración.

## CARTA DE REVISIÓN FILOLÓGICA

Cartago, 03 de junio de 2019

Los suscritos, Elena Redondo Camacho, mayor, casada, filóloga, cédula de identidad número 3 0447 0799 y Daniel González Monge, mayor, casado, filólogo, cédula de identidad número 1 1345 0416, vecinos de Quebradilla de Cartago, en calidad de filólogos revisamos y corregimos el trabajo final de graduación que se titula: *Diseño de un sistema de refrigeración para congelación y almacenamiento de producto*, sustentado por Víctor Augusto Arce Molina.

Hacemos constar que se corrigieron aspectos de forma, redacción, estilo y otros vicios del lenguaje que se pudieron trasladar al texto. La originalidad y la validez del contenido son responsabilidad exclusiva del autor y de sus asesores.

Esperamos que nuestra participación satisfaga los requerimientos del Instituto Tecnológico de Costa Rica.

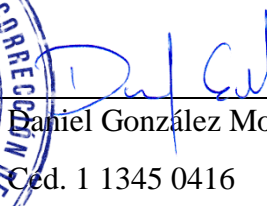


Elena Redondo Camacho

Céd. 3 0447 0799

Bachiller en Filología Española

Carné Acfil 0247



Daniel González Monge

Ced. 1 1345 0416

Bachiller en Filología Española

Carné Acfil 0245

## **DEDICATORIA**

A mi papá y a mi mamá, por el esfuerzo, la paciencia y el apoyo durante estos años.

A mis hermanos y hermana, por siempre creer en mí.

A mi tía y mi abuela, por darme un segundo hogar.

A Karol, por caminar a mi lado en esta etapa.

A mi hijo Adrián Josué, por ser mi mayor motivación.

## **AGRADECIMIENTOS**

Al profesor Ing. Oscar Monge, por ayudarme a ingresar al mundo de la refrigeración.

Al Ing. Juan Viquez, por abrirme las puertas de Leaho Refrigeración Industrial.

Al Ing. Ricardo Fernández, por su aporte técnico en este proyecto.

## CONTENIDO

Carta de Revisión Filológica .....	iv
Dedicatoria.....	v
Agradecimientos.....	vi
Contenido.....	vii
Índice de Figuras .....	x
Índice de Tablas.....	xi
Resumen .....	xii
Abstract.....	xiii
Capítulo 1. Introducción .....	1
1.1. Reseña de la Empresa .....	2
1.2. Planteamiento del Problema .....	2
1.2.1. Descripción del Problema Por Resolver .....	2
1.3. Objetivo General.....	3
1.4. Objetivos Específicos .....	3
1.5. Justificación .....	4
1.6. Viabilidad.....	5
Capítulo 2. Marco Teórico.....	7
2.1. Conceptos Fundamentales .....	7



2.2. Tecnología de Alimentos .....	9
2.3. Concepto de Refrigeración .....	14
2.4. Componentes de un Sistema de Refrigeración .....	15
2.4.1. Compresor .....	15
2.4.2. Evaporador .....	17
2.4.3. Condensador.....	18
2.4.4. Válvula de Expansión .....	18
2.4.5. Tuberías.....	19
2.4.6. Refrigerantes .....	20
2.4.7. Sistema de Refrigeración por Compresión de Vapor.....	26
2.4.8. Cálculo de Carga Térmica.....	27
2.5. Cobro y Facturación Eléctrica .....	35
Capítulo 3. Diseño de la Planta de Refrigeración.....	37
3.1. Determinación de la Carga Térmica .....	37
3.2. Selección del Refrigerante .....	41
3.3. Selección de los Equipos .....	42
3.4. Selección de Tuberías, Aislamientos y Determinación de la Cantidad de Refrigerante	49
3.5. Selección de Válvulas .....	54
Capítulo 4. Conclusiones y Recomendaciones.....	56
4.1. Conclusiones.....	56

4.2. Recomendaciones .....	57
Bibliografía.....	58
Anexos .....	60
Apéndices .....	73

## ÍNDICE DE FIGURAS

<i>Figura 1.</i> Datos de composición no congelada, punto inicial de congelación y calor específico para productos avícolas .....	13
<i>Figura 2.</i> Propiedades de mezclas refrigerantes.....	24
<i>Figura 3.</i> Sistema de refrigeración por compresión de vapor para R22.....	27
<i>Figura 4.</i> Conductividad Térmica del Aislamiento de Almacenes Frigoríficos .....	29
<i>Figura 5.</i> Efecto solar sobre diferentes superficies .....	29
<i>Figura 6.</i> Equivalente frigorífico de los ocupantes .....	32
<i>Figura 7.</i> Flujos de aire frío y caliente en las puertas abiertas de una cámara.....	33
<i>Figura 8.</i> Tanque de agua para enfriamiento de pollo .....	94

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Dimensiones de las zonas refrigeradas.....	38
Tabla 2. Zonas refrigeradas y sus características .....	38
Tabla 3. Cargas térmicas .....	41
Tabla 4. Costo de la configuración de equipos con unidades condensadoras .....	45
Tabla 5. Costo de la configuración de equipos con compresores en paralelo .....	46
Tabla 6. Tarifas eléctricas anuales.....	49
Tabla 7. Diámetros de tuberías y espesores de aislamientos .....	50
Tabla 8. Longitud de las tuberías.....	51
Tabla 9. Precios de tuberías y aislamientos .....	51
Tabla 10. Cantidad y costo del refrigerante.....	53
Tabla 11. Modelos de válvulas seleccionadas .....	55

## **RESUMEN**

Actualmente, una planta productora de carne de pollo iniciará con la ampliación de sus instalaciones, esto implica la modificación del tamaño de las cámaras de refrigeración, así como un cambio en los equipos que se requieren para cumplir con las demandas de refrigeración.

En este proyecto se calculó la carga frigorífica demandada por la planta, con base en las condiciones ambientales del lugar, la cantidad y tipo de producto y según el procesamiento de producto establecido por la empresa.

Las características termodinámicas del producto y de los materiales utilizados, así como los conceptos y procesos de diseño se basan en el Manual de Refrigeración de la Sociedad Americana de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado (ASHRAE, por sus siglas en inglés), así como en el Manual de Fundamentos de la misma organización.

La selección de equipos y accesorios se realizó por medio de manuales, catálogos y programas de varios fabricantes.

Los costos finales en colones se calcularon a partir de los precios establecidos por Leaho Refrigeración Industrial, quienes son proveedores de todos los equipos y accesorios requeridos para este proyecto.

## **ABSTRACT**

Currently a chicken meat production plant will start with the expansion of its facilities, this implies the modification of the size of the refrigeration chambers, as well as a change in the equipment that is required to satisfy the cooling demands of the plant.

In this project, the refrigeration load demanded by the plant was calculated, based on the environmental conditions of the place, the quantity and type of product and according to the product processing established by the company.

The thermodynamic characteristics of the product and the materials used, as well as the concepts and design processes are based on the Refrigeration Manual of the American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers (ASHRAE, for its acronym in English) and also in the Fundamentals Manual of the same organization.

The selection of equipment and accessories was made using manuals, catalogs and programs from various manufacturers.

The final costs in colones are calculated based on the prices established by Leaho Refrigeración Industrial, who are suppliers of all the equipment and accessories required for this project.

## Capítulo 1. Introducción

Con el crecimiento de la población mundial, la producción de alimentos se ha visto en la necesidad de masificar y mejorar sus procesos, con el fin de suplir la demanda de productos alimenticios. Se han dejado de lado los procesos manuales y artesanales y se ha optado por procedimientos industrializados, por medio de equipos electromecánicos.

La refrigeración industrial se ha convertido en factor determinante en la producción de alimentos, principalmente para la elaboración y conservación de estos. Actualmente, una empresa de producción de carne de pollo requiere la ampliación de sus instalaciones, esto implica la construcción de un nuevo edificio y de un nuevo sistema de refrigeración que supla los requerimientos de temperatura específicos para este proceso.

Con el proyecto propuesto para la Práctica Profesional se pretende diseñar un sistema de refrigeración para la planta de procesamiento de pollo, con base en un cálculo meticuloso de la carga térmica existente en el lugar, fundamentada en manuales de diseño de refrigeración. Este contemplará también el cálculo de las potencias requeridas en los equipos que componen el sistema, su selección correcta a partir de catálogos de fabricantes, determinación de los diámetros de las tuberías con base en criterios técnicos, así como su respectivo aislamiento.

Se propondrán dos configuraciones de los equipos con las cuales se puede suplir la potencia frigorífica y se establecerá una comparación económica entre estas. Se tomarán como criterios la inversión inicial en la compra del equipo y la demanda en energía eléctrica que requiere cada una de las configuraciones.

## **1.1. Reseña de la Empresa**

Grupo Leaho es una empresa creada en 1985, actualmente se ubica 400 metros al este del Complejo Pedregal en La Asunción de Belén, en la provincia de Heredia. Sus actividades principales son el diseño de sistemas de refrigeración y aire acondicionado, así como el montaje de los diseños, bajo el concepto de proyecto *llave en mano*. La compañía se dedica también a la fabricación de carrocerías de carga seca y refrigerada.

## **1.2. Planteamiento del Problema**

### **1.2.1. Descripción del Problema Por Resolver**

Actualmente, una planta de procesamiento de pollo corre el riesgo de cierre debido a que aumentó su producción y su planta de tratamiento no da abasto, por lo que los malos olores y la contaminación del suelo generó quejas por parte de los vecinos y órdenes de cierre por parte de las autoridades. La solución tomada por esta empresa es ampliar sus instalaciones, incluyendo la planta de tratamiento y las zonas de refrigeración y congelación. Esto implica construir un nuevo edificio y, a la vez, un nuevo sistema de refrigeración, los cuales serán de mayor tamaño para manejar adecuadamente la producción actual.

Con el planteamiento de este proyecto se pretende resolver la necesidad de un sistema de refrigeración, con el fin de evitar el cierre de la compañía y que esta aumente sus ganancias por producción y ahorro energético gracias a la modernización del equipo. A la vez, el cambio implica un beneficio para el medioambiente, tanto por contaminación de aguas rojas como por la sustitución del refrigerante por uno de cero agotamiento de la capa de ozono.



Para grupo Leaho, el proyecto representa solucionar una necesidad de uno de sus clientes, lo cual representará, además, una ganancia económica por la venta de sus servicios.

### **1.3. Objetivo General**

Resolver los requerimientos de congelación y almacenamiento de producto congelado y refrigerado para una empresa productora de pollo.

### **1.4. Objetivos Específicos**

- a) Calcular la carga térmica con base en el Manual de Refrigeración de ASHRAE.
- b) Seleccionar el refrigerante adecuado con base en normas técnicas, ambientales y eficiencia energética.
- c) Seleccionar los equipos adecuados a partir de los resultados de la carga térmica.
- d) Establecer dos configuraciones distintas de montaje de los equipos seleccionados.
- e) Determinar los diámetros requeridos de las tuberías del sistema.
- f) Estimar el espesor requerido del aislamiento de las tuberías de succión.
- g) Realizar una comparación económica entre dos configuraciones distintas de equipos.
- h) Dibujar el diagrama de flujo del montaje de los equipos y la distribución de las tuberías.

## **1.5. Justificación**

En una planta de procesamiento de pollo es indispensable refrigerar o congelar y almacenar a bajas temperaturas el producto para garantizar la conservación por varios días y que este siempre se mantenga en condiciones de ser consumido por las personas sin perjuicio de su salud. El sistema de refrigeración es vital en las plantas de proceso de cualquier tipo de carne para tener las temperaturas que garanticen la seguridad del producto.

De no existir un sistema adecuado de refrigeración, todo el producto que se procesa debería consumirse en pocas horas, lo cual es un escenario ilógico, ya que la finalidad es almacenar la carne y después distribuirla a múltiples zonas del país en días posteriores. Esto implicaría reducir considerablemente la producción o tener merma de producto, lo que significaría pérdidas económicas.

La solución propuesta con un sistema de refrigeración industrial de compresión de refrigerante permite tener la capacidad de congelar el pollo en pocas horas, además de mantenerlo en ese estado por varios días. Estos sistemas se han utilizado en la industria por muchos años gracias a que son la opción óptima entre eficiencia, rendimiento y costo.

Con el nuevo sistema de refrigeración se podrá aumentar la cantidad de producto que se congela y se almacena, lo que le permitirá a la empresa tener un mayor beneficio económico. También el costo energético disminuirá gracias a que los nuevos equipos del sistema serán más eficientes, lo que disminuirá la potencia eléctrica demandada.

El cambio de refrigerante representa un gran beneficio para el medioambiente, ya que el R507 no tiene impacto sobre la capa de ozono, además, las leyes nacionales e internacionales, como la ley 7228 de la República de Costa Rica para la suscripción al Convenio de Viena para la Protección de la Capa de Ozono, la ley 7808 Aprobación de la Enmienda del Protocolo de Montreal relativo a las sustancias que agotan la Capa de Ozono y sus anexos adoptados en la Segunda y Cuarta Reuniones de las Partes de Londres y Copenhague (1998), la ley 8443 Aprobación de la enmienda al Protocolo de Montreal, relativa a las Sustancias Agotadoras de la Capa de Ozono y sus anexos (1997) y la ley 8670 Aprobación a la Enmienda al Protocolo de Montreal Relativo a las Sustancias que Agotan la Capa de Ozono (1999), tienen como fin realizar un cambio paulatino en el uso de los refrigerantes mediante la prohibición de ingreso al país de ciertos refrigerantes en fechas específicas. El R-507 sí tiene permitido su uso hasta un periodo indefinido, por lo que no tiene problemas legales de importación y uso.

El nuevo equipo de refrigeración permite la viabilidad del proceso de ampliación de la planta, esto provocará que la contaminación por aguas rojas desaparezca. Por último, para Grupo Leaho este proyecto implicará obtener ganancias económicas debido a la venta del diseño, de los equipos y del montaje.

## **1.6. Viabilidad**

Para ejecutar el diseño del sistema de refrigeración se cuenta con el manual de la Sociedad Americana de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado (ASHRAE por sus siglas en inglés).

Este indica los métodos ingenieriles para el cálculo de cargas térmicas, cálculo de potencias de equipos, selección de equipos, dimensionamiento de tuberías, aislamientos, etc. Se tiene también el acceso a los catálogos de los fabricantes de equipos de refrigeración que son distribuidos por Grupo Leaho, así como la cooperación técnica con esos fabricantes.

## Capítulo 2. Marco Teórico

### 2.1. Conceptos Fundamentales

Los siguientes conceptos tienen implicación directa en los conocimientos básicos físicos y termodinámicos mínimos que se requieren para el diseño de un sistema de refrigeración. Estas definiciones se basan en los libros *Principios de Refrigeración* de Roy Dossat de 1994 y *Principios y sistemas de refrigeración* de Edward Pita de 1991.

- a) “Energía: Es descrita como la habilidad para hacer trabajo. Se necesita energía para efectuar trabajo y un cuerpo se dice que posee energía cuando tiene la capacidad de efectuar trabajo” (Dossat, 1998, p. 20).
- b) “Trabajo mecánico: Es efectuado cuando una fuerza aplicada sobre un cuerpo mueve al cuerpo una determinada distancia” (Dossat, 1998, p. 19).
- c) “Temperatura: Es una medida del nivel de la presión térmica de un cuerpo. La temperatura es una función de la energía cinética interna y es un índice de la velocidad molecular promedio” (Dossat, 1998, p. 29).
- d) “Calor: Energía en tránsito de un cuerpo a otro como resultado de una diferencia de temperatura entre los dos cuerpos” (Dossat, 1998, p. 27).
- e) “Presión: Puede describirse como una medida de la intensidad de una fuerza en un punto cualquiera sobre la superficie de contacto. Se define como:

$$P = \frac{F}{A}$$

donde:

$P = \textit{presión}$

$F = \textit{fuerza}$

$A = \textit{área}$ " (Dossat, 1998, p. 13).

- f) "Densidad: Es la cantidad de masa existente por unidad de volumen, definida como:

$$\rho = \frac{m}{V}$$

donde:

$\rho = \textit{densidad}$

$m = \textit{masa}$

$V = \textit{volumen}$ " (Dossat, 1998, p. 11).

- g) "Velocidad: La velocidad de un cuerpo en movimiento es la distancia que el cuerpo se mueve por unidad de tiempo.

$$V = \frac{d}{t}$$

donde:

$V = \textit{velocidad}$

$d = \textit{distancia}$

$t = \textit{tiempo}$ " (Dossat, 1998, p. 12).

- h) "Potencia: Es la razón de cambio con respecto al tiempo de trabajo efectuado"

(Dossat, 1998, p. 19).

- i) “Calor específico: El calor específico de cualquier sustancia es la cantidad de energía necesaria para producir un cambio de temperatura” (Dossat, 1998, pp. 33-34).
- j) “Calor sensible: Es la energía térmica que causa o produce un cambio en la temperatura de la sustancia” (Dossat, 1998, p. 34).
- k) “Calor latente: A la energía térmica que produzca un cambio en la fase de la sustancia se le denomina calor latente” (Dossat, 1998, p. 35).
- l) “Temperatura de saturación: La temperatura a la cual un fluido cambia de la fase líquida a la fase de vapor o, a la inversa, de la fase de vapor a la fase líquida, se le llama temperatura de saturación” (Dossat, 1998, p. 36).

## **2.2. Tecnología de Alimentos**

El crecimiento de la demanda de productos alimenticios de calidad y que cumplan con las regulaciones de inocuidad establecidas por las autoridades, ha fomentado el desarrollo de tecnología y procesos industriales para la generación de alimentos. El Dr. Horst-Dieter Tscheuschner, establece los siguientes conceptos sobre la tecnología aplicada a la producción alimentaria:

La tecnología de los alimentos es una rama científica del campo de la producción industrial de alimentos que tiene por objeto el análisis, síntesis y realización industrial de procesos, métodos e instalaciones dirigidos a la producción de alimentos, tomando como base los fundamentos técnicos de procedimientos y transformaciones, así como los principios tecnológicos y específicos de cada proceso en particular [...]. Al proyectar un proceso industrial, el objetivo final es crear un conjunto de circunstancias técnicas y económicas óptimas de procesos tecnológicos. Esta meta puede alcanzarse de diversas maneras, de acuerdo con las clases de máquinas y aparatos existentes en el

establecimiento, la mano de obra disponible y su cualificación, las materias primas necesarias, los sistemas de abastecimiento de agua, la energía disponible, las condiciones climáticas y otros factores (2001, p. 1).

El proyecto que se pretende realizar atiende a las necesidades de congelación y almacenamiento de pollo congelado, por lo que se elaborará un enfoque específico en la teoría referente a este producto.

El ingeniero Del Valle (2008) menciona que: “la mayor aplicación de la refrigeración es prevenir la degradación de la calidad de los alimentos causada por la presencia y proliferación de los microorganismos” (s. p.). Asimismo, se infiere de su artículo que la velocidad de desarrollo de microorganismos depende, entre otras cosas, de las condiciones ambientales: la temperatura, la humedad relativa y el movimiento del aire.

Se ha comprobado que el enfriamiento es una manera eficaz y práctica de reducir la velocidad de desarrollo de los microorganismos y, de este modo, lograr la extensión de la vida de los alimentos perecederos. Una temperatura de 4 °C o inferior se considera segura (Del Valle, 2008, pp. 14-15).

Dieter Tscheuschner menciona que “la carne comprende todos aquellos productos para el consumo humano en fresco o preparado a partir de animales de sangre caliente” (2001, p. 55).

El control de la temperatura de la carne es fundamental para evitar que esta se dañe.

Tras el sacrificio de los animales, la carne experimenta una autólisis cuya velocidad aumenta directamente con la temperatura. Como consecuencia, se produce la descomposición paulatina de todas las sustancias estructurales (tejido conjuntivo, membranas celulares musculares, miofibrillas) resultado de lo cual es el reblandecimiento de carne en conjunto y la formación de sustancias aromáticas específicas [...]. Si la carne se refrigera por debajo de los 10 °C antes de instaurarse el *rigor mortis*, el tejido muscular experimenta una contracción adicional irreversible (acortamiento por frío), por lo que la carne se endurece (Dieter Tscheuschner, 2001, pp. 57-58).



Existe una relación directa entre la temperatura y la velocidad de descomposición de la carne. Debido a esto, la refrigeración es una gran herramienta para la producción y almacenamiento de productos cárnicos.

Entre la temperatura de almacenamiento y la duración del depósito existe una estrecha relación, debido a los procesos de desintegración y descomposición originados por los enzimas propios de la carne y por los microbios [...]. La congelación de la carne debe ser rápida y la descongelación ha de efectuarse con lentitud, pues en otro caso se registran elevadas pérdidas de peso (Dieter Tscheuschner, 2001, p. 59).

La refrigeración permite la conservación de la carne por varios meses, según la temperatura a la que se mantenga, para nuestro caso, el pollo puede estar hasta 13 meses a una temperatura de -28 °C. El plazo de almacenamiento para aves en un almacén refrigerado es de 4 días. (Dieter Tscheuschner, 2001, pp. 63-64).

Aproximadamente, el 50 % de los alimentos especialmente sus materias primas vegetales y animales, son susceptibles de descomposición su elevado contenido de agua de modo que, durante su procesamiento o almacenamiento en cámaras, deben someterse a temperaturas bajas [...]. El principio de actuación de la conservación por frío se basa en la dependencia respecto a la temperatura de los procesos físicos, químicos, biológicos y microbiológicos que se dan en los alimentos y cuya velocidad suele disminuir con el descenso de la temperatura (Dieter Tscheuschner, 2001, p. 307).

Al conocer la importancia que tiene el control de la temperatura en los procesos de producción de algunos alimentos, el Dr. Dieter Tscheuschner define refrigeración, así como sus objetivos:

Por refrigeración se entiende el empleo de temperaturas en un ámbito de temperaturas inferiores a las del medio circundante y por encima de la del inicio de la congelación del producto. Los objetivos de la refrigeración son los siguientes: conservación, garantizar temperaturas adecuadas para el desarrollo de procesos biológicos y bioquímicos buscados, alteración temporal de determinadas propiedades fisicoquímicas como condición previa para la ejecución de otros procesos tecnológicos (Dieter Tscheuschner, 2001, p. 330).

Como se mencionó, el almacenamiento de producto es clave también en el proceso de producción cárnica y existen dos formas de mantenerlo: el almacenamiento refrigerado y la conservación por congelación.

El almacenamiento refrigerado, a menudo combinado al comienzo con el enfriamiento, se realiza a una temperatura del aire de -3 a 4 °C, con una humedad relativa del aire del 70 al 95 % y con una velocidad de aire de 0,3 a 0,8 m/s [...]. La conservación por congelación es un proceso para el mantenimiento a largo plazo de los alimentos, en el que utilizando temperaturas inferiores a la de congelación del producto, el contenido de agua libre sigue congelándose (Dieter Tscheuschner, 2001, pp. 334-336).

