

**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA EN ENERGÍA**



**“Efecto del tipo de refrigerante en el dimensionamiento de una planta de congelados de 4 toneladas de capacidad. Mercado Tres Estrellas-Chimbote”**

**Tesis para obtener el Título Profesional de  
Ingeniero en Energía**

**Autora :**  
Bach. Enriquez Cruz, Yaniris Fiorella

**Asesor :**  
MSc. Pérez Pinedo, Oscar Fernando  
DNI 32739412  
Código ORCID: 0000-0002-5780-6115

Nuevo Chimbote-Perú

2024

**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA EN ENERGÍA**



**CARTA DE CONFORMIDAD DEL ASESOR**

La presente Tesis para Título fue revisada y se desarrolló en cumplimiento del objetivo propuesto y reúne las condiciones formales y metodológicas, estando encuadrado dentro de las áreas y líneas de investigación conforme al reglamento general para obtener el Título Profesional en la Universidad Nacional del Santa (R.D: N°580-2022-CU-R-UNS) de acuerdo a la denominación siguiente

Tesis para obtener el Título Profesional de Ingeniero en  
Energía

“Efecto del tipo de refrigerante en el dimensionamiento de una planta de congelados de 4 toneladas de capacidad. Mercado Tres Estrellas-Chimbote”

Autora : Bach. Enriquez Cruz, Yaniris Fiorella



-----  
MSc. Pérez Pinedo Oscar Fernando  
Asesor  
DNI 32739412  
Código ORCID: 0000-0002-5780-6115

**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA EN ENERGÍA**



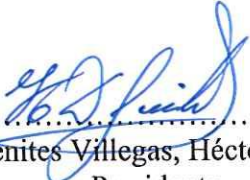
**ACTA DE CONFORMIDAD DEL JURADO**


El presente jurado evaluador da la conformidad del presente informe, desarrollado en el cumplimiento del objetivo propuesto y presentado conforme al reglamento General para obtener el grado Académico de Bachiller y Título Profesional en la Universidad Nacional del Santa (R.D N° 580-2022-CU-R-UNS); titulado:


**“Efecto del tipo de refrigerante en el dimensionamiento de una planta de congelados de 4 toneladas de capacidad. Mercado Tres Estrellas-Chimbote”**

Autora: Bach. Enriquez Cruz, Yaniris Fiorella

Revisado y evaluado por el siguiente Jurado Evaluador.

  
.....  
Mg. Benites Villegas, Héctor Domingo  
Presidente  
Código ORCID: 0000-0002-8809-6371  
DNI 17821639

  
.....  
Mg. Guevara Chinchayán, Robert Fabian  
DNI 32788460  
Código ORCID: 0000-0002- 3579-3771

  
.....  
Mg. Pérez Pinedo, Oscar Fernando  
DNI 32739412  
Código ORCID: 0000-0002-5780-6115



**UNS**  
UNIVERSIDAD  
NACIONAL DEL SANTA

**FACULTAD DE INGENIERIA**  
Dirección E.P. de Ingeniería en Energía

## ACTA DE SUSTENTACION DE TESIS

El día jueves 28 del mes de diciembre del año dos mil veintitrés, siendo las 12:00 p.m. en el Aula E3 de la Escuela Profesional de Ingeniería en Energía, en cumplimiento al Art. 66 del Reglamento General de Grados y Títulos, aprobado con Resolución N°580-2022-CU-R-UNS de fecha 22