Gruda y Polstolski también mencionan la importancia de la temperatura con los cambios que sufre la carne en sus primeros minutos: “la congelación de materias primas animales se encuentra relacionada causalmente con la dinámica de las modificaciones que acontecen en la materia primas tras el sacrificio de animales (1985, p. 23).

Con respecto a la congelación de aves, los autores afirman que:

En la congelación de aves, si se prescinde de la utilización de gas líquido, se practican dos métodos básicos, en los que el medio que acoge el calor es aire o líquido [...] se consideran temperaturas del aire suficientes las de -30 a -40 °C (Gruda y Poltolski, 1985, p. 385).

Con respecto a las propiedades y condiciones de temperatura para los alimentos, la Sociedad Americana de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado presenta una serie de conceptos y valores que considerar.

Las propiedades térmicas de alimentos y bebidas deben conocerse para realizar los diversos cálculos de transferencia de calor implicados en el diseño de los equipos de almacenamiento y refrigeración y en la estimación de los tiempos de los procesos de refrigeración, congelación, calentamiento o secado de alimentos y bebidas (ASHRAE, 2010, p. 19.1).

Alimentos	Contenido de			Carbohidrato		Ceniza, % $x_a$	Punto inicial de congelación, °C	Calor específico tras la congelación, kJ/(kg·K)	Calor específico anterior a la congelación, kJ/(kg·K)	Calor latente de fusión, kJ/kg
	humedad, % $x_w$	Proteína, % $x_p$	Grasa, % $x_f$	Total, % $x_c$	Fibra, % $x_b$					
<b>Productos avícolas</b>										
Pollo	65,99	18,60	15,06	0,0	0,0	0,79	-2,8	4,34	3,32	220
Pato	48,50	11,49	39,34	0,0	0,0	0,68	—	3,06	2,45	162
Pavo	70,40	20,42	8,02	0,0	0,0	0,88	—	3,53	2,28	235

*Figura 1.* Datos de composición no congelada, punto inicial de congelación y calor específico para productos avícolas

Fuente: ASHRAE REFRIGERACIÓN, 2010, p. 19.7.

Una vez que se conocen las propiedades termodinámicas de la carne avícola, así como las temperaturas para su refrigeración, congelación y almacenamiento, se pueden detallar los principios de un sistema de refrigeración y sus componentes.

### **2.3. Concepto de Refrigeración**

El calor se puede definir como la forma de energía que es transferida de un cuerpo a otro debido a una diferencia en la temperatura [...]. Aunque, generalmente se habla de enfriar alguna cosa cuando se hace referencia a la refrigeración, lo que sucede realmente es que se procede a la remoción de calor (Pita, 2000, pp. 28-29).

De lo anterior se puede entender que la refrigeración es un proceso de transferencia de calor. Pita lo define como el estudio de la forma en que fluye el calor y de los procedimientos para calcular el nivel de esa transferencia, algo que es de gran importancia en la refrigeración. Además, menciona que la transferencia de calor se divide en tres tipos: por conducción, por convección y por radiación.

Edward Pita define a la refrigeración como “la remoción de calor de una sustancia para llevarla o mantenerla a una temperatura convenientemente baja, inferior a la temperatura del ambiente” (2000, p. 15).

Pita también menciona que el sistema más usado para producir refrigeración es el de compresión de vapor, aunque existen otros métodos como el de refrigeración termoeléctrica, el de chorro de vapor y por ciclo de aire. El primero es bastante caro, el segundo muy ineficiente y el último es el que se usa normalmente en cabinas de aviones (Pita, 2000).

Las aplicaciones de la refrigeración, según ASHRAE son:

Acondicionamiento de aire, refrigeración comercial y refrigeración industrial y entre las características deseables de un sistema de refrigeración están: funcionamiento anual sin importar las condiciones ambientales, posibilitar la variabilidad de la carga entre 0 % y 100 % en cortos periodos sin que haya rupturas en los niveles de temperatura requerido, control de escarcha, manejo de los aceites, según el refrigerante, la carga y la temperatura, entre otras (ASHRAE, Refrigeración 2010, p. 1.1).

## 2.4. Componentes de un Sistema de Refrigeración

Los componentes fundamentales de un equipo de refrigeración son: el compresor, el evaporador, el dispositivo de expansión y el condensador. A la vez, estos pueden estar separados o unidos en un único paquete, llamado autónomo, según Pita.

Se utiliza el compresor para elevar la presión del refrigerante en estado gaseoso. El gas a alta presión pasa entonces al condensador. El condensador se utiliza para remover calor del refrigerante, lo cual hace que se condense. El refrigerante se halla entonces en su condición original, listo para su reutilización (Pita, 2000, p. 55).

### 2.4.1. Compresor

Pita menciona lo siguiente con respecto a los compresores:

La principal función de un compresor de refrigeración es aumentar la presión de evaporación, hasta la presión a la cual el gas puede condensarse [...]. La función principal del compresor (el aumento de presión) produce algunas funciones secundarias, aunque son necesarias. La elevada presión de descarga proporciona la energía necesaria para hacer que el refrigerante circule a través de la tubería y el equipo, venciendo la resistencia de fricción. Además, el gran diferencial de presión creado motiva la expansión súbita en el dispositivo de control de flujo, causando una caída de temperatura [...]. Los compresores se dividen en dos clases: de desplazamiento positivo y compresores dinámicos. De los compresores dinámicos, solo uno se usa en refrigeración, el compresor centrífugo, por otra parte, los compresores de desplazamiento positivo se dividen en: reciprocantes, rotatorios y helicoidales (de tornillo) (2000, pp. 95-96).

En refrigeración, los compresores de tornillo y los reciprocantes son los más utilizados.

Tanto los compresores helicoidales como los reciprocantes se dividen en herméticamente sellados, semiabiertos y abiertos. Stoecker aclara esta diferencia: los compresores sellados tienen al elemento motor-compresor encapsulado y solo las líneas de refrigerante y conexiones eléctricas penetran a la carcasa. Los compresores abiertos tienen un eje que conecta al compresor con un motor externo que es el encargado de hacer rotar al compresor. Los compresores semiherméticos tienen la facilidad de que la cabeza del compresor puede ser removida para acceder a las válvulas y pistones para realizarles servicio. Su uso está limitado a cargas máximas de 150 kW (Stoecker, 1998, pp. 93-94).

El compresor rotatorio de tornillo es otro medio mecánico para comprimir vapor

refrigerante, utilizado en instalaciones grandes. En lugar de un pistón y un cilindro, este compresor utiliza dos engranajes acoplados de tornillo, maquinados y ahusados que presionan el vapor refrigerante desde la entrada hasta la salida. El compresor rotatorio de tornillo utiliza un motor abierto en lugar del diseño hermético (Whitman *et al.*, 2010, p. 454).

De acuerdo con Pita (2000):

Se compone de dos rotores engranados, cuya forma es algo semejante a la de los tornillos comunes. Un motor acciona el rotor macho el cual tiene lóbulos prominentes. El rotor hembra tiene ranuras en las que engranan los lóbulos machos, imprimiéndoles movimiento [...]. Cuando los rotores giran, el gas queda alojado en la cavidad existente entre los dos rotores. El lóbulo macho disminuye gradualmente el espacio entre el mismo y la cavidad hembra, aumentando así la presión del gas (pp. 121-122).

Pita indica que a los compresores de tornillo se les aplica una inyección de aceite en el cilindro para lubricar los rotores y para crear una película de sello hermético entre los lados de alta y baja presión, además menciona las ventajas que esto supone:

- Disminución del efecto de penetración del líquido debido a una dilución con el aceite.
- Cierta efecto de enfriamiento que disminuye las temperaturas de descarga del gas caliente y el trabajo de compresión.
- Se ayuda a mantener relaciones elevadas de compresión, debido a la película de aceite (y a un ajuste preciso entre los rotores).
- La utilización de una neblina de aceite para enfriar el motor en los compresores herméticos de tornillo.
- Se provee un efecto de absorción de ruido (Pita, 2000, p. 122).

Pita (2000) también menciona que:

Al hablar de compresores de refrigeración, es necesario también hablar de los accesorios que contribuyen al mejor funcionamiento de este, entre ellos: silenciadores que se usan en la línea de succión y descarga para disminuir el ruido producido por las pulsaciones de gas, manómetros para medir las presiones de succión y descarga, resortes aisladores de vibración, estos reducen la transmisión de vibración de la máquina al edificio (p. 105).

Además, hace referencia a que:

Existen los controles y dispositivos de seguridad, dispositivos de arranque y pare, así como interruptores de seguridad de alta y baja que detienen al compresor si hay baja presión en la succión o una elevada presión de descarga. Existe también un control de la presión de aceite, que detiene al compresor cuando la presión de aceite de la bomba decae de un valor seguro. La válvula de alivio de presión del refrigerante se abre como respuesta a una presión excesiva de descarga, con el fin de desviar el refrigerante a la cámara de succión. Por último, un termostato de temperatura de descarga detiene al compresor si existe una temperatura excesiva en el lado de descarga (Pita, 2000, pp. 110-111).

Por su lado, Stoecker (1998) plantea que:

Los compresores reciprocantes necesitan reparaciones menos sofisticadas que uno helicoidal, aunque los compresores de tornillo tienen menores costos de mantenimiento. Los compresores helicoidales pueden trabajar de 30000 a 60000 horas antes de un *overhaul*, mientras que uno reciprocante lo puede hacer entre 10000 y 20000 horas. En cuanto a la eficiencia, ambos tienen datos similares. En cargas menores a 350 kW, el compresor reciprocante es ligeramente más eficiente, además, el costo inicial de un equipo reciprocante es menor que el de uno helicoidal de iguales capacidades. La ventaja de un compresor helicoidal radica en grandes cargas, ya que un solo compresor de tornillo puede proveer la misma capacidad que varios compresores de pistón. La capacidad máxima del mayor equipo reciprocante disponible en el mercado ronda los 900 kW (250 toneladas de refrigeración), mientras que, para un equipo de tornillo, esta capacidad puede ser de 4000 kW (1200 toneladas de refrigeración) (pp. 95-96).

#### **2.4.2. Evaporador**

Otro componente indispensable en refrigeración es el evaporador, este no es otra cosa que un intercambiador de calor. “Tiene como objetivo proveer una transferencia continua y eficiente de calor desde el medio que se desea enfriar, al fluido refrigerante. El aire y el agua son las sustancias que comúnmente se enfrían con los evaporadores” (Pita, 2000, p. 137).

El evaporador en un sistema de refrigeración es el que se encarga de absorber el calor hacia el sistema desde cualquier medio que se vaya a enfriar. Este proceso se consigue manteniendo el serpentín del evaporador a una temperatura menor que la del entorno que se enfriará (Whitman *et al.*, 2010, p. 402).

### **2.4.3. Condensador**

El condensador es otro intercambiador de calor. “El objeto del condensador en el sistema de refrigeración es remover el calor del vapor refrigerante que sale del compresor, de manera que, el refrigerante se condense a su estado líquido” (Pita, 2000, p. 153).

Este calor se rechaza de un vapor caliente sobrecalentado en sus primeras pasadas por el condensador. La parte media del condensador rechaza calor latente del vapor saturado, el cual está en proceso de cambio de fase a un líquido saturado. Las últimas pasadas por el condensador rechazan calor del líquido subenfriado. Esto subenfriaría todavía más el líquido hasta una temperatura menor que su temperatura de condensación (Whitman *et al.*, 2010, p. 420).

### **2.4.4. Válvula de Expansión**

El dispositivo de control de flujo de refrigerante tiene dos funciones de gran importancia: regular el flujo de refrigerante líquido que se alimenta al evaporador, según sea la demanda y crear una caída de presión, desde el lado de alta hasta el lado de baja del sistema (Pita, 2000, p. 189).

Lo anterior provoca que el refrigerante se enfríe hasta la temperatura de evaporación. “En la mayoría de los casos, el dispositivo de control de flujo debe alimentar al evaporador el refrigerante líquido en la misma proporción en que el compresor lo bombea” (Pita, 2000, p. 189).



### **2.4.5. Tuberías**

Las tuberías son otro componente vital del sistema, no cualquier tubería puede usarse en refrigeración. Pita (2000) define ciertos requerimientos que deben tener estas:

- Proveer el flujo adecuado de refrigerante.
- Evitar una excesiva caída de presión.
- Evitar la entrada al compresor de refrigerante líquido, así como de pequeñas porciones de aceite.
- Proveer el retorno al cárter del aceite lubricante (p. 246).

En un sistema de refrigeración, las tuberías son nombradas, según la sección del sistema en la que se encuentren. La línea de descarga es la que lleva el refrigerante desde la salida del compresor hasta la entrada del condensador, la tubería de líquido está situada entre la salida del condensador y la entrada del evaporador y la tubería de succión conecta la salida del evaporador con la entrada del compresor.

“La velocidad del refrigerante en las tuberías es importante porque de ella depende la economía, la caída de presión, el ruido y el arrastre del aceite” (ASHRAE Refrigeración, 2010, p. 1.1). ASHRAE brinda las velocidades requeridas del refrigerante, según las secciones del sistema por donde circule.

“Para la línea de succión se recomienda una velocidad que esté entre 4,5 y 20 m/s, para la tubería de descarga se requiere una velocidad que esté en el rango de 10 a 18 m/s y para la línea de líquido un máximo de 0,5 m/s” (ASHRAE, 2010, p. 1.2). El objetivo de tener estas velocidades es asegurar que la caída de presión estará dentro del rango permitido.

Los sistemas frigoríficos se diseñan de modo que las pérdidas de presión por fricción no superen una diferencia de presión equivalente al correspondiente cambio en la temperatura de ebullición a saturación. La medida primaria para determinar las caídas de presión es un cambio determinado en la temperatura de saturación (ASHRAE, 2010, p. 1.3).

Para la línea de líquido, succión y descarga, el cambio de temperatura mencionado no debe ser mayor a 1 K.

El objetivo de establecer los rangos de velocidades anteriores es evitar caídas de presión por fricción, garantizar el arrastre de aceite y evitar ruidos y vibraciones excesivas. Además, garantizan un funcionamiento del compresor más eficiente y unos bajos costes de funcionamiento del equipo (ASHRAE, 2010, p. 1.2).

#### **2.4.6. Refrigerantes**

Dossat define al refrigerante “como un cuerpo o sustancia que actúa como agente de enfriamiento absorbiendo calor de otro cuerpo o sustancia” (1994, p. 365). Edward Pita establece ciertas características de los refrigerantes que pueden tener implicaciones sobre la potencia del equipo o en la potencia requerida, estas son:

- a) Presión y temperatura: la temperatura de ebullición (punto de saturación) de un fluido cambia con la presión. Cada sustancia tiene sus propios valores de presión y temperatura.

- b) Calor latente de vaporización: se desea que el calor latente sea alto, esto significa que la sustancia tiene un gran efecto de refrigeración, es decir, se tiene una gran cantidad de enfriamiento por cada unidad de masa de refrigerante.
- c) Volumen específico del vapor: se prefiere que este volumen sea bajo, esto implica que el desplazamiento requerido del compresor sea menor, así como el diámetro de las tuberías.
- d) Calor específico del líquido: este debe ser bajo, ya que, de esta forma, la cantidad de calor requerido para enfriarlo será menor. Esto reduce la cantidad de refrigerante que se requiere para producir una determinada capacidad de enfriamiento.

“La potencia que se requiere por unidad de capacidad de refrigerante es casi igual para todos los refrigerantes de uso común, la eficiencia y la economía de operación generalmente no son factores decisivos en la selección del refrigerante” (Dossat, 1994, p. 387). El autor indica que son más importantes las características que logran una reducción en el tamaño, peso y costo inicial de los equipos, también se debe considerar el costo y la disponibilidad del refrigerante.

“El flujo volumétrico (PCM/tonelada) y el coeficiente de rendimiento (CDR) son medidas especialmente importantes del rendimiento” (Pita, 2000, p. 212). La primera medida es un indicativo del desplazamiento e influye directamente en el tamaño del compresor, mientras que la segunda medida es un indicador del consumo de energía.

Las características de seguridad también son de gran relevancia en el momento de seleccionar un refrigerante, la toxicidad, inflamabilidad y explosividad deben considerarse estrictamente. Dossat menciona que la *National Fire Underwriters* ha realizado pruebas en los refrigerantes y ha establecido una clasificación en seis grupos: el grupo 1 es para los refrigerantes altamente tóxicos, que pueden causar la muerte o daños en concentraciones pequeñas, por otra parte, los del grupo 6 son poco tóxicos y para causar algún daño deben presentarse en concentraciones muy grandes.

Según el autor, el efecto de estos últimos no es debido al refrigerante específicamente, sino a la falta de oxígeno, por lo que se puede considerar a los refrigerantes del grupo 6 como no tóxicos. En cuanto a inflamabilidad y explosividad, Dossat afirma que la mayoría de los refrigerantes no son inflamables ni explosivos, a excepción del amoníaco y los hidrocarburos.

El grado de peligro en que se incurre con el uso de refrigerantes tóxicos depende de varios factores, como la cantidad de refrigerante usado con relación al tamaño del espacio dentro del cual se pueden tener fugas de refrigerante, el tipo de ocupación, de si se tengan flamas o fuego y de si el personal experimentado tenga la obligación de atender el equipo (Dossat, 1994, p. 382).

De lo anterior, se puede concluir que una pequeña cantidad de refrigerante de alta toxicidad no representa un peligro alto si está presente en un espacio grande, Dossat también menciona una característica de los refrigerantes tóxicos y es su olor, el cual advierte de su presencia y se convierte, de cierta forma, en un medio de mitigación. “Los refrigerantes tóxicos generalmente son peligrosos para el caso de niños o de personas que por razones de enfermedad o confinamiento son incapaces de escapar de los humos” (Dossat, 1994, p. 385).

En la actualidad, los refrigerantes están en un proceso de cambio debido a los efectos que estos tienen en el medioambiente, como el calentamiento global y la destrucción de la capa de ozono. El potencial de calentamiento global (GWP por sus siglas en inglés) y el potencial de agotamiento del ozono (ODP por sus siglas en inglés) son dos indicadores de los efectos que un refrigerante tiene sobre la atmósfera.

“El ODP es una comparación contra la capacidad del refrigerante CFC-11 de destruir la capa de ozono, mientras que el GWP es una comparación contra la capacidad del CO<sub>2</sub> para retener energía radiante” (ASHRAE, 2010, p. 6.1).

ASHRAE en el capítulo 6 del Manual de Refrigeración afirma que los refrigerantes que contienen cloro poseen potencial de agotamiento de la capa de ozono, mientras que los de halocarburo también contribuyen al calentamiento global y se consideran gases de efecto invernadero. “Los refrigerantes preferidos medioambientalmente tienen un ODP bajo o nulo, proporcionan una buena eficiencia al sistema y tienen valores bajos de GWP o TEWI” (ASHRAE, 2010, p. 6.1).

La siguiente tabla muestra los valores de ODP, GWP e inflamabilidad para diferentes refrigerantes, según ASHRAE:

Refrigerante	Composición	Punto de burbuja, <sup>b</sup> °C	ODP <sup>c</sup>	GWP <sup>d</sup> , ITH 100-Años
401A	(22/152a/124)/(53/13/34)	-33.3	0,027	1.100
401B	(22/152a/124)/(61/11/28)	-34.9	0,028	1.200
401C	(22/152a/124)/(33/15/52)	-28.4	0,025	900
402A	(125/C <sub>2</sub> H <sub>2</sub> /22)/(60/2/38)	-49.0	0,013	2.700
402B	(125/C <sub>2</sub> H <sub>2</sub> /22)/(38/2/60)	-47.0	0,020	2.300
403A	(C <sub>2</sub> H <sub>2</sub> /22/218)/(5/75/20)	-47.8	0,026	3.000
403B	(C <sub>2</sub> H <sub>2</sub> /22/218)/(5/56/39)	-49.2	0,019	4.300
404A	(125/143a/134a)/(44/52/4)	-46.2	0	3.800
405A	(22/152a/142b/C318)/(45/7/5.5/42.5)	-32.9	0,018	5.200
406A	(22/600a/142b)/(55/4/41)	-32.7	0,036	1.900
407A	(32/125/134a)/(20/40/40)	-45.3	0	2.000
407B	(32/125/134a)/(10/70/20)	-46.8	0	2.700
407C	(32/125/134a)/(23/25/52)	-43.6	0	1.700
407D	(32/125/134a)/(15/15/70)	-39.5	0	1.500
407E	(32/125/134a)/(25/15/60)	-42.9	0	1.400
408A	(125/143a/22)/(7/46/47)	-44.6	0,016	3.000
409A	(22/124/142b)/(60/25/15)	-34.7	0,039	1.500
409B	(22/124/142b)/(65/25/10)	-35.6		
410A	(32/125)/(50/50)	-51.4	0	2.000
411A	(R-1270/22/152a)/(1.5/87.5/11.0)	-39.5	0,030	1.500
411B	(1270/22/152a)/(3/94/3)	-41.6	0,032	1.600
412A	(22/218/142b)/(70/5/25)	-38.0	0,035	2.200
413A	(218/134a/600a)/(9/88/3)	-30.6	0	1.900
414A	(22/124/600a/142b)/(51/28.5/4/16.5)	-34.0	0,032	1.400
414B	(22/124/600a/142b)/(50/39/1.5/9.5)	-32.9	0,031	1.300
415A	(22/152a)/(82/18)	-37.5	0,028	1.400
415B	(22/152a)/(25/75)	-27.7	0,009	500
416A	(134a/124/600)/(59/39.5/1.5)	-23.4	0,010	1.000
417A	(125/134a/600)/(46.6/50/3.4)	-38.0	0,000	2.200
418A	(290/22/152a)/(1.5/96/2.5)	-41.2	0,33	1.600
500	(12/152a)/(73.8/26.2)	-33.6	0,605	7.900
502	(22/115)/(48.8/51.2)	-45.2	0,221	4.500
503	(23/13)/(40.1/59.9)	-88.8	0,599	13.000
507A	(125/143a)/(50/50)	-46.7	0	3.900
508A	(23/116)/(39/61)	-87.4	0	12.000
508B	(23/116)/(46/54)	-87.0	0	12.000
509A	(22/218)/(44/56)	-49.8	0,015	5.600

<sup>a</sup>Datos del IPCC (2001).  
<sup>b</sup>Datos del AHRI Standard 700.  
<sup>c</sup>Datos de Calm (2001).

Los valores de GWP son valores ponderados por masa de los valores de GWP de los componentes.

Figura 2. Propiedades de mezclas refrigerantes

Fuente: ASHRAE REFRIGERACIÓN, 2010, p. 6.4.

Existen 7 grupos de refrigerantes divididos, según su composición:

- a) Clorofluorocarburos (CFC).
- b) Hidroclorofluorocarburos (HCFC).

- c) Hidrofluorocarburos (HFC).
- d) Fluoroéteres.
- e) Hidrocarburos.
- f) Amoniac.
- g) Dióxido de carbono.

El protocolo de Montreal estableció que la producción de los CFC se permitió hasta el año 2010, los HCFC se eliminarán en el 2030, aunque su uso será solo para los equipos existentes, para los países en desarrollo se permitirá su uso hasta el 2040.

Los HFC tienen un ODP igual a cero, ya que no poseen átomos de cloro, aunque su GWP no es tan bajo como se quisiera, estos se han convertido en buenas opciones para sustituir a diferentes refrigerantes. El amoniac posee una gran capacidad frigorífica y caídas de presión bajas, lo que hace que el compresor demande menos potencia, además, no tiene potencial de agotamiento de la capa de ozono ni de efecto invernadero. Sus desventajas son la toxicidad y la inflamabilidad.

Stoecker afirma que, en el momento de seleccionar el refrigerante para una planta, el amoniac debe descartarse si su uso no es permitido o aconsejable. Existen regulaciones en diferentes regiones que restringen el tipo de facilidad en la que se puede usar amoniac.

En general, su uso debe ser, en un lugar, separado de los lugares a los que el público tiene acceso. Incluso, si no existe una regulación al respecto, hacer una planta de amoniac, en un lugar, cercano a una escuela, hospital o edificio ocupado no sería prudente (Stoecker, 1998, p. 431).

Si el uso del amoníaco es permitido, este debe ser la primera opción, ya que, la densidad del amoníaco es menor que la de los halocarbonos, por lo que se necesita menos cantidad de refrigerante para cumplir con el propósito deseado.

La empresa española Gas Servei (s. f.) define al refrigerante R507 como “un gas sustituto de largo plazo para instalaciones de refrigeración de media y baja temperatura. Puede reemplazar al R22 y al R502” (s. p.). Como se mencionó, al ser un HFC tiene potencial de agotamiento de la capa de ozono igual a cero.

#### **2.4.7. Sistema de Refrigeración por Compresión de Vapor**

El método más utilizado, según Pita es el de compresión de vapor y se describe en los siguientes pasos:

##### ***2.4.7.1. Proceso de Expansión***

El refrigerante fluye desde el recibidor de líquido hacia la válvula de expansión pasando por la apertura pequeña y restringida que esta posee. El resultado de esto es que la presión disminuye bruscamente, esa presión es menor que la presión de saturación del refrigerante por lo que el refrigerante empezará a hervir y se convertirá en gas. Esa proporción que se vaporiza es la cantidad requerida para disminuir la temperatura de la mezcla de vapor y líquido hasta llegar a la temperatura de evaporación. Así es como se obtiene la baja temperatura para la refrigeración (Pita, 2000, p. 54).

##### ***2.4.7.2. Proceso de Evaporación***

Proceso de evaporación: Pita (s. f.) menciona que la refrigeración útil tiene lugar en la tubería del evaporador. El fluido circundante que pasa por el evaporador está a una mayor temperatura que la del refrigerante, por lo que el fluido circundante le transfiere calor a este y, por lo tanto, su temperatura disminuye. El calor ganado por el refrigerante hace que este se evapore y llegue a la entrada del compresor en forma de gas.



### 2.4.7.3. El Compresor y el Condensador

Con el compresor se eleva la presión y temperatura del refrigerante en forma de gas hasta un nivel lo suficientemente elevado para después remover el calor del refrigerante a través de un medio como el aire o el agua a una temperatura disponible en el medio natural. El condensador se encarga de condensar el refrigerante, volviendo este a su estado original, listo para volver a usarse (Pita, 2000, p. 55).

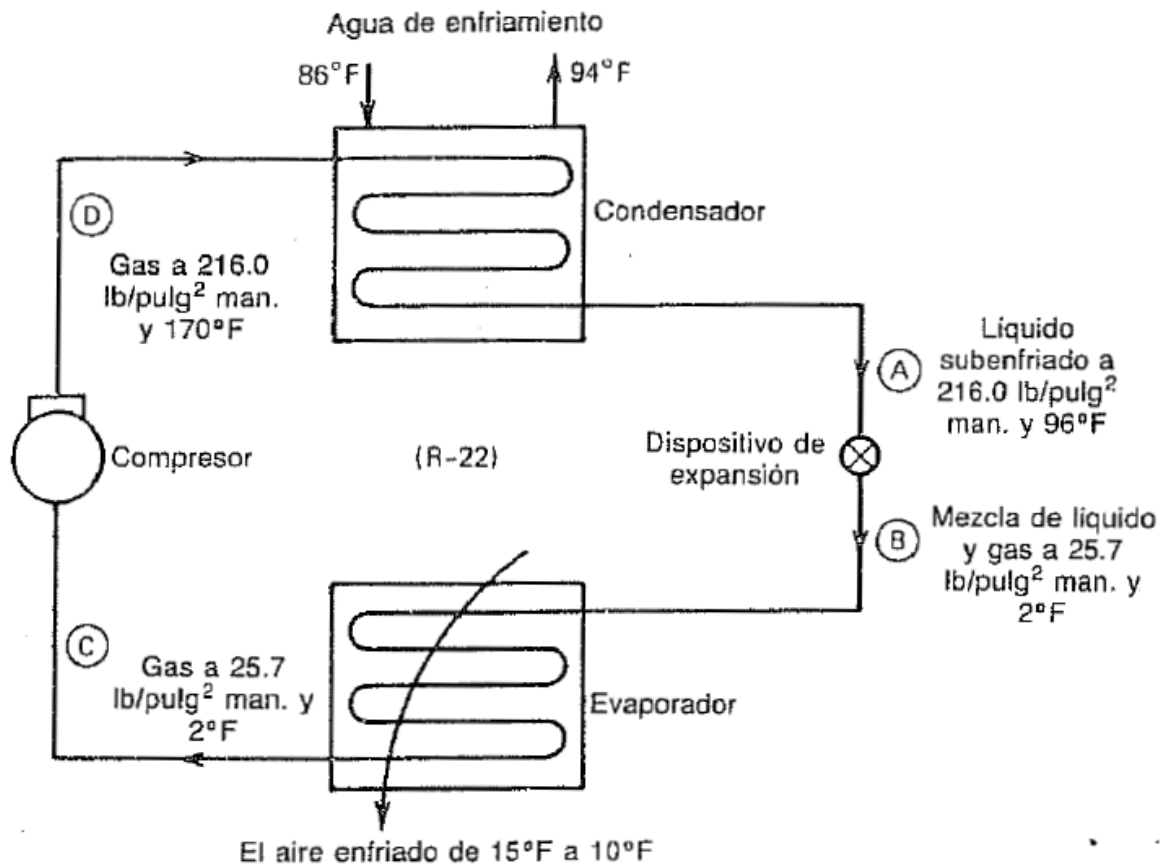


Figura 3. Sistema de refrigeración por compresión de vapor para R22

Fuente: Principios de refrigeración, Edward Pita, 2000, p. 56.

### 2.4.8. Cálculo de Carga Térmica

El procedimiento para el cálculo de carga térmica se basa en el modelo propuesto por ASHRAE en el capítulo 24 del Manual de Refrigeración. ASHRAE establece que la carga total se compone por:

### 2.4.8.1. Carga por Transmisión

Es el calor que se transmite al espacio refrigerado a través de sus superficies. Se calcula con la ecuación:

$$q = UA\Delta T \quad (1)$$

donde:

$$q = \text{ganancia de calor [W]}$$

$$A = \text{área exterior de la superficie [m}^2\text{]}$$

$$\Delta T = \text{diferencial de temperatura entre el exterior y el espacio refrigerado [K]}$$

$$U = \text{coeficiente global de transferencia de calor de la superficie}$$

$$\text{donde: } U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{x}{k} + \frac{1}{h_o}}$$

$$U = \text{coeficiente global de transferencia de calor [W/(m}^2\text{K)]}$$

$$h_i = \text{conductancia superficial interna [W/(m}^2\text{K)]}$$

$$h_o = \text{conductancia superficial externa [W/(m}^2\text{K)]}$$

$$x = \text{espesor de la pared [m]}$$

Para  $h_i$  y  $h_o$  se usan valores de  $9.07 \text{ [W/(m}^2\text{K)]}$  cuando la superficie está expuesta a aire quieto y un valor de  $h_o$  de  $34 \text{ [W/(m}^2\text{K)]}$  para aires a  $25 \text{ km/h}$ . La siguiente figura muestra los valores de conductividad térmica para materiales usados en refrigeración.

Aislamiento	Conductividad Térmica <sup>a</sup> <i>k</i> , W/(m·K)
Panel de Poliuretano (expandido con R-11)	0,023 a 0,026
Poli-isocianurato celular (expandido con R-141b)	0,027
Poliestireno extruido (R-142b)	0,035
Poliestireno expandido (R-142b)	0,037
Panel de corcho <sup>b</sup>	0,043
Vidrio celular <sup>c</sup>	0,044

<sup>a</sup>Valores para una temperatura media de 24°C y un aislamiento tiene 180 días.

<sup>b</sup>Rara vez se utiliza este aislamiento. Los datos son sólo una referencia.

<sup>c</sup>Prácticamente no tiene efecto de envejecimiento.

*Figura 4.* Conductividad Térmica del Aislamiento de Almacenes Frigoríficos

Fuente: ASHRAE, Manual de Refrigeración, 2010, p. 24.2.

Se debe considerar el efecto de la radiación solar sobre las superficies, esta depende del material y del color de la superficie.

Tipos Superficies Típicas	Pared Este, K	Pared Sur, K	Pared Oeste, K	Cubierta Plana, K
<i>Superficies de color oscuro</i>				
Cubierta de pizarra	5	3	5	11
Cubierta de alquitrán				
Pintura negra				
<i>Superficies de color intermedio</i>				
Madera sin pintar	4	3	4	9
Ladrillo				
Teja roja				
Hormigón oscuro				
Pintura roja, gris o verde				
<i>Superficies de color claro</i>				
Piedra blanca	3	2	3	5
Hormigón de color claro				
Pintura blanca				

*Nota:* Añadir a la diferencia de temperatura normal para el cálculo de pérdidas caloríficas para compensar el efecto del sol. No utilizarlos en el diseño del sistema de climatización.

*Figura 5.* Efecto solar sobre diferentes superficies

Fuente: ASHRAE, Manual de Refrigeración, 2010, 24.2.

#### **2.4.8.2. Carga del Producto**

En este caso se debe remover el calor necesario para disminuir la temperatura del producto desde su temperatura de entrada hasta la deseada, además de un calor generado por los productos, principalmente frutas y vegetales, a este se le conoce como calor de respiración.

El calor que debe removerse se calcula de la siguiente manera:

- a) Calor por remover para disminuir la temperatura desde una temperatura inicial hasta la del punto de congelación.

$$Q_1 = mc_1(t_1 - t_2) \quad (2)$$

- b) Remoción de calor para congelar el producto.

$$Q_2 = mh_{tf} \quad (3)$$

- a) Extracción de calor para disminuir la temperatura desde la congelación hasta la final requerida.

$$Q_3 = mc_2(t_2 - t_3) \quad (4)$$

donde:

$Q_1, Q_2, Q_3 = \text{calor extraído [kJ]}$

$m = \text{masa del producto [kg]}$

$c_1 = \text{calor específico por encima del punto de congelación [kJ/(kg K)]}$

$c_2 = \text{calor específico por debajo del punto de congelación [kJ/(kg K)]}$

$t_1 = \text{temperatura por encima del punto de congelación [C°]}$

$t_2 = \text{temperatura de congelación [C°]}$

$t_3 = \text{temperatura por abajo del punto de congelación [C°]}$

$h_{tf} = \text{calor latente de fusión del producto [kJ/kg]}$

La carga total requerida depende del tiempo necesario para enfriar el producto y se calcula de la siguiente forma:

$$q = \frac{Q_1+Q_2+Q_3}{3600n} \quad (5)$$

donde:

$q = \text{carga de enfriamiento media del producto [kW]}$

$n = \text{periodo de tiempo disponible [h]}$

#### **2.4.8.3. Carga Interna**

- a) Equipos eléctricos: diversos equipos como motores, luces, calentadores, entre otros, disipan cierta parte de la energía eléctrica que demandan en energía calorífica, por lo tanto, esta representa una carga por remover.
- b) Personas: “Las personas emiten calor que se añade a la carga térmica en cantidades distintas, según factores como la temperatura de la sala, el tipo de trabajo que se realizan, el tipo de ropa que llevan y peso de las personas” (ASHRAE, 2010, p. 24.6). Esta carga se calcula de la siguiente forma:

$$q_p = 272 - 6t \quad (6)$$

donde:

$t = \text{temperatura del espacio refrigerado [C°]}$

Se puede hacer uso también de la siguiente información.

Temperatura del Espacio Refrigerado, Equivalente Calorífico por Persona, °C	W
10	210
5	240
0	270
-5	300
-10	330
-15	360
-20	390

*Nota:* El calor equivalente se puede calcular mediante la Ecuación 10.

*Figura 6.* Equivalente frigorífico de los ocupantes

Fuente: ASHRAE, Manual de Refrigeración, 2010, p. 24.7.

#### **2.4.8.4. Carga por Infiltración de Aire**

ASHRAE afirma que para espacios de distribución y similares, la carga, debido a la infiltración de aire, puede ser la mitad o más de la carga en esa zona. La mayor cantidad de infiltración es producto de la diferencia de densidad del aire entre cámaras. Se busca que la cámara sea hermética, de lo contrario, el aire puede ingresar fácilmente a la zona refrigerada. Para conocer las densidades del aire es necesario utilizar la carta psicrométrica, esta se obtiene del manual de Fundamentos de ASHRAE (ver anexo 6).

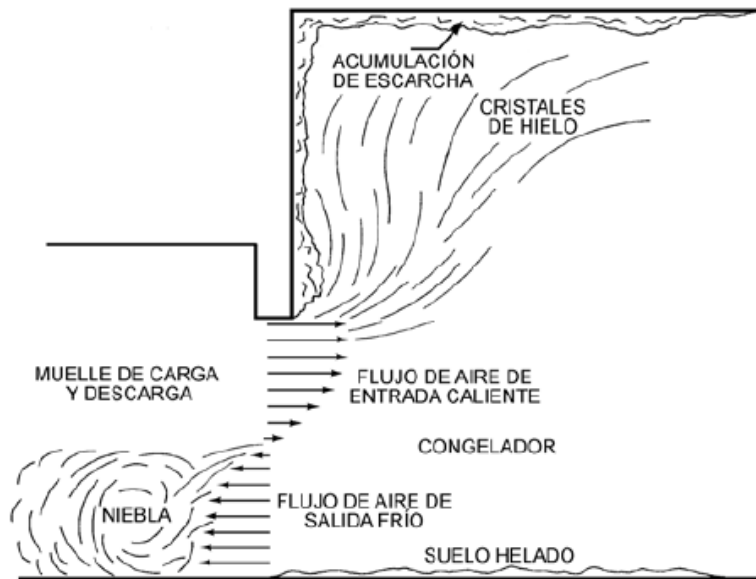


Figura 7. Flujos de aire frío y caliente en las puertas abiertas de una cámara

Fuente: ASHRAE, Manual de Refrigeración, 2010, p. 24.7.

La carga por infiltración de aire a través de una puerta se calcula con la siguiente ecuación:

$$q_t = qD_tD_f(1 - E) \quad (7)$$

donde:

$q_t$  = ganancia de calor promedio [kW]

$D_t$  = factor temporal de apertura de puerta

$D_f$  = factor de flujo de la puerta

$E$  = efectividad de los equipos protectores de las puertas

El factor  $q$  de la ecuación anterior corresponde a la carga de calor latente y sensible en kilovatios y puede calcularse con la siguiente ecuación:

$$q = 0.221A(h_i - h_r)\rho_r\left(1 - \frac{\rho_i}{\rho_r}\right)^{0.5}(gH)^{0.5}F_m \quad (8)$$

$A =$  superficie de la puerta [ $m^2$ ]

$h_i =$  entalpía del aire de infiltración [ $kJ/kg$ ]

$h_r =$  entalpía del aire refrigerado [ $kJ/kg$ ]

$\rho_i =$  densidad del aire de infiltración [ $kg/m^3$ ]

$\rho_r =$  densidad del aire refrigerado [ $kg/m^3$ ]

$g =$  aceleración de la gravedad [ $9.81 m/s^2$ ]

$H =$  altura de la puerta [ $m$ ]

$F_m =$  factor de densidad

El factor de densidad se obtiene de la fórmula:

$$F_m = \left(\frac{2}{1+(\rho_r/\rho_i)^{1/3}}\right)^{1.5} \quad (9)$$

El factor  $D_t$  es la proporción decimal del tiempo en que la puerta está abierta durante el periodo considerado.

$$D_t = \frac{(P\theta_P + 60\theta_O)}{3600\theta_d} \quad (10)$$



$P = \text{número de puertas}$

$\Theta_p = \text{tiempo de apertura y cierre de la puerta, segundos por persona}$

$\Theta_o = \text{tiempo en que la puerta simplemente permanece abierta}$

$\Theta_a = \text{periodo de tiempo diario [h]}$

El tiempo habitual de  $\Theta_p$  para puertas motorizadas con accionamiento por pulsadores va de 15 a 25 segundos por persona. El tiempo para puertas de alta velocidad está entre 5 y 10 s, aunque puede ser de 3 s. Los valores del tiempo de  $\Theta_o$  y  $\Theta_p$  deberían darse por el usuario (ASHRAE, 2010, p. 24.9).

#### **2.4.8.5. Factor de Seguridad**

Después de que se calculan las cargas anteriores, estas se suman y se les aplica un 10 % de factor de seguridad, esto lo recomienda ASHRAE en el Manual de Refrigeración.

### **2.5. Cobro y Facturación Eléctrica**

Los aparatos eléctricos están contruidos para trabajar a uno o varios valores de voltaje y consumen una potencia ya establecida. La Compañía Nacional de Fuerza y Luz define que:

La potencia de un equipo depende totalmente de su fabricación, tecnología empleada y del trabajo a realizar [...]. Desde esta perspectiva, cuanto mayor potencia tenga un equipo mayor será su consumo de energía en comparación con un equipo de menor potencia, siempre y cuando el tiempo de operación sea el mismo (s. f., s. p.).

La CNFL afirma que la energía eléctrica demandada se relaciona, de forma directa, con la producción y las horas de operación de las máquinas y se calcula de la siguiente forma:

$$E = \text{potencia} * \text{tiempo} \left[ \frac{kW}{h} \right] \quad (11)$$

Otro término importante que debe conocerse es el de demanda eléctrica: “La demanda eléctrica se determina a partir del consumo de energía de un equipo o máquina y equivale al valor promedio de potencia eléctrica en un intervalo de 15 minutos” (Compañía Nacional de Fuerza y Luz, s. f., s. p.). Su fórmula es la siguiente:

$$Demanda = \frac{energía}{intervalo} \left[ \frac{kWh}{h} \right] \quad (12).$$

Los medidores eléctricos miden la demanda y la energía cada 15 minutos y registran el valor más alto de estos intervalos, con ese valor es como se calcula la facturación eléctrica.

## Capítulo 3. Diseño de la Planta de Refrigeración

### 3.1. Determinación de la Carga Térmica

Para calcular la carga térmica presente en la planta de pollo se utilizó el método propuesto por ASHRAE en su Manual de Refrigeración, el cual se describió en el marco teórico.

El edificio se compone de diversas cámaras, las cuales tienen tamaños, temperaturas y aplicaciones diferentes, además, la cantidad de producto que manejan varía.

En la planta se sacrifican 4000 aves por hora, estas pasan por un tanque de agua, para disminuir su temperatura rápidamente y que, a la vez, absorban agua para ganar volumen, la masa promedio de cada pollo es de 1.5 kg. Esta agua se enfría con un *chiller*, el cual también es parte del diseño de la planta solicitado. Una vez que el producto sale del tanque de agua pasa a las áreas de despiece y después al área de embolsado y empaque, las cuales deben estar a una temperatura de 8 °C para garantizar un proceso inocuo.

Una parte del producto se lleva a las cámaras de mantenimiento fresco, en las que estará por un periodo corto de 1 a varios días y otra parte se congelará en el túnel y, posteriormente, se pasará a las cámaras de mantenimiento congelado, en las que se podrá conservar por varias semanas si se quiere. La planta tiene, además, un área de pasillos que comunica las diferentes cámaras y un área de despacho a la que llegan los camiones a cargar el pollo.

La tabla 1 muestra las zonas refrigeradas existentes y sus dimensiones, la tabla 2 muestra la cantidad de producto en cada área del proceso, la temperatura requerida, la ocupación existente, cantidad de equipos y el tiempo de enfriamiento y tiempo de funcionamiento.

Tabla 1. Dimensiones de las zonas refrigeradas

Zona	Ancho (m)	Largo (m)	Altura (m)
Túnel	5,08	10,86	3,97
Mantenimiento congelado	10,86	13,01	3,97
Cámara 1	6,56	9,12	3,97
Cámara 2	6,56	9,12	3,97
Embolsado	10,94	20,15	3,97
Empaque	14,01	20,15	3,97
Pasillo	2,42	18,09	3,97
Despacho	3	20,15	3,97

Fuente: elaboración propia.

Tabla 2. Zonas refrigeradas y sus características

Zona	Aplicación	Temperatura (°C)	Masa de producto (kg)	Tiempo de enfriamiento (h)	Personas	Equipos
Túnel	Baja	-35	10000	12	0	0
Mantenim. congelado	Baja	-20	10000	20	0	0
Cámara 1	Media	0	34300	20	4	0
Cámara 2	Media	0	34300	20	4	0
Embolsado	Media	8	0	0	10	2
Empaque	Media	8	0	0	30	2
Pasillo	Media	8	0	0	2	0
Despacho	Media	8	0	0	5	0

Fuente: elaboración propia.

Para la carga por transmisión se toman en cuenta varios aspectos, debido a que las cámaras están rodeadas por otras ocupaciones de la empresa, los paneles de las cámaras no están expuestos al sol ni son impactadas por el viento, aunque sí están expuestas a la temperatura ambiente, que para la ubicación del proyecto es de 33 °C.

De lo anterior, para  $h_i$  y  $h_o$  se usan valores de  $9.07 W/(m^2K)$ . En cuanto al espesor de los paneles, se usan 64 mm (2.5 pulgadas) de espesor para las zonas de media temperatura y 101 mm (4 pulgadas) para las zonas de baja temperatura.

El material que se utilizará es poliuretano, de la figura 4 se sabe que el valor de la conductividad térmica para ese material es de  $0.026 W/(m K)$ .

Para la carga debido al producto se deben considerar los calores específicos de la carne de pollo, estos datos se pueden observar en la figura 1. Además de la tabla 1 y 2 se tienen los datos de masa de producto, temperaturas y tiempos requeridos para calcular la carga por producto.

Con respecto a las cargas internas, la tabla 2 especifica la cantidad de personas que trabajan en las diferentes áreas. En cuanto a los motores, se considera la potencia de los motores de los ventiladores de los evaporadores, según catálogos de fabricantes y se toman en cuenta los motores de las máquinas utilizadas en el área de embolsado y empaque. Como estos últimos no se conocen, se estima un valor de 1 kW para ambas cámaras. Para cada zona se considera una carga por iluminación de 1 kW.

Para las cargas por infiltración se debe tomar en cuenta la sección 3.4.8.4, es importante para este cálculo utilizar los valores que ASHRAE recomienda para  $D_f$ , para cámaras con diferencia de temperaturas entre el aire interno y el aire externo menor a  $11\text{ }^\circ\text{C}$  se recomienda un valor de 1,1 y para cámaras con una diferencia mayor a  $11\text{ }^\circ\text{C}$  se usa 0,8. El valor de E es de 0,95 para instalaciones nuevas.

Una vez que se calculan todas las cargas anteriores, se les aplica un factor de seguridad del 10 %, este valor es recomendado por ASHRAE.

Para el diseño del *chiller*, se toma en cuenta como producto a enfriar el agua del tanque y la masa de las aves que estarán en el tanque. El tanque es un semicírculo con radio de 2 metros y 9 metros de largo, la temperatura requerida del agua es de 5 °C. Se supone que el tanque está construido con acero inoxidable AISI 304, que tiene una conductividad térmica de 16,3  $W/(m K)$ . A este se le inyecta aire con un ventilador para mejorar el movimiento de los canales, este suministro de aire es de aproximadamente 14600 kg/h, la cantidad de agua inicial es de 11000 kg, este valor se obtiene con base en el volumen del tanque.

Como se mencionó, se procesan 4000 aves/h, lo que equivale a 6000 kg/h de pollo y, además, se debe reponer agua, específicamente 2 litros de agua por pollo. Esto implica una reposición de agua de 8000 kg/h. Con los datos anteriores se puede calcular la carga térmica que debe eliminar el *chiller*.

En la tabla 3 se muestra la carga existente en cada una de las zonas que se requiere refrigerar.

Tabla 3. *Cargas térmicas*

Zona	Carga térmica (kW)
Túnel de congelación	90
Mantenimiento congelado	17,89
Cámara 1	18,85
Cámara 2	18,85
Embolsado	23,54
Empaque	41,12
Pasillo	8,45
Despacho	33,5
Chiller	570

Fuente: elaboración propia.

### **3.2. Selección del Refrigerante**

Como se mencionó anteriormente, el amoníaco es un refrigerante con cero capacidades de agotamiento de la capa de ozono y ningún efecto invernadero, sin embargo, este es tóxico en altas concentraciones. Stoecker recomienda no usar amoníaco en plantas que están cercanas a zonas a las que el público tiene acceso. Para el caso de estudio, la planta está ubicada muy cerca de una zona residencial, por lo que, de acuerdo con el criterio de Stoecker y según lo solicitado por el cliente, se selecciona el refrigerante R507. Otro factor que se consideró es la alta inversión inicial en equipos y accesorios para un sistema de amoníaco.

### 3.3. Selección de los Equipos

Una vez determinada la carga frigorífica existente, se procede a seleccionar los equipos que puedan suplir los requerimientos de frío en la planta. Grupo Leaho es distribuidor de diferentes marcas de compresores, evaporadores, condensadores, válvulas de expansión y demás accesorios necesarios para construir un sistema de refrigeración industrial. Por esto, se seleccionaron equipos de esas marcas, con ayuda de catálogos y programas de selección brindados por los proveedores de Leaho Refrigeración Industrial.

Se diseñaron dos sistemas para la planta, uno con equipos individuales para cada zona, es decir, se escogió una unidad condensadora y uno o varios evaporadores para cada área. Una unidad condensadora es un paquete que incluye en una sola estructura el compresor y el condensador, con sus respectivos accesorios. La segunda configuración utiliza *racks* de compresores o compresores en paralelo, en este caso se tiene un paquete que monta 2 o más compresores que trabajan en conjunto para solventar la carga térmica, pero el condensador se ubica aparte de los compresores.

El uso de un equipo compacto unitario montado en fábrica puede tener ventajas en las estructuras más pequeñas y para instalaciones con múltiples salas que requieren varias condiciones de almacenamiento. Por el contrario, la sala de compresores centralizada se considera el estándar más aceptado en el caso de grandes instalaciones, especialmente cuando el ahorro energético es importante (ASHRAE, 2010, p. 23.13).

El fabricante español Pecomark (2007) menciona las ventajas de un sistema de compresores en paralelo, entre estas están: simplificación de tuberías (una sola línea de líquido y una sola línea de succión), adaptación a la demanda de refrigeración, ahorro de energía anual entre 20 y 30 %, menor desgaste mecánico de los compresores y amortización rápida.



Al utilizar compresores en paralelo se requiere menor cantidad de tubería, ya que se puede instalar una tubería común y debido a esto sacar derivaciones hacia los evaporadores, mientras que con las unidades condensadoras, cada cámara necesita una línea de líquido y otra de succión desde la unidad condensadora hasta el evaporador.

Se realizó una selección de unidades condensadoras por medio de compresores marca Frascold y evaporadores y condensadores LU-VE, en la siguiente tabla se muestra el costo de estos equipos.

Tabla 4. Costo de la configuración de equipos con unidades condensadoras

Zona	Carga térmica (kW)	Unid. Cond. Frascold	Potencia (kW)	Precio (€)	Evaporador LU-VE	Precio evap. (\$)	Precio evap. (€)
Túnel	90	Rack		€45 150 000,00	FF50H 827 E10	\$28 000,00	€16 856 000,00
Mto congelado	17,89	LB-V2571-3Y-2T	19,23	€6 155 764,15	F35HC 290-6 E	\$7 158,00	€4 309 116,00
Cámara 1	18,85	LB-Q733-0Y-2T	21,01	€3 854 230,82	F35HC 272-4 E	\$5 584,00	€3 361 568,00
Cámara 2	18,85	LB-Q733-0Y-2T	21,01	€3 854 230,82	F35HC 272-4 E	\$5 584,00	€3 361 568,00
Embolsado	23,54	LB-Q733-0Y-2T	26,70	€3 854 230,82	F35HC 272-4 N	\$4 734,00	€2 849 868,00
Empaque	41,12	LB-S1552-3Y-2T	42,93	€5 274 580,14	F45 1212-6 N	\$8 920,00	€5 369 840,00
Pasillo	8,45	LB-D211-0Y-2M	10,07	€2 397 455,71	F35HC 215-4 N	\$1 882,00	€1 132 964,00
Despacho	33,5	LB-S1242-3Y-2T	35,69	€4 625 211,77	F45HC 1208-6 N	\$6 856,00	€4 127 312,00
				€75 165 704,23		\$68 718,00	€41 368 236,00
						<b>TOTAL</b>	<b>€116 533 940,23</b>

Fuente: elaboración propia.

Además, se hizo una selección de equipos por medio de compresores en paralelo, estos son de la marca Bitzer. Para el caso de los evaporadores y condensadores, se escogieron equipos de la marca LU-VE. Es importante aclarar que la cantidad y tipo de evaporadores es la misma para ambas configuraciones.

Tabla 5. Costo de la configuración de equipos con compresores en paralelo

Zona	Carga térmica (kW)	Compr. Rack	Cantidad	Poten. (kW)	Pot. Total (kW)	Precio (\$)	Precio (€)	Cond. Lu-Ve	Potencia (kW)	Precio (\$)	Precio (€)	Precio evap. (\$)	Precio evap. (€)
Túnel	90	HSN6 461-50-40P	2	50,9	101,80	\$75 000	€45 150 000,00	LMC6F 3542 H 4 EC VENT (1X4)	196	\$13 534	€8 147 468,00	\$28 000,00	€16 856 000,00
Mto congelado	17,89	4CES-6Y-40S	2	9,09	18,18	\$28 250	€17 006 500,00	LMC3N 1541 H	33,6	\$2 551	€1 535 485,28	\$7 158,00	€4 309 116,00
Cámara 1	18,85	4NES-14Y-40P	4	42,1	168,4	\$52 000	€31 304 000	EAV8S 7221 H 4VENT (2X2)	232	\$17 895	€10 772 790,00	\$5 584,00	€3 361 568,00
Cámara 2	18,85											\$5 584,00	€3 361 568,00
Embolsado	23,54											\$4 734,00	€2 849 868,00
Empaque	41,12											\$8 920,00	€5 369 840,00
Pasillo	8,45											\$1 882,00	€1 132 964,00
Despacho	33,5											\$6 856,00	€4 127 312,00
												Total	<b>€155 284 479,28</b>

Fuente: elaboración propia.

En las dos tablas anteriores se observa que para la configuración que utiliza unidades condensadoras, el costo de los equipos es de ₡116 533 940,23, mientras que, para la segunda configuración propuesta, la inversión inicial es de ₡155 284 479,28. Esto representa una diferencia de ₡38 750 539.05.

Como se mencionó, Pecomark indica que al utilizar compresores en paralelo se puede obtener entre 20 % y 30 % de ahorro de energía, por lo que se hará un análisis económico para determinar cuál de las dos configuraciones resulta más conveniente.

Se sabe que, en Costa Rica, las empresas distribuidoras de electricidad calculan el cobro de la facturación eléctrica según la energía demandada en periodos de 15 minutos y el lapso de 15 minutos con mayor demanda de potencia es el que se tomará como referencia para el cobro. A esto se le conoce como cobro por demanda máxima, además, se cobra el consumo de energía de las cargas mensualmente.

El *rack* de compresores para la zona de media temperatura se compone de 4 unidades, por lo que se pueden tener rangos de potencia de 100, 75, 50 y 25 %. Para calcular los consumos de potencia se hace una comparación entre la demanda máxima de potencia de ambas configuraciones, así como la energía demandada por mes. Con base en la información que brindó por el fabricante Pecomark, se tomó una reducción de la demanda de potencia de un 20 % en el *rack* de compresores con respecto a la potencia que debe suministrarse para las unidades condensadoras.

Otra característica de los compresores en paralelo es que pueden hacer arranques de forma secuencial, en este caso se supone un arranque con solo 3 compresores, es decir, un compresor no funciona durante la etapa de arranque.

Al analizar los datos de corriente demandada por los motores del *rack*, se determina que la corriente de arranque es de aproximadamente 4.5 veces la nominal. Esto provoca que la potencia al arranque sea, de igual forma, 4.5 veces aproximadamente más grande que la nominal.

Con las ecuaciones 11 y 12 obtenidas del anexo 7 se calculó la tarifa por energía para la configuración con unidades compresoras. La tarifa para la configuración con compresores en paralelo se obtuvo al suponer que esta es 20 % menor que la primera opción, con base en la información brindada por Pecomark, además, se calculó la demanda de potencia para ambos casos.

Con base en las tarifas establecidas por el Instituto Costarricense de Electricidad del anexo 8 para el periodo del 1 de abril de 2019, hasta el 30 de junio de 2019, se calcula el monto a pagar por electricidad para el periodo de un año. Las tarifas establecidas para industrias son de ₡76.08/kWh para la energía y ₡12547.79/kW para la demanda. La tabla, a continuación, muestra los resultados de estos cálculos.

Tabla 6. Tarifas eléctricas anuales

Configuración	Energía demandada (kWh)	Costo por energía demandada/mes	Demanda máxima (kW)	Costo por demanda/mes	Costo mensual	Costo anual
Unidades condensadoras	1456,4	€3 324 087,36	96,12	€1 208 709,00	€4 532 796,36	€54 393 556,32
Compresores en paralelo	1165,12	€2 659 269,89	104,6	€1 315 345,00	€3 974 614,89	€47 695 378,66
					Diferencia	€6 698 177,66
					Recuperación	5,79

Fuente: elaboración propia.

A partir de los resultados anteriores, se selecciona la opción 2, compresores en paralelo. Esta selección es importante para definir los diámetros de tubería requeridos, sus aislamientos y la distribución en la planta.

### 3.4. Selección de Tuberías, Aislamientos y Determinación de la Cantidad de Refrigerante

Para la selección de tuberías y aislamiento se utilizó el Manual de Refrigeración de ASHRAE, específicamente el capítulo 1 para sistemas de halocarburos, asimismo, se empleó el *software* LineSize 2.0 para tener una referencia y verificar que los resultados obtenidos a partir de las tablas sean razonables. En la sección anterior se establecieron los parámetros requeridos de velocidad y caída de presión para las distintas tuberías. Al tener en cuenta esos parámetros y utilizar las tablas del anexo 3 brindadas por ASHRAE, se procede al dimensionamiento de las tuberías y sus aislamientos.

Tabla 7. *Diámetros de tuberías y espesores de aislamientos*

Zona	Carga (kW)	Líquido (mm)	Descarga (mm)	Succión (mm)	Espesor de Aislamiento (mm)
Tubería común zona alta	144,31	42	54	79	40
Cámara 1	18,85	18	-	35	25
Cámara 2	18,85	18	-	35	25
Empaque	41,12	22	-	54	25
Embolsado	23,54	18	-	35	25
Pasillo	8,45	12	-	28	25
Despacho	33,5	18	-	42	25
Mantenimiento Congelado	17,89	18	28	54	50
Chiller	608	67	105	130	40
Túnel	90	35	54	130	65

Fuente: elaboración propia.

Para tener una estimación de la cantidad de metros de tubería se hace una distribución de estas sobre el plano de planta se utiliza el *software* AutoCAD para obtener la información. Se supone, además, que las tuberías suben y bajan desde y hacia los equipos una distancia de 2 metros.

Para esta planta se decidió colocar una tubería principal de líquido que sale del recibidor de líquido del *rack* de compresores y a partir de la cual se alimentará a cada evaporador con refrigerante por una tubería con el diámetro adecuado. De la misma manera, se colocará una tubería principal de succión, esta recibirá el refrigerante de cada evaporador y lo llevará hacia el compresor.

Por último, cada sistema de compresores tendrá un condensador propio, lo que implica tener una tubería desde la salida del compresor hasta el condensador, estos condensadores estarán montados en el techo de la planta y se supone que entre su longitud de ascenso más su longitud de montaje, cada tubería de la línea de descarga tendrá un total de 15 m.

En la siguiente tabla se puede observar la longitud de la tubería de cada sistema, los diámetros son exteriores.

Tabla 8. *Longitud de las tuberías*

Zona	Carga (kW)	Longitud de Línea de Líquido (m)	Longitud de Línea de Descarga (m)	Longitud de Línea de Succión (m)
Tubería común zona alta	144,31	52,5	15	52,5
Cámara 1	18,85	20,5	-	20,5
Cámara 2	18,85	20,5	-	20,5
Empaque	41,12	3,5	-	3,5
Embolsado	23,54	3,5	-	3,5
Pasillo	8,45	14	-	14
Despacho	33,5	20,5	-	20,5
Mant. Cong.	17,89	54,5	15	54,5
Chiller	608	13	15	13
Túnel	90	51,5	15	51,5

Fuente: elaboración propia.



A partir de la información de precios brindada por Leaho Refrigeración Industrial, se hace el cálculo del costo económico de las tuberías y sus aislamientos.

Tabla 9. Precios de tuberías y aislamientos

Zona	Longitud de Línea de Líquido (m)	Diámetro (mm)	Costo	Longitud de Línea de Descarga (m)	Diámetro (mm)	Costo	Longitud de Línea de Succión (m)	Diámetro (mm)	Costo	Espesor de Aislamiento	Costo
Tubería común zona alta	52,5	42	€83 250,00	15	54	€44 511,00	52,5	79	€264 140,00	50	€1 537 000
Cámara 1	20,5	18	€9 333,00	-	-	-	20,5	35	€30 468,00	40	€525 000
Cámara 2	20,5	18	€9 333,00	-	-	-	20,5	35	€30 468,00	40	€525 000
Empaque	3,5	22	€3 905,00	-	-	-	3,5	54	€14 837,00	25	€116 000
Embolsado	3,5	18	€3 111,00	-	-	-	3,5	35	€7 617,00	25	€100 000
Pasillo	14	12	€5 160,00	-	-	-	14	28	€16 818,00	25	€336 000
Despacho	20,5	18	€12 444,00	-	-	-	20,5	42	€37 000,00	25	€525 000
Mant. Cong.	54,5	18	€28 000,00	15	28	€16 818,00	54,5	54	€241 614,00	50	€1 595 000
Chiller	13	67	€80 538,00	15	67	€80 538,00	13	130 acero	€114 000,00	50	€942 500
Túnel	51,5	35	€68 553,00	15	54	€44 511,00	51,5	130 acero	€342 000,00	65	€2 218 500
<b>Total</b>			<b>€303 627,00</b>			<b>€169 560,00</b>			<b>€1 098 962,00</b>		<b>€8 420 000</b>
										<b>Total</b>	<b>€9 992 149,00</b>

Fuente: elaboración propia.

Al conocer los diámetros y longitudes de las tuberías de líquido, los volúmenes de los recipientes de líquido de los *racks* de compresores y de los evaporadores, se procede a calcular la cantidad de refrigerante necesaria, así como el costo de este. El refrigerante que se utilizará es R507, el cual tiene una densidad de  $947 \text{ kg/m}^3$  a una temperatura de  $43 \text{ }^\circ\text{C}$ . Para el caso de los compresores de tornillo en paralelo, la información de Bitzer brinda valores de la capacidad de los recipientes de líquido en litros, por lo que se debe pasar ese valor a masa.

Con el dato de densidad y al saber que para el sistema del túnel de congelación la capacidad es de 88 L y para el *chiller* es de 228 L, se realizan los cálculos respectivos y se tienen las capacidades en unidades de masa. En la siguiente tabla se muestran las cantidades de refrigerante requeridas.

Tabla 10. Cantidad y costo del refrigerante

Zona	Carga (kW)	Longitud (m)	Diámetro (mm)	Volumen (m3)	Masa (kg)	Masa de R507 en los Recibidores (kg)	Masa total de refrigerante (kg)
Tubería común zona alta	144,31	52,5	42	0,07	70,81	307,6	378,41
Cámara 1	18,85	20,5	18	0,01	5,08	-	
Cámara 2	18,85	20,5	18	0,01	5,08	-	
Empaque	41,12	3,5	22	0,00	1,30	-	
Embolsado	23,54	3,5	18	0,00	0,87	-	
Pasillo	8,45	14	12	0,00	1,54	-	
Despacho	33,5	20,5	18	0,01	5,08	-	
Mant. Cong.	17,89	54,5	18	0,01	13,50	51,9	65,40
Chiller	608	13	67	0,05	44,62	215,9	260,52
Túnel	90	51,5	35	0,05	48,24	83,33	131,57
						Total (kg)	835,90
						Costo	₡ 2520000

Fuente: elaboración propia.

### **3.5. Selección de Válvulas**

Los sistemas de refrigeración requieren diferentes válvulas para funcionar adecuadamente, la línea de líquido requiere una válvula de paso y una válvula solenoide antes de cada evaporador. La tubería de succión necesita una válvula de paso antes del compresor y una válvula reguladora a la salida del evaporador para mantener la presión adecuada en el intercambiador de calor. Por último, la línea de descarga necesita una válvula de globo y una válvula antirretorno que evite que el líquido del condensador se devuelva hacia el compresor y lo dañe.

Las válvulas descritas con anterioridad se seleccionan con el *software* Cool Selector del fabricante Danfoss y con los catálogos del fabricante Parker. Específicamente, las válvulas de expansión son de la marca Danfoss, las válvulas reguladoras, antirretorno y de paso son de la marca Parker. Para seleccionar las válvulas Parker se usa como criterio de selección el diámetro de la tubería donde será colocada.

Tabla 11. Modelos de válvulas seleccionadas

Zona	Succión				Descarga						Líquido						
	Válvula de paso	Precio	Válvula regulad. succión	Precio	Válv. Regul. descarga	Precio	Válvula de paso	Precio	Válvula check	Precio	Válvula de paso	Precio	Válv. solen.	Precio	TEV	Precio	
Túnel	GY500WH	\$2 377,00	A4W 5" Parker	\$6 863,00	PA4 2"	\$1 185,00	GT200S H	\$472,00	CK-1 2"	\$1 093,00	GT150SH	\$427,00	S4A 1 5/8"	\$1 455,00	TE 55-13	€33 000,00	
Mto congelado	GT200SH	\$472,00	PA4 2"	\$1 185,00	PA4 1 1/4"	\$1 185,00	GT125S H	\$299,00	CK-1 1 1/4"	\$770,00	GT075SH	\$193,00	S4A 3/4"	\$531,00	TGE 10-16	€150 000,00	
Cámara 1	GT150SH	\$427,00	PA4 1 1/2"	\$850,00	-	-	-	-	-	-	GT075SH	\$193,00	S4A 3/4"	\$531,00	TGE 10-11	€150 000,00	
Cámara 2	GT150SH	\$427,00	PA4 1 1/2"	\$850,00	-	-	-	-	-	-	GT075SH	\$193,00	S4A 3/4"	\$531,00	TGE 10-11	€150 000,00	
Embolsado	GT150SH	\$427,00	PA4 1 1/2"	\$850,00	-	-	-	-	-	-	GT075SH	\$193,00	S4A 3/4"	\$531,00	TGE 10-11	€150 000,00	
Empaque	GT200SH	\$472,00	PA4 2"	\$1 185,00	-	-	-	-	-	-	GT100SH	\$231,00	S7A 7/8"	\$531,00	TGE 20-20	€150 000,00	
Pasillo	GT125SH	\$299,00	PA4 1"	\$710,00	-	-	-	-	-	-	GT050SH	\$168,00	S6N 1/2"	\$355,00	TGE 10-4	€150 000,00	
Despacho	GT150SH	\$427,00	PA4 1 1/2"	\$850,00	-	-	-	-	-	-	GT075SH	\$193,00	S4A 3/4"	\$531,00	TGE 20-16	€150 000,00	
Zona de media	-	-	-	-	PA4 2"	\$1 185,00	GT250S H	\$654,00	CK-1 2"	\$1 093,00	GT150SH	\$427,00	S4A 1 1/2"	\$2 332,00	-	-	
Chiller	GY500WH	2377	A4W 5" Parker	\$6 863,00	A4W 5"	\$6 863,00	GY400S H	\$1 336,00	CK-1 4"	\$2 960,00	GT250SH	\$654,00	S4A 2 5/8"	\$2 332,00	ICM 32-A	4500000	
Totales		\$7 705,00		\$20 206,00		\$10 418,00		\$2 761,00		\$5 916,00		\$2 872,00		\$9 660,00			
Total, colones		€4 661 525,00		€12 224 630,00		€6 302 890,00		€1 670 405,00		€3 579 180,00		€1 737 560,00		€5 844 300,00		€5 583 000,00	
																Total	€38 024 310,00

Fuente: elaboración propia.

## Capítulo 4. Conclusiones y Recomendaciones

### 4.1. Conclusiones

- a) Se calculó la carga térmica de la planta con base en los lineamientos de ASHRAE.
- b) Se seleccionó el refrigerante adecuado, según criterios técnicos y ambientales.
- c) Se seleccionaron los equipos adecuados para solventar la carga térmica calculada.
- d) Se establecieron dos configuraciones de montaje de los equipos diferentes.
- e) Se estimaron los diámetros de las tuberías necesarios.
- f) Se estimó el espesor del aislamiento de las tuberías de succión.
- g) Se realizó una comparación económica entre las dos configuraciones de montaje para establecer cuál es la mejor.
- h) Se dibujaron los planos del diagrama de flujo de los equipos y la distribución de las tuberías en la planta.

## **4.2. Recomendaciones**

- a) Utilizar equipos de las marcas seleccionadas en este proyecto.
- b) Realizar el montaje con mano de obra calificada en soldadura para tuberías de cobre.
- c) Realizar la nueva planta frigorífica con sistemas de compresores en paralelo y no con unidades condensadoras.

## Bibliografía

- American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. (2010).  
ASHRAE Refrigeration.
- American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. (2017).  
Fundamentals.
- Bill Whitman, B. J. (2010). Tecnología de refrigeración y aire acondicionado. Ciudad de  
México: Cengage Learning.
- Compañía Nacional de Fuerza y Luz. (s. f.). Compañía Nacional de Fuerza y Luz. Recuperado  
de:  
[https://www.cnfl.go.cr/documentos/eficiencia/terminos%20electricos\\_y\\_de\\_facturació  
n.pdf](https://www.cnfl.go.cr/documentos/eficiencia/terminos%20electricos_y_de_facturacion.pdf)
- Compañía Nacional de Fuerza y Luz. (s. f.). Términos eléctricos y de facturación generales.  
Recuperado de: Compañía Nacional de Fuerza y Luz:  
[https://www.cnfl.go.cr/documentos/eficiencia/terminos%20electricos\\_y\\_de\\_facturació  
n.pdf](https://www.cnfl.go.cr/documentos/eficiencia/terminos%20electricos_y_de_facturacion.pdf)
- Gas Servei. (s. f.). Gas Servei: especialistas en gases refrigerantes. Recuperado de:  
<https://www.gas-servei.com/es/componentes/sustitutos-indirectos-del-r-22/r-507>
- Instituto Costarricense de Electricidad. (2019). Grupo ICE. Recuperado de:  
[https://www.grupoice.com/wps/wcm/connect/669c79e9-84c9-4682-b63b-  
136238ebc7e2/Tarifas+actuales.pdf? MOD=AJPERES](https://www.grupoice.com/wps/wcm/connect/669c79e9-84c9-4682-b63b-136238ebc7e2/Tarifas+actuales.pdf?MOD=AJPERES)
- Pecomark. (2007). Centrales frigoríficas de pistón.
- Pita, E. G. (2000). Principios y sistemas de refrigeración. Ciudad de México: LIMUSA.
- Stoecker, W. (1998). Industrial Refrigeration Handbook. McGraw-Hill.
- Tsceuschener, H. D. (2000). Fundamentos de tecnología de los alimentos. Zaragoza:



ACRIBIA.

Valle, I. D. (2008). Refrigeración para conservación de alimentos. Mantenimiento, 14-17.

Zbigniew Gruda, J. P. (1985). Tecnología de la congelación de los alimentos. Zaragoza:  
ACRIBIA.

## Anexos

### Propiedades Térmicas de los Alimentos

#### Propiedades Térmicas de los Alimentos

19.7

<b>Marisco</b>										
Almejas	81,82	12,77	0,97	2,57	0,0	1,87	-2,2	3,76	2,13	273
Lagosta americana	76,76	18,80	0,90	0,80	0,0	2,20	-2,2	3,64	2,15	256
Ostras	85,16	7,05	2,46	3,91	0,0	1,42	-2,2	3,83	2,12	284
Vieiras	78,57	16,78	0,76	2,36	0,0	1,53	-2,2	3,71	2,15	262
Camarones	75,86	20,31	1,73	0,91	0,0	1,20	-2,2	3,65	2,16	253
<b>Carnes de vacuno</b>										
Falda	55,18	16,94	26,54	0,0	0,0	0,80	—	3,19	2,33	184
En canal, cat. 1	57,26	17,32	24,05	0,0	0,0	0,81	-2,2	3,24	2,31	191
cat. 2	58,21	17,48	22,55	0,0	0,0	0,82	-1,7	3,25	2,24	194
Hígado	68,99	20,00	3,85	5,82	0,0	1,34	-1,7	3,47	2,16	230
Costillar (costillas 6-12)	54,54	16,37	26,98	0,0	0,0	0,77	—	3,16	2,32	182
Redondo, corte completo magra y grasa	64,75	20,37	12,81	0,0	0,0	0,97	—	3,39	2,18	216
Redondo, corte completo magra	70,83	22,03	4,89	0,0	0,0	1,07	—	3,52	2,12	217
Solomillo, magro	71,70	21,24	4,40	0,0	0,0	1,08	-1,7	3,53	2,11	239
Lomo corto y bistec magro	69,59	20,27	8,17	0,0	0,0	1,01	—	3,49	2,14	232
Chuletón de buey magro	69,71	20,78	7,27	0,0	0,0	1,27	—	3,49	2,14	233
Filete magro	68,40	20,78	7,90	0,0	0,0	1,04	—	3,45	2,14	228
Ternera, magra	75,91	20,20	2,87	0,0	0,0	1,08	—	3,65	2,09	254
<b>Carnes de cerdo</b>										
Grasa del dorsal	7,69	2,92	88,69	0,0	0,0	0,70	—	2,17	2,98	26
Hacos / beicon	31,58	8,66	57,54	0,09	0,0	2,13	—	2,70	2,70	105
Vientre	36,74	9,34	53,01	0,0	0,0	0,49	—	2,80	3,37	123
En canal	49,83	13,91	35,07	0,0	0,0	0,72	—	3,08	3,10	166
Jamón, curado, en pieza, magro	68,26	22,32	5,71	0,05	0,0	3,66	—	3,47	2,22	228
Jamón del país curado magro	55,93	27,80	8,32	0,30	0,0	7,65	—	3,16	2,31	187
Carnes magras del brazo	72,63	19,55	7,14	0,0	0,0	1,02	-2,2	3,59	2,20	243
<b>Salchichas</b>										
Braunschweiger	48,01	13,50	32,09	3,13	0,0	3,27	—	3,01	2,40	160
Frankfurt	53,87	11,28	29,15	2,55	0,0	3,15	-1,7	3,15	2,31	180
Italiana	51,08	14,25	31,33	0,65	0,0	2,70	—	3,10	2,37	171
Polaca (Kielbasa)	53,15	14,10	28,72	1,63	0,0	2,40	—	3,14	2,36	178
De cerdo	44,52	11,69	40,29	1,02	0,0	2,49	—	2,95	2,43	149
Abrizada	39,30	22,20	31,70	2,10	0,0	4,70	—	2,82	2,45	131
<b>Productos avícolas</b>										
Pollo	65,99	18,60	15,06	0,0	0,0	0,79	-2,8	4,34	3,32	220
Pato	48,50	11,49	39,34	0,0	0,0	0,68	—	3,06	2,45	162
Pavo	70,40	20,42	8,02	0,0	0,0	0,88	—	3,53	2,28	235
<b>Huevos</b>										
Clares	87,81	10,52	0,0	1,03	0,0	0,64	-0,6	3,91	1,81	293
Clares en polvo	14,62	76,920,04	4,17	0,0	0,0	4,25	—	2,29	2,10	49
Entero	75,33	12,49	10,02	1,22	0,0	0,94	-0,6	3,63	1,95	252
Entero en polvo	3,10	47,3540,95	4,95	0,0	0,0	3,65	—	2,04	2,00	10
Yema	48,81	16,76	30,87	1,78	0,0	1,77	-0,6	3,05	2,25	163
Salada	50,80	14,0023,00	1,60	0,0	0,0	10,60	-17,2	3,01	3,79	170
Azucarada	51,25	13,80	22,75	10,80	0,0	1,40	-3,9	3,07	2,54	171
<b>Cordero</b>										
Cortes magros	73,42	20,29	5,25	0,0	0,0	1,06	-1,9	3,60	2,14	245
Pierna, pieza entera, magra	74,11	20,56	4,51	0,0	0,0	1,07	—	3,62	2,14	248
<b>Productos lácteos</b>										
Mantequilla	17,94	0,85	81,11	0,06	0,0	0,04	—	2,40	2,65	60
<b>Quesos</b>										

Fuente: ASHRAE, Manual de Refrigeración, 2010.

## Conductividad Térmica de los Materiales del Panel de Refrigeración

**Tabla 1 Conductividad Térmica del Aislamiento de Almacenes Frigoríficos**

Aislamiento	Conductividad Térmica* k, W/(m·K)
Panel de Poliuretano (expandido con R-11)	0,023 a 0,026
Poli-isocianurato celular (expandido con R-141b)	0,027
Poliestireno estruido (R-142b)	0,035
Poliestireno expandido (R-142b)	0,037
Panel de corcho <sup>b</sup>	0,043
Vidrio celular <sup>c</sup>	0,044

\*Valores para una temperatura media de 24°C y un aislamiento tiene 180 días.

<sup>b</sup>Rara vez se utiliza este aislamiento. Los datos son solo una referencia.

<sup>c</sup>Prácticamente no tiene efecto de envejecimiento.

**Tabla 2 Espesor Mínimo de Aislamiento**

Temperatura de Almacenamiento, °C	Espesor de poli-isocianurato expandido	
	Norte de EE.UU., mm	Sur de EE.UU., mm
10 a 16	50	50
4 a 10	50	50
-4 a 4	50	75
-9 a -4	75	75
-18 a -9	75	100
-26 a -18	100	100
-40 a -26	125	125

**Tabla 3 Efecto del Sol**

Tipos Superficies Típicas	Pared Este, K	Pared Sur, K	Pared Oeste, K	Cubierta Plana, K
<i>Superficies de color oscuro</i>				
Cubierta de pizarra	5	3	5	11
Cubierta de alquitrán				
Pintura negra				
<i>Superficies de color intermedio</i>				
Madera sin pintar	4	3	4	9
Ladrillo				
Teja roja				
Hormigón oscuro				
Pintura roja, gris o verde				
<i>Superficies de color claro</i>				
Piedra blanca	3	2	3	5
Hormigón de color claro				
Pintura blanca				

*Nota:* Añadir a la diferencia de temperatura normal para el cálculo de pérdidas caloríficas para compensar el efecto del sol. No utilizarlos en el diseño del sistema de climatización.

Fuente: ASHRAE, Manual de Refrigeración, 2010.

# Capacidad en Kilovatios de las Líneas de Descarga, Succión y Líquido para Sistemas con Refrigerante R507

Tabla 7 Capacidad en kilovatios de las Líneas de Aspiración, Descarga y Líquido con Refrigerante 507A (Aplicaciones de Etapa Única o Etapa de Alta)

Diámetro de Línea	Líneas de Aspiración ( $\Delta t = 0.04$ K/m)						Líneas de Descarga ( $\Delta t = 0.02$ K/m, $\Delta p = 74.90$ )						Líneas de Líquido (40°C)		
	Temperatura de Aspiración a Saturación, °C						Temperatura de Aspiración a Saturación, °C						Ver nota a		
	-50	-40	-30	-20	-5	5	-50	-40	-30	-20	-5	5	$\Delta t = 0.05$ K/m Caida	$\Delta p = 0.05$ K/m Caida	
Cobre Tipo L, OD, mm	$\Delta p$ Correspondiente, Pa/m						$\Delta p$ Correspondiente, Pa/m						Velocidad = 0.5 m/s	$\Delta p = 896.3$	$\Delta p = 2240.8$
	173.7	251.7	350.3	471.6	700.5	882.5	896.3	896.3	896.3	896.3	896.3	896.3			
12	0.16	0.28	0.44	0.68	1.21	1.70	1.72	1.86	2.00	2.13	2.32	2.43	4.0	7.9	13.0
15	0.31	0.53	0.85	1.30	2.31	3.24	3.27	3.54	3.80	4.05	4.41	4.63	6.5	15.0	24.7
18	0.55	0.92	1.47	2.26	4.00	5.61	5.66	6.12	6.57	7.01	7.63	8.01	9.8	26.1	42.8
22	0.97	1.63	2.60	3.98	7.02	9.85	9.93	10.73	11.52	12.29	13.37	14.04	15.0	45.9	75.1
28	1.91	3.22	5.14	7.85	13.83	19.38	19.53	21.12	22.67	24.18	26.31	27.63	25.1	90.5	147.8
35	3.32	5.91	9.42	14.37	25.28	35.40	35.68	38.58	41.42	44.17	48.07	50.47	39.7	165.6	270.0
42	5.86	9.82	15.65	23.83	41.86	58.55	59.03	63.82	68.52	73.07	79.52	83.50	58.2	274.8	447.1
54	11.68	19.55	31.07	47.24	82.83	115.76	116.74	126.22	135.51	144.51	157.26	165.12	98.0	544.0	883.9
67	20.86	34.83	55.25	84.08	147.12	205.36	206.75	223.53	239.99	255.92	278.52	292.43	151.9	967.0	1567.7
79	32.31	54.01	85.61	129.94	227.12	317.17	319.34	345.26	370.68	395.29	430.19	451.67	211.9	1497.3	2420.9
105	69.31	115.54	182.78	277.24	484.29	675.47	678.77	733.87	787.90	840.21	914.39	960.06	378.2	3189.5	5154.4
130	123.41	205.61	325.01	492.45	857.55	1194.03	1202.46	1300.07	1395.78	1488.45	1619.87	1700.76	586.7	5666.6	9129.4
156	200.86	333.77	526.96	797.36	1389.26	1935.01	1946.66	2104.68	2259.62	2409.65	2622.39	2753.36	849.9	9175.8	14793.3
206	412.07	683.01	1078.30	1631.18	2832.25	3937.64	3966.22	4288.18	4603.88	4909.55	5343.00	5609.84	1470.7	18734.6	30099.9
257	733.42	1216.78	1916.48	2891.11	5022.65	6984.91	7027.87	7598.35	8157.74	8699.37	9467.42	9940.23	2286.7	33285.5	53389.2
<b>Acero</b>															
<b>mm SCH</b>															
10 80	0.16	0.26	0.41	0.62	1.06	1.47	1.48	1.60	1.72	1.83	1.99	2.09	4.4	7.1	11.3
15 80	0.31	0.52	0.81	1.21	2.09	2.90	2.91	3.15	3.38	3.60	3.92	4.12	7.4	13.9	22.2
20 80	0.71	1.17	1.83	2.74	4.71	6.52	6.55	7.09	7.61	8.11	8.83	9.27	13.6	31.4	49.9
25 80	1.40	2.29	3.38	5.36	9.23	12.77	12.83	13.87	14.89	15.88	17.28	18.15	22.6	61.6	97.7
32 80	3.01	4.93	7.68	11.50	19.76	27.33	27.47	29.70	31.88	34.00	37.00	38.85	40.3	132.0	209.4
40 80	4.59	7.52	11.72	17.54	30.09	41.63	41.83	45.23	48.56	51.78	56.35	59.17	55.6	201.0	319.0
50 40	10.69	17.50	27.25	40.71	69.87	96.67	97.14	105.02	112.76	120.24	130.86	137.39	105.5	466.6	740.7
65 40	17.06	27.88	43.32	64.81	111.37	153.76	154.51	167.05	179.35	191.26	208.14	218.54	150.4	743.5	1178.1
80 40	30.20	49.26	76.63	114.52	196.37	271.72	273.05	295.22	316.95	338.00	367.84	386.21	232.3	1313.9	2082.0
100 40	61.60	100.39	156.20	233.20	400.40	552.81	555.50	600.59	644.81	687.62	748.33	785.70	400.3	2675.6	4235.5
125 40	111.17	181.20	281.64	421.03	721.18	998.16	1003.06	1084.49	1164.33	1241.63	1351.25	1418.74	628.6	4825.1	7638.5
150 40	179.98	292.99	455.44	680.92	1166.35	1612.43	1620.28	1751.80	1880.77	2005.64	2182.72	2291.73	908.5	7803.5	12338.1
200 40	368.55	600.02	931.61	1393.04	2386.16	3294.46	3310.49	3579.22	3842.72	4097.86	4459.65	4682.37	1573.2	15964.7	25241.5
250 40	666.52	1085.29	1685.18	2516.51	4316.82	5960.02	5989.03	6475.19	6951.89	7413.46	8067.98	8470.90	2479.7	28840.0	45664.6
300 40 <sup>1)</sup>	1067.53	1736.16	2695.93	4020.13	6896.51	9535.99	9582.41	10360.26	11222.98	11861.49	12908.71	13553.39	3556.5	46140.3	72953.4
350 30	1380.23	2247.80	3485.20	5205.04	8929.47	12328.49	12388.50	13394.13	14380.20	15334.97	16688.86	17522.33	4336.1	59651.3	94458.7
400 30	1991.54	3239.15	5030.17	7500.91	12848.49	17767.21	17853.70	19302.97	20724.05	22100.02	24051.18	25252.33	5743.9	85963.1	136129.3

Este dimensionado se recomienda cuando el gas generado Notas:

en el recipiente debe retornar por la línea de condensado al condensador sin restringir el flujo de condensado que sale del condensador. Los condensadores enfriados por agua, cuando la temperatura ambiente del recipiente puede ser más alta que la temperatura del refrigerante que condensa, caen en esta categoría.

<sup>1)</sup> El diámetro interior del tubo es el mismo que el diámetro nominal.

- Las capacidades de la Tabla se dan en kilovatios de refrigeración.  $\Delta p$  = caída de presión por unidad de longitud equivalente de tubería, Pa/m  $\Delta t$  = cambio correspondiente en la temperatura de saturación, K/m
- Capacidad de la línea para otras temperaturas de saturación  $\Delta t$  y longitudes equivalentes  $L_e$ .

$$Capacidad\ de\ Línea = Capacidad\ de\ Tabla \times \left( \frac{L_e\ de\ Tabla}{L_e\ Real} \times \frac{\Delta t\ Real}{\Delta t\ de\ Tabla} \right)^{0.85}$$

$$\Delta t = \Delta t\ de\ la\ Tabla \times \left( \frac{L_e\ Real}{L_e\ de\ Tabla} \right)^{0.85} \times \left( \frac{Capacidad\ Real}{Capacidad\ de\ Tabla} \right)^{1.17}$$

- Temperatura de saturación  $\Delta t$  para otras capacidades y longitudes equivalentes  $L_e$ .

- La capacidad (kW) se basa en el ciclo estándar de refrigeración con líquido a 40°C y una temperatura saturada de salida del evaporador. La capacidad del líquido (kW) se basa en una temperatura en el evaporador de -5°C.

- Los datos de viscosidad y las propiedades termodinámicas se basan en cálculos mediante el programa NIST REFPROP Versión 6.01.

- En el caso de tuberías de cobre con soldadura blanda Tipo L, mayores de 28 mm de OD para servicio de descarga o de líquido, véase la sección de Exigencias de Seguridad.







- Valores basados en una temperatura de condensación de 40°C. Para capacidades a otras temperaturas de condensación, hay que multiplicar los kilovatios de la tabla por los siguientes factores.

Temp. Cond. °C	Línea Aspiración	Línea Descarga
20	1.357	0.765
30	1.184	0.908
40	1.000	1.000
50	0.801	1.021

Fuente: ASHRAE, Manual de Refrigeración, 2010.

## Pérdidas en Accesorios en Longitudes Equivalentes

**Tabla 16 Pérdidas en Accesorios en Metros Equivalentes de Tubo**  
(Conexiones Roscadas, Soldadas, con Bridas, Abocardadas y con Soldadura Blanda)

Diámetro Nominal del Tubo, mm	Curvas y Codos						Paso Derivación	Tees		
	90° Codo Std <sup>a</sup>	90° Curva Radio Largo <sup>b</sup>	90° Codo Radio Corto <sup>c</sup>	45° Codo Std <sup>a</sup>	45° Codo Radio Corto <sup>c</sup>	180° Doble Curva Std <sup>a</sup>		Paso Directo		
								Sin Reducción	Reducción 1/4	Reducción 1/2
10	0.4	0.3	0.7	0.2	0.3	0.7	0.8	0.3	0.4	0.4
15	0.5	0.3	0.8	0.2	0.4	0.8	0.9	0.3	0.4	0.5
20	0.6	0.4	1.0	0.3	0.5	1.0	1.2	0.4	0.6	0.6
25	0.8	0.5	1.2	0.4	0.6	1.2	1.5	0.5	0.7	0.8
32	1.0	0.7	1.7	0.5	0.9	1.7	2.1	0.7	0.9	1.0
40	1.2	0.8	1.9	0.6	1.0	1.9	2.4	0.8	1.1	1.2
50	1.5	1.0	2.5	0.8	1.4	2.5	3.0	1.0	1.4	1.5
65	1.8	1.2	3.0	1.0	1.6	3.0	3.7	1.2	1.7	1.8
80	2.3	1.5	3.7	1.2	2.0	3.7	4.6	1.5	2.1	2.3
90	2.7	1.8	4.6	1.4	2.2	4.6	5.5	1.8	2.4	2.7
100	3.0	2.0	5.2	1.6	2.6	5.2	6.4	2.0	2.7	3.0
125	4.0	2.5	6.4	2.0	3.4	6.4	7.6	2.5	3.7	4.0
150	4.9	3.0	7.6	2.4	4.0	7.6	9	3.0	4.3	4.9
200	6.1	4.0	—	3.0	—	10	12	4.0	5.5	6.1
250	7.6	4.9	—	4.0	—	13	15	4.9	7.0	7.6
300	9.1	5.8	—	4.9	—	15	18	5.8	7.9	9.1
350	10	7.0	—	5.5	—	17	21	7.0	9.1	10
400	12	7.9	—	6.1	—	19	24	7.9	11	12
450	13	8.8	—	7.0	—	21	26	8.8	12	13
500	15	10	—	7.9	—	25	30	10	13	15
600	18	12	—	9.1	—	29	35	12	15	18

<sup>a</sup>R/D aproximadamente igual a 1.

<sup>b</sup>R/D aproximadamente igual a 1.5.

Fuente: ASHRAE, Manual de Refrigeración, 2010.

## Pérdidas en Válvulas en Longitudes Equivalentes

Tabla 18 Pérdidas en Válvulas, en Metros Equivalentes de Tubo

Diámetro Nominal del Tubo, mm	Asiento <sup>a</sup>	Y-60°	Y-45°	Angular <sup>a</sup>	Compuerta <sup>b</sup>	Retención Clapeta Oscilante <sup>c</sup>	Retención Clapeta Ascendente
10	5.2	2.4	1.8	1.8	0.2	1.5	Las de asiento y ascendentes en vertical igual que las válvulas de asiento <sup>d</sup>
15	5.5	2.7	2.1	2.1	0.2	1.8	
20	6.7	3.4	2.1	2.1	0.3	2.2	
25	8.8	4.6	3.7	3.7	0.3	3.0	
32	12	6.1	4.6	4.6	0.5	4.3	
40	13	7.3	5.5	5.5	0.5	4.9	
50	17	9.1	7.3	7.3	0.73	6.1	
65	21	11	8.8	8.8	0.9	7.6	
80	26	13	11	11	1.0	9.1	
90	30	15	13	13	1.2	10	
100	37	18	14	14	1.4	12	Las ascendentes angulares como las válvulas angulares
125	43	22	18	18	1.8	15	
150	52	27	21	21	2.1	18	
200	62	35	26	26	2.7	24	
250	85	44	32	32	3.7	30	
300	98	50	40	40	4.0	37	
350	110	56	47	47	4.6	41	
400	125	64	55	55	5.2	46	
450	140	73	61	61	5.8	50	
500	160	84	72	72	6.7	61	
600	186	98	81	81	7.6	73	

Nota: Las pérdidas son para válvulas en posición totalmente abiertas y con conexiones roscadas, soldadas, con bridas o abocardadas.

<sup>a</sup>Estas pérdidas no son de aplicación a válvulas con asiento de aguja.

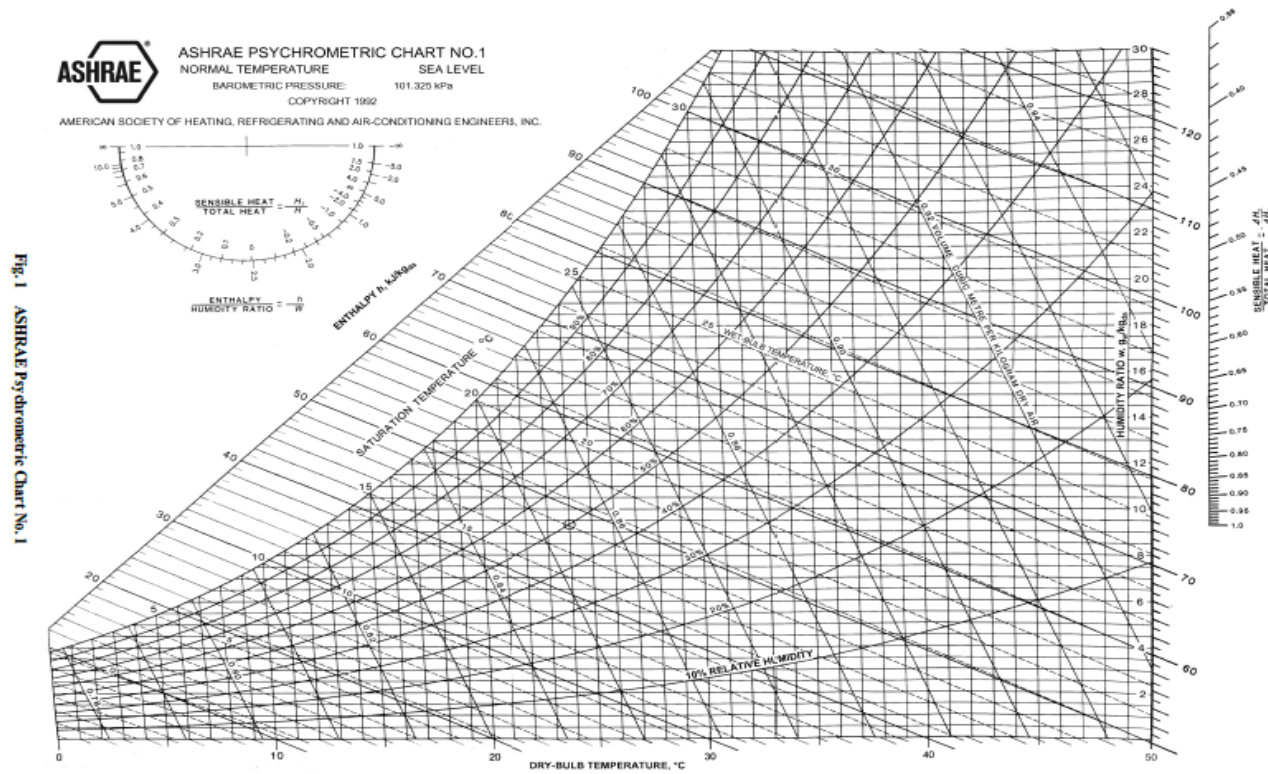
<sup>b</sup>Las válvulas de macho, de tipo normal y corto, en posición completamente abierta, tienen la misma pérdida que una válvula de compuerta. Para las pérdidas de las válvulas de macho de tipo corto, por encima de los 150 mm, hay que consultar al fabricante.

<sup>c</sup>Las pérdidas son también de aplicación a las válvulas de retención en línea del tipo de bola.

<sup>d</sup>En el caso de las válvulas de retención de asiento ascendente de tipo en Y, con el asiento aproximadamente igual al diámetro de la tubería, hay que usar los valores de las válvulas Y-60°.

Fuente: ASHRAE, Manual de Refrigeración, 2010.

# Carta Psicrométrica



Fuente: ASHRAE, Manual de Fundamentos, 2017.

## Cálculo de la Tarifa Eléctrica

**3.** La potencia es la rapidez con que se gasta o consume la energía.

$$\text{Energía} = \text{Potencia} \times \text{Tiempo}$$

Desde esta perspectiva, entre mayor potencia tenga un equipo mayor será su consumo de energía en comparación con un equipo de menor potencia, siempre y cuando el tiempo de operación sea el mismo.

Ejemplo: Cargas de potencias diferentes operando durante un mismo lapso de tiempo.

 Carga # 1 - Horno microondas	 Carga # 2 - Secadora de Ropa
$\begin{aligned} \text{Energía} &= \text{Potencia} \times \text{Tiempo} \\ \text{Energía} &= 1.500 \text{ W} \times 4 \text{ h} \\ \text{Energía} &= 6.000 \text{ Wh (6 kWh)} \end{aligned}$	$\begin{aligned} \text{Energía} &= \text{Potencia} \times \text{Tiempo} \\ \text{Energía} &= 5.000 \text{ W} \times 4 \text{ h} \\ \text{Energía} &= 20.000 \text{ Wh (20 kWh)} \end{aligned}$

Para que el consumo de energía de la carga #1 sea igual al de la carga #2, la primera tendría que haber operado no durante 4 horas sino por un lapso mayor, pues su potencia no ha cambiado. El tiempo de operación tenía que haber sido de poco más de 13 horas.

### Quinto Término: **Demanda:**

La demanda eléctrica se determina a partir del consumo de energía de un equipo o máquina y equivale al valor promedio de potencia eléctrica en un intervalo de 15 minutos. Para calcularla se utiliza la siguiente fórmula:

$$\text{Demanda} = \frac{\text{Energía (kWh)}}{\text{Intervalo (h)}}$$

A pesar de que su unidad de medición es la misma que la potencia eléctrica, el método para calcularla es distinto pues la potencia eléctrica corresponde a un valor instantáneo en un momento determinado.

Su unidad es el **kWh/h**  
en forma simplificada  
**kW**

Fuente: Compañía Nacional de Fuerza y Luz, s. f.



## Precios de la Electricidad en el **Ámbito Industrial**

### **Tarifa T-IN Industrial**

a. Aplicación: Para el suministro de energía y potencia a servicios eléctricos servidos a media o baja tensión clasificados en el sector industrial según la clasificación de actividades económicas (código CIU) utilizada por el Banco Central de Costa Rica (BCCR)

B.- Características de servicio:

Suministro de energía y potencia a servicios eléctricos servidos en media o baja tensión y clasificados como B1, B2, B3, B4, B5, B6, B7, M1, M2, M3, M4, M5, M6, M7 o M8, conforme a los especificado en el artículo 26 de la norma técnica regulatoria AR-NT-SUCOM "Supervisión de la comercialización del suministro eléctrico en baja y media tensión".

---


Publicado en el Alcance 72 del 29 de marzo del 2019

C. Precios mensuales:

<b>Para consumos menores o iguales que 3 000 kWh</b>	
Por cada kWh	¢ 127.14
<b>Para consumos mayores de 3 000 kWh</b>	
Cargo por energía, por cada kWh	¢ 76.08
Cargo por potencia, por cada kW	¢ 12 574.79

Fuente: Instituto Costarricense de Electricidad, 2019.

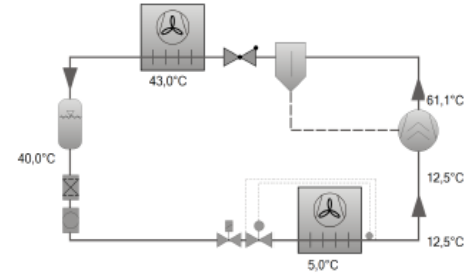
## Racks Marca Bitzer

	<b>Rack chiller</b>
BITZER Software v6.9.1 rev2074	1/4/2019 / Todos los datos son susceptibles de cambio
4 / 13	

### Selección: Compresores de Tornillo Semi-herméticos HS

#### Valores de entrada

Tipo de compresor	compresores de tornillo semiherméticos
Refrigerante	R507A
Temperatura de referencia	Temp. en el punto de rocío
Líquido subenfriado (después de condensador)	3,00 K
Recalentamiento de gas aspirado	7,50 K
Modo de funcionamiento	Estándar
Alimentación eléctrica	460V-3-60Hz
Recalentamiento útil	100%
Enfriamiento adicional	Automático
Máx. temp. gas de descarga	80,0 °C



#### descripción general

		<b>A</b>			
Temp. de evaporación	5,00			°C	
Temp. de condensación	43,0			°C	
	Qe	Pe	EER	Ratio	
	kW	kW	W/W	%	
<b>Total</b>	<b>618</b>	<b>180,1</b>	<b>3,43</b>	<b>--</b>	
HSK6461-60-40P	206	60,0	3,43	33,3	
HSK6461-60-40P	206	60,0	3,43	33,3	
HSK6461-60-40P	206	60,0	3,43	33,3	

## Datos técnicos

### Informaciones técnicas

Volumen desplazado (2900 RPM 50Hz)	165 m³/h
Volumen desplazado (3500 RPM 60Hz)	198 m³/h
Peso	246 kg
Presión máxima (BP/AP)	19 / 28 bar
Conexión línea aspiración	54 mm - 2 1/8"
Conexión línea descarga	42 mm - 1 5/8"
Adaptador/ Válvula de cierre para ECO	22 mm - 7/8" (Option)
Adaptador para inyección de líquido	16 mm - 5/8" (Option)
Tipo de aceite R22	B150SH, B100 (Option)
Aceite para R134a/R404A/R507A/R407A/R407F	BSE170 (Option)
Aceite para R448A/R449A	BSE170 (Option)

### Informaciones motor

Tensión del motor (otro bajo demanda)	440-480V PW-3-60Hz
Intensidad máxima en funcionamiento	98.0 A
Intensidad en arranque (rotor bloqueado)	267.0 A D / 449.0 A DD
Potencia máx. absorbida	78,4 kW

### Estándar de entrega

Sensor de temperatura del gas comprimido	Standard
Arranque en vacío	Standard
Control de caudal de aceite	SE-B2 (Standard)
Protección motor	SE-E1 (Standard), SE-E3 (Standard for 660-690V)
Válvula de aspiración	Standard
Regulación de capacidad	100-75-50% (Standard)
Clase de protección	IP54

### Opciones disponibles

Válvula de descarga	Option
Conexión ECO con válvula de cierre	Option
Protección motor	SE-i1 (200-690V)

### Nivel sonoro medido

Potencia sonora (-10°C / 45°C)	87,0 dB(A)
Presión sonora @ 1m (-10°C / 45°C)	79,0 dB(A)



Túnel

BITZER Software v6.9.1 rev2074

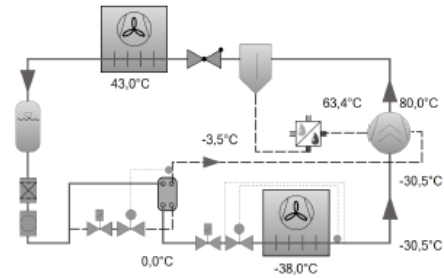
25/3/2019 / Todos los datos son susceptibles de cambio

4 / 14

**Selección: Compresores de Tornillo Semi-herméticos HS**

**Valores de entrada**

Tipo de compresor	compresores de tornillo semiherméticos
Refrigerante	R507A
Temperatura de referencia	Temp. en el punto de rocío
Líquido subenfriado (después condensador)	0 K
Líquido subenfriado (en el subenfriador)	43,0 K
Recalentamiento de gas aspirado	7,50 K
Modo de funcionamiento	Economizador
Alimentación eléctrica	460V-3-60Hz
Recalentamiento útil	100%
Enfriamiento adicional	Automático
Máx. temp. gas de descarga	80,0 °C



**descripción general**

		<b>A</b>			
Temp. de evaporación	-38,00	°C			
Temp. de condensación	43,0	°C			
	Qe	Pe	EER	Ratio	
	kW	kW	W/W	%	
<b>Total</b>	<b>101,4</b>	<b>101,4</b>	<b>1,00</b>	<b>--</b>	
HSN6461-50-40P	50,7	50,7	1,00	50,0	
HSN6461-50-40P	50,7	50,7	1,00	50,0	

## Datos técnicos

### Informaciones técnicas

Volumen desplazado (2900 RPM 50Hz)	165 m³/h
Volumen desplazado (3500 RPM 60Hz)	198 m³/h
Peso	238 kg
Presión máxima (BP/AP)	19 / 28 bar
Conexión línea aspiración	54 mm - 2 1/8"
Conexión línea descarga	42 mm - 1 5/8"
Adaptador/ Válvula de cierre para ECO	22 mm - 7/8" (Option)
Tipo de aceite R22	B150SH, B100 (Option)
Aceite para R134a/R404A/R507A/R407A/R407F	BSE170 (Option)
Aceite para R448A/R449A	BSE170 (Option)

### Informaciones motor

Tensión del motor (otro bajo demanda)	440-480V PW-3-60Hz
Intensidad máxima en funcionamiento	79.0 A
Intensidad en arranque (rotor bloqueado)	206.0 A D / 355.0 A DD
Potencia máx. absorbida	62,8 kW

### Estándar de entrega

Sensor de temperatura del gas comprimido	Standard
Arranque en vacío	Standard
Control de caudal de aceite	SE-B2 (Standard)
Protección motor	SE-E1 (Standard), SE-E3 (Standard for 660-690V)
Válvula de aspiración	Standard
Regulación de capacidad	100-75-50% (Standard)
Clase de protección	IP54

### Opciones disponibles

Válvula de descarga	Option
Conexión ECO con válvula de cierre	Option
Protección motor	SE-i1 (200-690V)

### Nivel sonoro medido

Potencia sonora (-35°C / 40°C)	87,5 dB(A)
Presión sonora @ 1m (-35°C / 40°C)	79,5 dB(A)



Zona baja temperatura

BITZER Software v6.9.1 rev2074

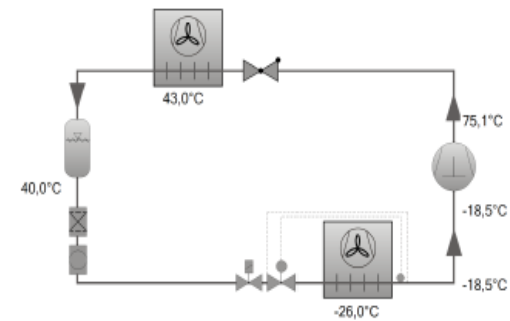
18/3/2019 / Todos los datos son susceptibles de cambio

4 / 12

### Selección: Compresores de Pistones Semi-herméticos

#### Valores de entrada

Tipo de compresor	compresores alternativos, semiherméticos
Modo	Refrigeración y Aire acondicionado
Refrigerante	R507A
Temperatura de referencia	Temp. en el punto de rocío
Líquido subenfriado (después condensador)	3,00 K
Recalentamiento de gas aspirado	7,50 K
Modo de funcionamiento	Auto
Alimentación eléctrica	460V-3-60Hz
Regulador de capacidad	100%
Recalentamiento útil	100%



#### descripción general

<b>A</b>				
Temp. de evaporación	-26,00	°C		
Temp. de condensación	43,0	°C		
	Qe	Pe	EER	Ratio
	kW	kW	W/W	%
<b>Total</b>	<b>18,19</b>	<b>12,46</b>	<b>1,46</b>	<b>--</b>
4CES-6Y-40S	9,09	6,23	1,46	50,0
4CES-6Y-40S	9,09	6,23	1,46	50,0

**Informaciones técnicas**

Volumen desplazado (1450 rpm a 50 Hz)	32,48 m <sup>3</sup> /h
Volumen desplazado (1750 rpm a 60Hz)	39,20 m <sup>3</sup> /h
Nº de cilindros x diámetro x carrera	4 x 55 mm x 39,3 mm
Peso	90,5 kg
Presión máxima (BP/AP)	19 / 32bar
Conexión línea aspiración	28 mm - 1 1/8"
Conexión línea descarga	22 mm - 7/8"
Tipo de aceite R134a/R407C/R404A/R507A/R407A/R407F	BSE32(Standard) / R134a tc>70°C: BSE55 (Option)
Aceite para R22 (R12/R502)	B5.2 (Option)

**Informaciones motor**

Versión del motor	2
Tensión del motor (otro bajo demanda)	440-480V Y-3-60Hz
Intensidad máxima en funcionamiento	17.7 A
Intensidad en arranque (rotor bloqueado)	82.4 A
Potencia máx. absorbida	11,7 kW

**Estándar de entrega**

Protección motor	SE-B1
Clase de protección	IP66
Antivibradores	Standard
Carga de aceite	2,00 dm <sup>3</sup>

**Opciones disponibles**

Sensor de temperatura del gas comprimido	Option
Regulación de capacidad	100-50% (Option)
Regulación de capacidad - en continuo	100-10% (Option)
Ventilador adicional	Option
Calefactor de Cártel	0..120 W PTC (Option)
Control de nivel de aceite	OLC-K1 (Option)

**Nivel sonoro medido**

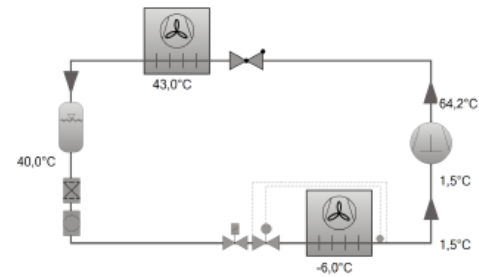
Potencia sonora (-10°C / 45°C)	74,1dB(A) @ 50Hz
Potencia sonora (-35°C / 40°C)	76,5 dB(A) @ 50Hz
Presión sonora @ 1m (-10°C / 45°C)	66,11dB(A) @ 50Hz
Presión sonora @ 1m (-35°C / 40°C)	68,5 dB(A) @ 50Hz



**Selección: Compresores de Pistones Semi-herméticos**

**Valores de entrada**

Tipo de compresor	compresores alternativos, semiheméticos
Modo	Refrigeración y Aire acondicionado
Refrigerante	R507A
Temperatura de referencia	Temp. en el punto de rocío
Líquido subenfriado (después condensador)	3,00 K
Recalentamiento de gas aspirado	7,50 K
Modo de funcionamiento	Auto
Alimentación eléctrica	460V-3-60Hz
Regulador de capacidad	100%
Recalentamiento útil	100%



**descripción general**

<b>A</b>				
Temp. de evaporación	-6,00	°C		
Temp. de condensación	43,0	°C		
	Qe	Pe	EER	Ratio
	kW	kW	W/W	%
<b>Total</b>	<b>168,6</b>	<b>63,5</b>	<b>2,66</b>	<b>--</b>
4NES-14Y-40P	42,1	15,87	2,66	25,0
4NES-14Y-40P	42,1	15,87	2,66	25,0
4NES-14Y-40P	42,1	15,87	2,66	25,0
4NES-14Y-40P	42,1	15,87	2,66	25,0



## Datos técnicos

### Informaciones técnicas

Volumen desplazado (1450 rpm a 50 Hz)	56,25 m3/h
Volumen desplazado (1750 rpm a 60Hz)	67,89 m3/h
Nº de cilindros x diámetro x carrera	4 x 70 mm x 42 mm
Peso	141 kg
Presión máxima (BP/AP)	19 / 32 bar
Conexión línea aspiración	35 mm - 1 3/8"
Conexión línea descarga	28 mm - 1 1/8"
Tipo de aceite R134a/R407C/R404A/R507A/R407A/R407F	BSE32(Standard) / R134a tc>70°C: BSE55 (Option)
Aceite para R22 (R12/R502)	B5.2(Option)

### Informaciones motor

Versión del motor	2
Tensión del motor (otro bajo demanda)	440-480V PW-3-60Hz
Intensidad máxima en funcionamiento	26.6 A
Relación de bobinado	50/50
Intensidad en arranque (rotor bloqueado)	69.0 A Y / 113.0 A YY
Potencia máx. absorbida	20,5 kW

### Estándar de entrega

Protección motor	SE-B1, CM-RC-01(Option)
Clase de protección	IP66
Antivibradores	Standard
Carga de aceite	2,60 dm <sup>3</sup>

### Opciones disponibles

Sensor de temperatura del gas comprimido	Option
Arranque en vacío	Option
Regulación de capacidad	100-50% (Option)
Regulación de capacidad - en continuo	100-10% (Option)
Ventilador adicional	Option
Refrigerant Injection (RI)	Option
Válvula de servicio aceite	Option
Calefactor de Cáster	0..140 W PTC (Option)
Control de nivel de aceite	OLC-K1 (Option)

### Nivel sonoro medido

Potencia sonora (-10°C / 45°C)	78,3 dB(A) @50Hz
Potencia sonora (-35°C / 40°C)	82,9 dB(A) @50Hz
Presión sonora @ 1m (-10°C / 45°C)	70,3 dB(A) @50Hz
Presión sonora @ 1m (-35°C / 40°C)	74,9 dB(A) @50Hz
Potencia sonora (-10°C / 45°C) R134a	76,3 dB(A) @50Hz
Presión sonora @ 1m (-10°C / 45°C) R134a	68,3 dB(A) @50Hz

## Apéndices

### Hoja de Cálculo de la Carga Térmica del Túnel de Congelamiento

DATOS INICIALES	Valores	T en Kelvin	Dif. T (K)	Largo (m)	Ancho (m)	Altura (m)	Espesor pared (in)	Espesor piso (in)			
Temperatura ambiente (°C)	33	306,15		10,86	5,08	3,97	4	6			
Temperatura del cuarto (°C)	-35	238,15							hi=9.1  ho=9.1 (si hay vientos de 25 km/h usar 34)		
Tiempo de operación (h)	20		68								
CARGA POR TRANSMISIÓN q=UAΔT [W]	Lado 1 (m)	Lado 2 (m)	Área (m2)	Material	Espesor (mm)	Cond. Térm. "k" (W/m*K)	hi	ho	Coef. U	Fac. efecto solar (°C)	Carga
Áreas del cuarto											
Techo	10,86	5,08	55,17	Poliuretano	101,6	0,026	9,1	9,1	0,24	0	908,90
Piso	10,86	5,08	55,17	Poliuretano	152,4	0,026	9,1	9,1	0,16	0	616,89
Pared 1	10,86	3,97	43,11	Poliuretano	101,6	0,026	9,1	9,1	0,24	0	710,31
Pared 2	10,86	3,97	43,11	Poliuretano	101,6	0,026	9,1	9,1	0,24	0	710,31
Pared 3	5,08	3,97	20,17	Poliuretano	101,6	0,026	9,1	9,1	0,24	0	332,26
Pared 4	5,08	3,97	20,17	Poliuretano	101,6	0,026	9,1	9,1	0,24	0	332,26
<b>CARGA TOTAL POR TRANSMISIÓN</b>										<b>Carga total (kW)</b>	<b>3,61</b>

CARGA POR PRODUCTO								
Cantidad de producto (kg)	10000							
Horas requeridas para enfriar el producto	12							
Calor espec. por arriba del pto cong (kJ/(kg·K).)	3,32							
Calor espec. por debajo del pto cong (kJ/(kg·K).)	1,77							
Punto de congelación (°C)	-2,8							
Calor latente (kJ/kg)	220	Cont. de humed.	65,99					
Energía removida por encima del pto de cong.	Temp. Inicial (°C)	0	Temp. Final (°C)	0	Energía requerida (kJ)	0	0,00	
Energía removida desde una T a pto de cong.	Temp. Inicial (°C)	5	Temp. Final (°C)	-2,8	Energía requerida (kJ)	258960	5,99	
Energía removida para congelar el producto					Energía requerida (kJ)	2200000	50,93	
Energía removida para enfriar de cong. a T final	Temp. Inicial (°C)	-2,8	Temp. Final (°C)	-35	Energía requerida (kJ)	569940	13,19	
Carga total					Carga total (kJ)	3028900	Carga total (kW)	70,11
CARGAS INTERNAS								
Carga por iluminación	1					0,60		
Cantidad de motores	4							
Potencia de motores (kW)	1,28				Carga por mot (kW)	5,12		
Carga por personas	Cant. de person.	0	Fact. por pers. (W)	482	Carga por persona (kW)	0,00		
Potencia de grúas o montacargas/ hora de trabajo (kW)	0	Tabla 14 Bohn	Horas de trabaj.	0	Carga por montacar. (kW)	0,00		
Calor específico de tarimas (kJ/(kg·K))	1,38	Peso de tarim. (kg)	114		Carga por tarimas (kW)	0,15		
Calor específico de cartón (kJ/(kg·K))	1,5	Peso de cajas (kg)	50		Carga por cajas (kW)	0,00		
Carga total (kW)							Carga total (kW)	6,86

CARGAS POR INFILTRACIÓN								
Infiltración por cambios de aire								
Ancho de la puerta (m)	2							
Altura de la puerta (m)	2,3							
Entalpía del aire de infiltración (kJ/kg)	24,86	Ver carta psicrom.						
Entalpía del aire refrigerado (kJ/kg)	-34,86							
Densidad del aire de infiltración (kg/m3)	1,24							
Densidad del aire refrigerado (kg/m3)	1,48							
Factor de densidad "Fm"	0,96							
Número de puertas	1							
Tiempo de apertura-cierre (s)	15							
Tiempo con la puerta abierta (min)	60							
Periodo (diario u otro) (h)	8							
Porción decimal de tiempo de puerta abierta "Dt"	0,126							
Intercambio de aire flujo complet. Establec. "q"	164,33							
Factor de flujo de puerta "Df"	1,10							
Efectividad de dispositivos de protección de puerta "E"	0,90							
Calor promedio ganado por infiltración (kW)							Carga (kW)	2,27

**CARGAS POR FLUJO DIRECTO EN ESPACIOS ABIERTOS**

Velocidad promedio del aire (m/s) [0,3-1,5]	1,5								
Área del espacio abierto (m2)	0,00								
Carga promedio (kW)								Carga (kW)	0,00
<b>FACTOR DE SEGURIDAD</b>									
Carga total (kW)									82,86
Carga con factor de seguridad (kW)									91,14
Carga total (TR)									25,92

## Hoja de Cálculo de la Carga Térmica de la Cámara de Mantenimiento Congelado

DATOS INICIALES	Valores	T en Kelvin	Dif. T (K)	Largo (m)	Ancho (m)	Altura (m)	Espesor pared (in)	Espesor piso (in)			
Temperatura ambiente (°C)	33	306,15		13,01	10,86	3,97	4	4			
Temperatura del cuarto (°C)	-20	253,15							hi=9.1		
Tiempo de operación (h)	20		53						ho=9.1 (si hay vientos de 25 km/h usar 34)		
CARGA POR TRANSMISIÓN $q=UA\Delta T$ [W]	Lado 1 (m)	Lado 2 (m)	Área (m <sup>2</sup> )	Material	Espesor (mm)	Cond. Térm. "k" (W/m*K)	hi	ho	Coef. U	Fac. efecto solar (°C)	Carga (kW)
Áreas del cuarto											
Techo	13,01	10,86	141,29	Poliuretano	101,6	0,026	9,1	9,1	0,24	0	1814,26
Piso	13,01	10,86	141,29	Poliuretano	101,6	0,026	9,1	9,1	0,24	0	1814,26
Pared 1	13,01	3,97	51,65	Poliuretano	101,6	0,026	9,1	9,1	0,24	0	663,22
Pared 2	13,01	3,97	51,65	Poliuretano	101,6	0,026	9,1	9,1	0,24	0	663,22
Pared 3	10,86	3,97	43,11	Poliuretano	101,6	0,026	9,1	9,1	0,24	0	553,62
Pared 4	10,86	3,97	43,11	Poliuretano	101,6	0,026	9,1	9,1	0,24	0	553,62
CARGA TOTAL POR TRANSMISIÓN											6,06

CARGA POR PRODUCTO								
Cantidad de producto (kg)	10000							
Horas requeridas para enfriar el producto	20							
Calor espec. por arriba del pto cong (kJ/(kg·K).)	3,32							
Calor espec. por debajo del pto cong (kJ/(kg·K).)	1,77							
Punto de congelación (°C)	-2,8							
Calor latente (kJ/kg)	0	Cal. Lat. =220						
Energía removida por encima del pto de cong.	Temp. Inicial (°C)	0	Temp. Final (°C)	0	Energía requerida (kJ)	0	0,00	
Energía removida desde una T a pto de cong.	Temp. Inicial (°C)	0	Temp. Final (°C)	0	Energía requerida (kJ)	0	0,00	
Energía removida para congelar el producto					Energía requerida (kJ)	0	0,00	
Energía removida para enfriar de cong. a T final	Temp. Inicial (°C)	-15	Temp. Final (°C)	-20	Energía requerida (kJ)	88500	1,23	
Carga total					Carga total (kJ)	88500	Carga total (kW)	1,23
CARGAS INTERNAS								
Carga por iluminación						1,53		
Cantidad de motores	2							
Potencia de motores (kW)	0,52				Carga por mot (kW)	1,04		
Carga por personas	Cant. de person.	4	Fact. por pers. (W)	392	Carga por persona (kW)	1,57		
Potencia de grúas o montacargas/ hora de trabajo (kW)	0	Tabla 14 Bohn	Horas de trabaj.	0	Carga por montacar. (kW)	0,00		
Calor específico de tarimas (kJ/(kg·K))	1,38	Peso de tarim. (kg)	1370		Carga por tarimas (kW)	0,53		
Calor específico de cartón (kJ/(kg·K))	1,5	Peso de cajas (kg)	100		Carga por cajas (kW)	0,00		
Carga total (kW)								4,66

CARGAS POR INFILTRACIÓN								
Infiltración por cambios de aire								
Ancho de la puerta (m)	2							
Altura de la puerta (m)	2,3							
Entalpía del aire de infiltración (kJ/kg)	24,86	Ver carta psicrom.						
Entalpía del aire refrigerado (kJ/kg)	-18,55							
Densidad del aire de infiltración (kg/m3)	1,39							
Densidad del aire refrigerado (kg/m3)	1,48							
Factor de densidad "Fm"	0,98							
Número de puertas	1							
Tiempo de apertura-cierre (s)	600							
Tiempo con la puerta abierta (min)	240							
Periodo (diario u otro) (h)	8							
Porción decimal de tiempo de puerta abierta "Dt"	0,521							
Intercambio de aire flujo complet. Establec. "q"	75,31							
Factor de flujo de puerta "Df"	1,10							
Efectividad de dispositivos de protección de puerta "E"	0,90							
Calor promedio ganado por infiltración (kW)							Carga (kW)	4,31



**CARGAS POR FLUJO DIRECTO EN ESPACIOS ABIERTOS**

Velocidad promedio del aire (m/s) [0,3-1,5]	1,5								
Área del espacio abierto (m2)	0,00								
Carga promedio (kW)								Carga (kW)	0,00
<b>FACTOR DE SEGURIDAD</b>									
Carga total (kW)									16,27
Carga con factor de seguridad (kW)									17,89
Carga total (TR)									5,09

## Hoja de Cálculo de la Carga Térmica de las Cámaras de Fresco

DATOS INICIALES	Valores	T en Kelvin	Dif. T (K)	Largo (m)	Ancho (m)	Altura (m)	Espesor pared (in)	Espesor piso (in)			
Temperatura ambiente (°C)	33	306,15		9,12	6,56	3,97	2,5	4			
Temperatura del cuarto (°C)	0	273,15							hi=9.1		
Tiempo de operación (h)	20		33						ho=9.1 (si hay vientos de 25 km/h usar 34)		
CARGA POR TRANSMISIÓN $q=UA\Delta T$ [W]	Lado 1 (m)	Lado 2 (m)	Área (m2)	Material	Espesor (mm)	Cond. Térm. "k" (W/m*K)	hi	ho	Coef. U	Fac. efecto solar (°C)	Carga
Áreas del cuarto											
Techo	9,12	6,56	59,83	Poliuretano	63,5	0,026	9,1	9,1	0,38	0	741,64
Piso	9,12	6,56	59,83	Concreto	101,6	0,25	9,1	9,1	1,60	0	3152,92
Pared 1	9,12	3,97	36,21	Poliuretano	63,5	0,026	9,1	9,1	0,38	0	448,82
Pared 2	9,12	3,97	36,21	Poliuretano	63,5	0,026	9,1	9,1	0,38	0	448,82
Pared 3	6,56	3,97	26,04	Poliuretano	63,5	0,026	9,1	9,1	0,38	0	322,84
Pared 4	6,56	3,97	26,04	Poliuretano	63,5	0,026	9,1	9,1	0,38	0	322,84
CARGA TOTAL POR TRANSMISIÓN											5,44

CARGA POR PRODUCTO							
Cantidad de producto (kg)	34300						
Horas requeridas para enfriar el producto	20						
Calor espec. por arriba del pto cong (kJ/(kg·K).)	3,32						
Calor espec. por debajo del pto cong (kJ/(kg·K).)	1,77						
Punto de congelación (°C)	-2,8						
Calor latente (kJ/kg)	0	Cal. Lat. =220					
Energía removida por encima del pto de cong.	Temp. Inicial (°C)	5	Temp. Final (°C)	0	Energía requerida (kJ)	569380	7,91
Energía removida desde una T a pto de cong.	Temp. Inicial (°C)	0	Temp. Final (°C)	0	Energía requerida (kJ)	0	0,00
Energía removida para congelar el producto					Energía requerida (kJ)	0	0,00
Energía removida para enfriar de cong. a T final	Temp. Inicial (°C)	0	Temp. Final (°C)	0	Energía requerida (kJ)	0	0,00
Carga total					Carga total (kJ)	569380	Carga total (kW) 7,91

CARGAS INTERNAS							
Carga por iluminación						0,65	
Cantidad de motores	2						
Potencia de motores (kW)	0,52				Carga por mot (kW)	1,04	
Carga por personas	Cant. de person.	4	Fact. por pers. (W)	272	Carga por persona (kW)	1,09	
Potencia de grúas o montacargas/ hora de trabajo (kW)	0	Tabla 14 Bohn	Horas de trabaj.	0	Carga por montar. (kW)	0,00	
Calor específico de tarimas (kJ/(kg·K))	1,38	Peso de tarim. (kg)	666		Carga por tarimas (kW)	0,06	
Calor específico de cartón (kJ/(kg·K))	1,5	Peso de cajas (kg)	50		Carga por cajas (kW)	0,00	
Carga total (kW)							2,84

CARGAS POR INFILTRACIÓN							
Infiltración por cambios de aire							
Ancho de la puerta (m)	2						
Altura de la puerta (m)	2,3						
Entalpía del aire de infiltración (kJ/kg)	24,86	Ver carta psicrom.					
Entalpía del aire refrigerado (kJ/kg)	9,475						
Densidad del aire de infiltración (kg/m3)	1,24						
Densidad del aire refrigerado (kg/m3)	1,28						
Factor de densidad "Fm"	0,99						
Número de puertas	1						
Tiempo de apertura-cierre (s)	600						
Tiempo con la puerta abierta (min)	240						
Periodo (diario u otro) (h)	8						
Porción decimal de tiempo de puerta abierta "Dt"	0,521						
Intercambio de aire flujo complet. Establec. "q"	16,68						
Factor de flujo de puerta "Df"	1,10						
Efectividad de dispositivos de protección de puerta "E"	0,90						
Calor promedio ganado por infiltración (kW)						Carga (kW)	0,96

**CARGAS POR FLUJO DIRECTO EN ESPACIOS ABIERTOS**

Velocidad promedio del aire (m/s) [0,3-1,5]	1,5								
Área del espacio abierto (m2)	0,00								
Carga promedio (kW)								Carga (kW)	0,00
<b>FACTOR DE SEGURIDAD</b>									
Carga total (kW)									18,14
Carga con factor de seguridad (kW)									18,85
Carga total (TR)									5,68

## Hoja de Cálculo de la Carga Térmica del Área de Embolsado

DATOS INICIALES	Valores	T en Kelvin	Dif. T (K)	Largo (m)	Ancho (m)	Altura (m)	Espesor pared (in)	Espesor piso (in)			
Temperatura ambiente (°C)	33	306,15		20,15	10,92	3,97	2,5	4			
Temperatura del cuarto (°C)	8	281,15							hi=9.1		
Tiempo de operación (h)	20		25						ho=9.1 (si hay vientos de 25 km/h usar 34)		
CARGA POR TRANSMISIÓN $q=UA\Delta T$ [W]	Lado 1 (m)	Lado 2 (m)	Área (m <sup>2</sup> )	Material	Espesor (mm)	Cond. Térm. "k" (W/m*K)	hi	ho	Coef. U	Fac. efecto solar (°C)	Carga
Áreas del cuarto											
Techo	20,15	10,92	220,04	Poliuretano	63,5	0,026	9,1	9,1	0,38	0	2066,40
Piso	20,15	10,92	220,04	Concreto	101,6	0,25	9,1	9,1	1,60	0	8784,93
Pared 1	20,15	3,97	80,00	Poliuretano	63,5	0,026	9,1	9,1	0,38	0	751,25
Pared 2	20,15	3,97	80,00	Poliuretano	63,5	0,026	9,1	9,1	0,38	0	751,25
Pared 3	10,92	3,97	43,35	Poliuretano	63,5	0,026	9,1	9,1	0,38	0	407,13
Pared 4	10,92	3,97	43,35	Poliuretano	63,5	0,026	9,1	9,1	0,38	0	407,13
CARGA TOTAL POR TRANSMISIÓN											13,17

CARGA POR PRODUCTO							
Cantidad de producto (kg)	0						
Horas requeridas para enfriar el producto	20						
Calor espec. por arriba del pto cong (kJ/(kg·K).)	3,32						
Calor espec. por debajo del pto cong (kJ/(kg·K).)	1,77						
Punto de congelación (°C)	-2,8						
Calor latente (kJ/kg)	0	Cal. Lat. =220					
Energía removida por encima del pto de cong.	Temp. Inicial (°C)	5	Temp. Final (°C)	0	Energía requerida (kJ)	0	0,00
Energía removida desde una T a pto de cong.	Temp. Inicial (°C)	0	Temp. Final (°C)	0	Energía requerida (kJ)	0	0,00
Energía removida para congelar el producto					Energía requerida (kJ)	0	0,00
Energía removida para enfriar de cong. a T final	Temp. Inicial (°C)	0	Temp. Final (°C)	0	Energía requerida (kJ)	0	0,00
Carga total					Carga total (kJ)	0	Carga total (kW) 0,00

<b>CARGAS INTERNAS</b>																								
Carga por iluminación		1																1,4						
Cantidad de motores		2																						
Potencia de motores (kW)		0,52																Carga por mot (kW)	1,04					
Carga por personas	Cant. de person.		10															Fact. por pers. (W)	224	Carga por persona (kW)	2,24			
Potencia de grúas o montacargas/ hora de trabajo (kW)		0	Tabla 14 Manual Bohn															Horas de trabaj.	0	Carga por montacar. (kW)	0,00			
Calor específico de tarimas (kJ/(kg·K))		1,38	Peso de tarim. (kg)																133	Carga por tarimas (kW)	0,01			
Calor específico de cartón (kJ/(kg·K))		1,5	Peso de cajas (kg)																15	Carga por cajas (kW)	0,00			
Carga total (kW)																						5,69		
<b>CARGAS POR INFILTRACIÓN</b>																								
<b>Infiltración por cambios de aire</b>																								
Ancho de la puerta (m)			2																					
Altura de la puerta (m)			2,3																					
Entalpía del aire de infiltración (kJ/kg)			116,86																	Ver carta psicrom.				
Entalpía del aire refrigerado (kJ/kg)			24,85																					
Densidad del aire de infiltración (kg/m3)			1,096																					
Densidad del aire refrigerado (kg/m3)			1,24																					
Factor de densidad "Fm"			0,97																					
Número de puertas			3																					
Tiempo de apertura-cierre (s)			30																					
Tiempo con la puerta abierta (min)			60																					
Periodo (diario u otro) (h)			8																					
Porción decimal de tiempo de puerta abierta "Dt"			0,128																					
Intercambio de aire flujo complet. Establec. "q"			181,98																					
Factor de flujo de puerta "DF"			1,10																					
Efectividad de dispositivos de protección de puerta "E"			0,90																					
Calor promedio ganado por infiltración (kW)																							Carga (kW)	2,56



CARGAS POR FLUJO DIRECTO EN ESPACIOS ABIERTOS							
Velocidad promedio del aire (m/s) [0,3-1,5]	1,5						
Área del espacio abierto (m2)	0,00						
Carga promedio (kW)						Carga (kW)	0,00
<b>FACTOR DE SEGURIDAD</b>							
Carga total (kW)							22,40
Carga con factor de seguridad (kW)							23,57
Carga total (TR)							7,01

## Hoja de Cálculo de la Carga Térmica del Área de Empaque

DATOS INICIALES	Valores	T en Kelvin	Dif. T (K)	Largo (m)	Ancho (m)	Altura (m)	Espesor pared (in)	Espesor piso (in)			
Temperatura ambiente (°C)	33	306,15		20,15	14,01	3,97	2,5	4			
Temperatura del cuarto (°C)	8	281,15							hi=9.1		
Tiempo de operación (h)	20		25						ho=9.1 (si hay vientos de 25 km/h usar 34)		
CARGA POR TRANSMISIÓN $q=UA\Delta T$ [W]	Lado 1 (m)	Lado 2 (m)	Área (m2)	Material	Espesor (mm)	Cond. Térm. "k" (W/m*K)	hi	ho	Coef. U	Fac. efecto solar (°C)	Carga
Áreas del cuarto											
Techo	20,15	14,01	282,30	Poliuretano	63,5	0,026	9,1	9,1	0,38	0	2651,13
Piso	20,15	14,01	282,30	Concreto	101,6	0,25	9,1	9,1	1,60	0	11270,78
Pared 1	20,15	3,97	80,00	Poliuretano	63,5	0,026	9,1	9,1	0,38	0	751,25
Pared 2	20,15	3,97	80,00	Poliuretano	63,5	0,026	9,1	9,1	0,38	0	751,25
Pared 3	14,01	3,97	55,62	Poliuretano	63,5	0,026	9,1	9,1	0,38	0	522,33
Pared 4	14,01	3,97	55,62	Poliuretano	63,5	0,026	9,1	9,1	0,38	0	522,33
CARGA TOTAL POR TRANSMISIÓN											16,47

CARGA POR PRODUCTO							
Cantidad de producto (kg)	0						
Horas requeridas para enfriar el producto	20						
Calor espec. por arriba del pto cong (kJ/(kg·K).)	3,32						
Calor espec. por debajo del pto cong (kJ/(kg·K).)	1,77						
Punto de congelación (°C)	-2,8						
Calor latente (kJ/kg)	0	Cal. Lat. =220					
Energía removida por encima del pto de cong.	Temp. Inicial (°C)	5	Temp. Final (°C)	0	Energía requerida (kJ)	0	0,00
Energía removida desde una T a pto de cong.	Temp. Inicial (°C)	0	Temp. Final (°C)	0	Energía requerida (kJ)	0	0,00
Energía removida para congelar el producto					Energía requerida (kJ)	0	0,00
Energía removida para enfriar de cong. a T final	Temp. Inicial (°C)	0	Temp. Final (°C)	0	Energía requerida (kJ)	0	0,00
Carga total					Carga total (kJ)	0	Carga total (kW) 0,00

CARGAS INTERNAS							
Carga por iluminación	1					3,05	
Cantidad de motores	2						
Potencia de motores (kW)	0,52				Carga por mot (kW)	1,04	
Carga por personas	Cant. de person.	30	Fact. por pers. (W)	224	Carga por persona (kW)	6,72	
Potencia de grúas o montacargas/ hora de trabajo (kW)	0	Tabla 14 Bohn	Horas de trabaj.	0	Carga por montacar. (kW)	0,00	
Calor específico de tarimas (kJ/(kg·K))	1,38	Peso de tarim. (kg)	133		Carga por tarimas (kW)	0,01	
Calor específico de cartón (kJ/(kg·K))	1,5	Peso de cajas (kg)	15		Carga por cajas (kW)	0,00	
Carga total (kW)							11,82

CARGAS POR INFILTRACIÓN								
Infiltración por cambios de aire								
Ancho de la puerta (m)	2							
Altura de la puerta (m)	2,3							
Entalpía del aire de infiltración (kJ/kg)	116,86	Ver carta psicrom.						
Entalpía del aire refrigerado (kJ/kg)	24,85							
Densidad del aire de infiltración (kg/m3)	1,096							
Densidad del aire refrigerado (kg/m3)	1,24							
Factor de densidad "Fm"	0,97							
Número de puertas	4							
Tiempo de apertura-cierre (s)	30							
Tiempo con la puerta abierta (min)	240							
Periodo (diario u otro) (h)	8							
Porción decimal de tiempo de puerta abierta "Dt"	0,504							
Intercambio de aire flujo complet. Establec. "q"	181,98							
Factor de flujo de puerta "Df"	1,10							
Efectividad de dispositivos de protección de puerta "E"	0,90							
Calor promedio ganado por infiltración (kW)							Carga (kW)	10,09

**CARGAS POR FLUJO DIRECTO EN ESPACIOS ABIERTOS**

Velocidad promedio del aire (m/s) [0,3-1,5]	1,5								
Área del espacio abierto (m2)	0,00								
Carga promedio (kW)								Carga (kW)	0,00
<b>FACTOR DE SEGURIDAD</b>									
Carga total (kW)									38,38
Carga con factor de seguridad (kW)									41,12
Carga total (TR)									12,01

## Hoja de Cálculo de la Carga Térmica del Área del Pasillo

DATOS INICIALES	Valores	T en Kelvin	Dif. T (K)	Largo (m)	Ancho (m)	Altura (m)	Espesor pared (in)	Espesor piso (in)			
Temperatura ambiente (°C)	33	306,15		18,09	2,42	3,97	2,5	4			
Temperatura del cuarto (°C)	8	281,15							hi=9.1		
Tiempo de operación (h)	20		25						ho=9.1 (si hay vientos de 25 km/h usar 34)		
CARGA POR TRANSMISIÓN $q=UA\Delta T$ [W]	Lado 1 (m)	Lado 2 (m)	Área (m2)	Material	Espesor (mm)	Cond. Térm. "k" (W/m*K)	hi	ho	Coef. U	Fac. efecto solar (°C)	Carga
Áreas del cuarto											
Techo	18,09	2,42	43,78	Poliuretano	63,5	0,026	9,1	9,1	0,38	0	411,12
Piso	18,09	2,42	43,78	Concreto	101,6	0,25	9,1	9,1	1,60	0	1747,81
Pared 1	18,09	3,97	71,82	Poliuretano	63,5	0,026	9,1	9,1	0,38	0	674,45
Pared 2	18,09	3,97	71,82	Poliuretano	63,5	0,026	9,1	9,1	0,38	0	674,45
Pared 3	2,42	3,97	9,61	Poliuretano	63,5	0,026	9,1	9,1	0,38	0	90,22
Pared 4	2,42	3,97	9,61	Poliuretano	63,5	0,026	9,1	9,1	0,38	0	90,22
CARGA TOTAL POR TRANSMISIÓN											3,69

CARGA POR PRODUCTO							
Cantidad de producto (kg)	0						
Horas requeridas para enfriar el producto	20						
Calor espec. por arriba del pto cong (kJ/(kg·K).)	3,32						
Calor espec. por debajo del pto cong (kJ/(kg·K).)	1,77						
Punto de congelación (°C)	-2,8						
Calor latente (kJ/kg)	0	Cal. Lat. =220					
Energía removida por encima del pto de cong.	Temp. Inicial (°C)	5	Temp. Final (°C)	0	Energía requerida (kJ)	0	0,00
Energía removida desde una T a pto de cong.	Temp. Inicial (°C)	0	Temp. Final (°C)	0	Energía requerida (kJ)	0	0,00
Energía removida para congelar el producto					Energía requerida (kJ)	0	0,00
Energía removida para enfriar de cong. a T final	Temp. Inicial (°C)	0	Temp. Final (°C)	0	Energía requerida (kJ)	0	0,00
Carga total					Carga total (kJ)	0	Carga total (kW) 0,00

CARGAS INTERNAS							
Carga por iluminación	1						0,47
Cantidad de motores	1						
Potencia de motores (kW)	0,52				Carga por mot (kW)		0,52
Carga por personas	Cant. de person.	2	Fact. por pers. (W)	224	Carga por persona (kW)		0,45
Potencia de grúas o montacargas/ hora de trabajo (kW)	0	Tabla 14 Bohn	Horas de trabaj.	0	Carga por montacar. (kW)		0,00
Calor específico de tarimas (kJ/(kg·K))	1,38	Peso de tarim. (kg)	100		Carga por tarimas (kW)		0,01
Calor específico de cartón (kJ/(kg·K))	1,5	Peso de cajas (kg)	15		Carga por cajas (kW)		0,00
Carga total (kW)							2,45

CARGAS POR INFILTRACIÓN							
Infiltración por cambios de aire							
Ancho de la puerta (m)	2						
Altura de la puerta (m)	2,3						
Entalpía del aire de infiltración (kJ/kg)	116,86	Ver carta psicrom.					
Entalpía del aire refrigerado (kJ/kg)	24,85						
Densidad del aire de infiltración (kg/m3)	1,096						
Densidad del aire refrigerado (kg/m3)	1,24						
Factor de densidad "Fm"	0,97						
Número de puertas	2						
Tiempo de apertura-cierre (s)	30						
Tiempo con la puerta abierta (min)	60						
Periodo (diario u otro) (h)	8						
Porción decimal de tiempo de puerta abierta "Dt"	0,127						
Intercambio de aire flujo complet. Establec. "q"	181,98						
Factor de flujo de puerta "Df"	1,10						
Efectividad de dispositivos de protección de puerta "E"	0,90						
Calor promedio ganado por infiltración (kW)						Carga (kW)	2,54



**CARGAS POR FLUJO DIRECTO EN ESPACIOS ABIERTOS**

Velocidad promedio del aire (m/s) [0,3-1,5]	1,5								
Área del espacio abierto (m2)	0,00								
Carga promedio (kW)								Carga (kW)	0,00
<b>FACTOR DE SEGURIDAD</b>									
Carga total (kW)									8,68
Carga con factor de seguridad (kW)									9,55
Carga total (TR)									2,72

## Hoja de Cálculo de la Carga Térmica para el Área de Despacho

DATOS INICIALES	Valores	T en Kelvin	Dif. T (K)	Largo (m)	Ancho (m)	Altura (m)	Espesor pared (in)	Espesor piso (in)			
Temperatura ambiente (°C)	33	306,15		20,15	3	3,97	2,5	4			
Temperatura del cuarto (°C)	8	281,15							hi=9.1		
Tiempo de operación (h)	20		25						ho=9.1 (si hay vientos de 25 km/h usar 34)		
CARGA POR TRANSMISIÓN $q=UA\Delta T$ [W]	Lado 1 (m)	Lado 2 (m)	Área (m2)	Material	Espesor (mm)	Cond. Térm. "k" (W/m*K)	hi	ho	Coef. U	Fac. efecto solar (°C)	Carga
Áreas del cuarto											
Techo	20,15	3	60,45	Poliuretano	63,5	0,026	9,1	9,1	0,38	0	567,69
Piso	20,15	3	60,45	Concreto	101,6	0,25	9,1	9,1	1,60	0	2413,44
Pared 1	20,15	3,97	80,00	Poliuretano	63,5	0,026	9,1	9,1	0,38	0	751,25
Pared 2	20,15	3,97	80,00	Poliuretano	63,5	0,026	9,1	9,1	0,38	0	751,25
Pared 3	3	3,97	11,91	Poliuretano	63,5	0,026	9,1	9,1	0,38	0	111,85
Pared 4	3	3,97	11,91	Poliuretano	63,5	0,026	9,1	9,1	0,38	0	111,85
CARGA TOTAL POR TRANSMISIÓN											4,71

CARGA POR PRODUCTO							
Cantidad de producto (kg)	0						
Horas requeridas para enfriar el producto	20						
Calor espec. por arriba del pto cong (kJ/(kg·K).)	3,32						
Calor espec. por debajo del pto cong (kJ/(kg·K).)	1,77						
Punto de congelación (°C)	-2,8						
Calor latente (kJ/kg)	0	Cal. Lat. =220					
Energía removida por encima del pto de cong.	Temp. Inicial (°C)	5	Temp. Final (°C)	0	Energía requerida (kJ)	0	0,00
Energía removida desde una T a pto de cong.	Temp. Inicial (°C)	0	Temp. Final (°C)	0	Energía requerida (kJ)	0	0,00
Energía removida para congelar el producto					Energía requerida (kJ)	0	0,00
Energía removida para enfriar de cong. a T final	Temp. Inicial (°C)	0	Temp. Final (°C)	0	Energía requerida (kJ)	0	0,00
Carga total					Carga total (kJ)	0	Carga total (kW) 0,00

CARGAS INTERNAS							
Carga por iluminación	1					0,65	
Cantidad de motores	2						
Potencia de motores (kW)	0,52				Carga por mot (kW)	1,04	
Carga por personas	Cant. de person.	5	Fact. por pers. (W)	224	Carga por persona (kW)	1,12	
Potencia de grúas o montacargas/ hora de trabajo (kW)	0	Tabla 14 Bohn	Horas de trabaj.	0	Carga por montacar. (kW)	0,00	
Calor específico de tarimas (kJ/(kg·K))	1,38	Peso de tarim. (kg)	100		Carga por tarimas (kW)	0,01	
Calor específico de cartón (kJ/(kg·K))	1,5	Peso de cajas (kg)	15		Carga por cajas (kW)	0,00	
Carga total (kW)							3,82

CARGAS POR INFILTRACIÓN							
Infiltración por cambios de aire							
Ancho de la puerta (m)	3						
Altura de la puerta (m)	3						
Entalpía del aire de infiltración (kJ/kg)	116,86	Ver carta psicrom.					
Entalpía del aire refrigerado (kJ/kg)	24,85						
Densidad del aire de infiltración (kg/m3)	1,096						
Densidad del aire refrigerado (kg/m3)	1,24						
Factor de densidad "Fm"	0,97						
Número de puertas	3						
Tiempo de apertura-cierre (s)	120						
Tiempo con la puerta abierta (min)	240						
Periodo (diario u otro) (h)	8						
Porción decimal de tiempo de puerta abierta "Dt"	0,513						
Intercambio de aire flujo complet. Establec. "q"	406,65						
Factor de flujo de puerta "Df"	1,10						
Efectividad de dispositivos de protección de puerta "E"	0,90						
Calor promedio ganado por infiltración (kW)						Carga (kW)	22,92

**CARGAS POR FLUJO DIRECTO EN ESPACIOS ABIERTOS**

Velocidad promedio del aire (m/s) [0,3-1,5]	1,5								
Área del espacio abierto (m2)	0,00								
Carga promedio (kW)								Carga (kW)	0,00
<b>FACTOR DE SEGURIDAD</b>									
Carga total (kW)									31,45
Carga con factor de seguridad (kW)									33,50
Carga total (TR)									9,84

## Cálculo de la Carga Térmica del Chiller

Especificaciones de un tanque para almacenar agua a 5 C° con forma de un círculo con un corte excéntrico, semejante a la siguiente figura:



*Figura 8.* Tanque de agua para enfriamiento de pollo

Fuente: Morris y Associates, 2018.

largo=3m, diámetro=2m (3 cuerpos de 3 metros de largo).

Sustitución de agua: 2 litros/pollo y sabiendo que se sacrifican 4000 pollos/hora, se requieren 8000 litros de agua por hora.

$$A = \frac{\pi(1)^2}{2} - 2(0.2) = 1.17 \text{ m}^2$$

$$V = A * L = 1.17 * 3 = 10.53 \text{ m}^3$$

*V aprox.* 11 3.

Por lo que se requieren 11000 litros de agua para llenar el tanque.

El calor específico del aire a 33 °C es de 1007 kJ/ (kg\* °C) y la densidad es de 1,1526

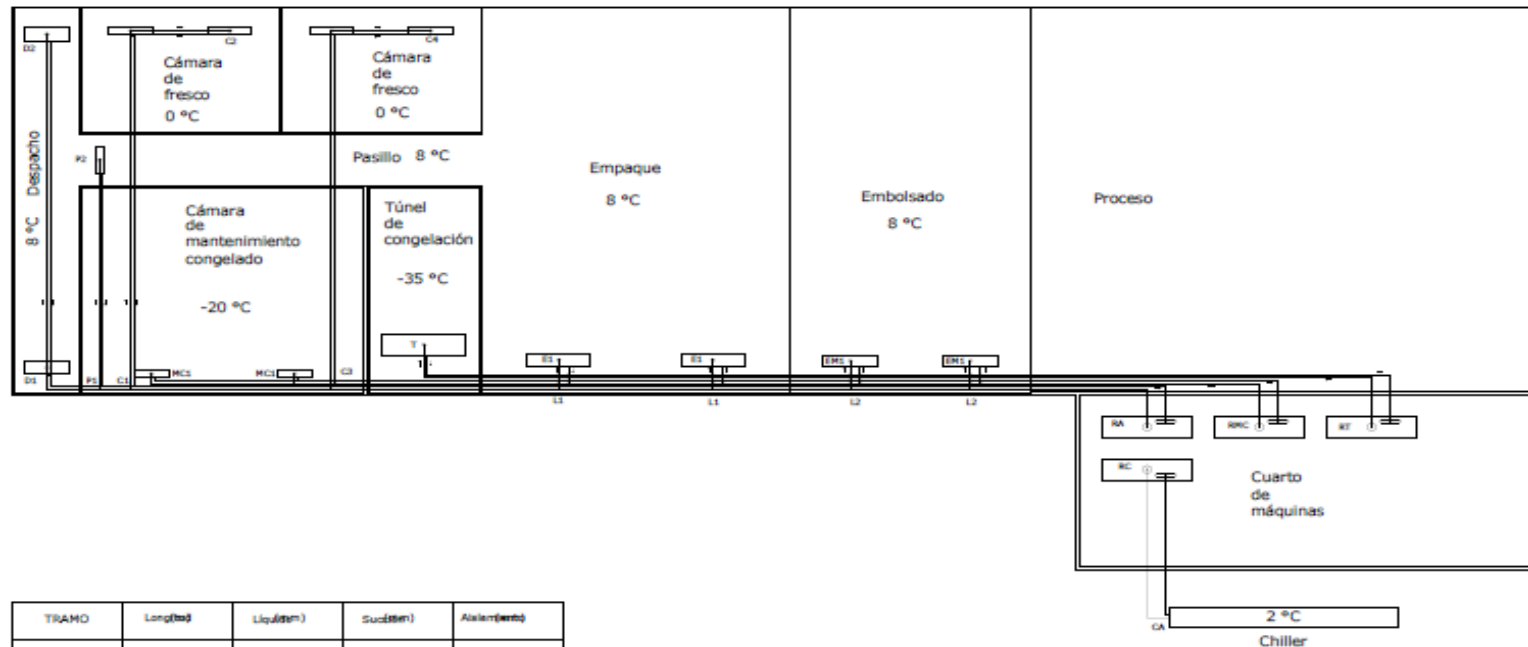
$kg/m^3$ , se utiliza para las paredes del tanque acero inoxidable de calibre 10, el cual tiene un espesor de 3,42 mm. Este acero será AISI 304, con un factor k de 16,3 W/m\*K.

Al tanque se le inyecta aire a razón de 7500 cfm (pies cúbicos por minuto), lo cual equivale a  $12700 m^3/hr$ .

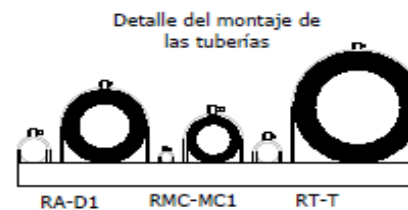
$$12700 m^3 * 1,1526 \frac{kg}{m^3} = 14638 kg \text{ de aire}$$

En resumen, la carga resulta de tener 6000 kg pollo/hora, 14638 kg de aire/hora, 8000 kg agua/hora y 11000 kg de agua para llenar el tanque. Con base en las secciones anteriores para el cálculo de carga térmica, se tiene una carga total en el *chiller* de 570 kW.

# Planos



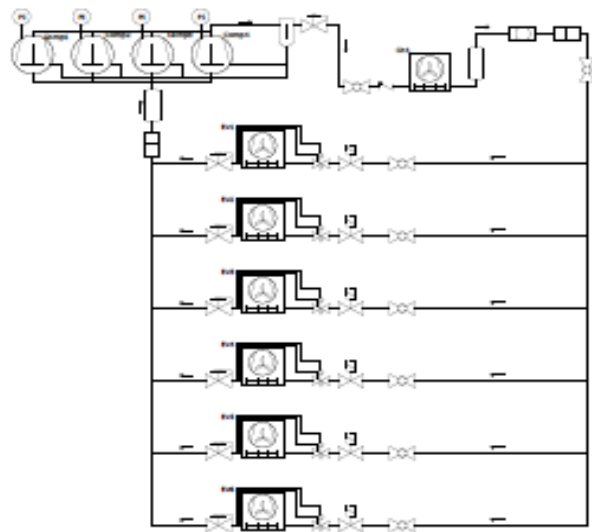
TRAMO	Longitud	Líquido(m³)	Succión(m)	Altura(metro)
RA-D1	52.5	42	79	50
D1-D2	20.5	18	42	25
P1-P2	14	12	28	25
C1-C2	20.5	18	35	40
C3-C4	20.5	18	35	40
RMC-MC1	54.5	18	54	50
RT-T	51.5	35	130 (acero)	65
L1-E1	3.5	22	54	25
L2-EM1	3.5	18	35	25
RC-CA	13	67	130 (acero)	50



Notas: -Se usarán rieles strut para el montaje  
 -Los extremos de las gomas estarán separadas cada 15 cm

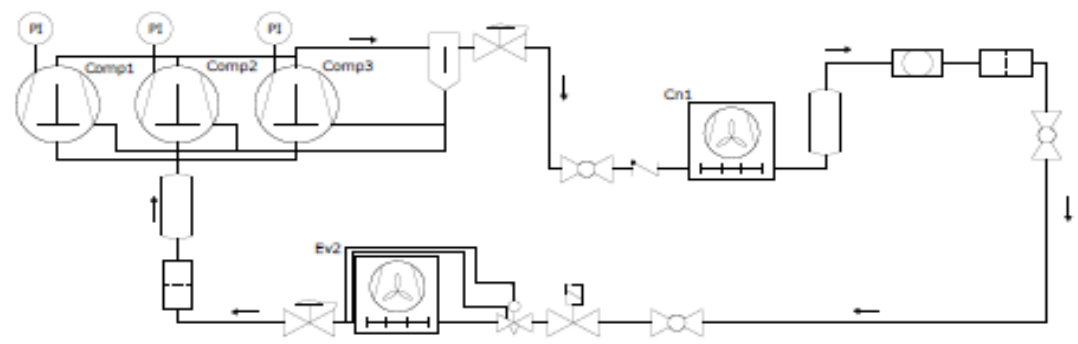


### Zona de media temperatura



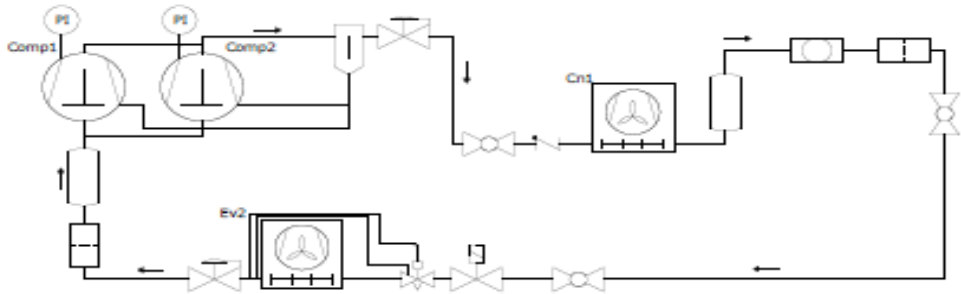
Parametru	Comp1	Comp2	Comp3	Comp4	Ev1	Ev2	Ev3	Ev4	Ev5	Ev6	Clas
Tipul de compresor	Compressor	Compressor	Compressor	Compressor	Evaporator de placa 1	Evaporator de placa 1	Evaporator de placa 1	Evaporator de placa 1	Evaporator de placa 1	Evaporator de placa 1	Condensator
Temperatura (C)	45.0	45.0	45.0	45.0	10.00	10.00	10.00	10.00	45.00	45.0	40
Temperatura (C)	45.0	45.0	45.0	45.0	0	0	0	0	0	0	40
Interconectare	Nu e la interconectare				1 evaporator	1 evaporator	1 evaporator	1 evaporator	1 evaporator	1 evaporator	

### Chiller



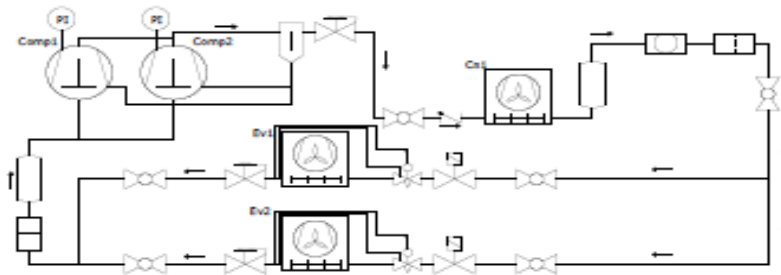
Parametru	Comp1	Comp2	Comp3	Ev1	Clas
Tipul de compresor	Compressor	Compressor	Compressor	Evaporator	Condensator
Temperatura (C)	45.0	45.0	45.0	0	40
Interconectare	Nu e la interconectare				

## Túnel de congelación



Posición	Comp1	Comp2	Ev1	Cn1
Descripción	Compresor 1	Compresor 2	Evaporador 1	Condensador
Potencia (kW)	50.7	50.7	101.4	194.6
Temperatura (C°)	80	80	-30	43
Observaciones	Rack de 2 compresores			

## Mantenimiento congelado



Posición	Comp1	Comp2	Ev1	Ev2	Cn1
Descripción	Compresor 1	Compresor 2	Evaporador 1	Evaporador 2	Condensador
Potencia (kW)	9.1	9.1	9.7	9.7	33.6
Temperatura (C°)	75.1	75.1	-26	-26	43
Observaciones	Rack de 2 compresores				

## Hipervínculos para los Planos

[Diagrama de flujo 1.pdf](#)

[Diagrama de flujo 2.pdf](#)

[Distribución de tuberías.pdf](#)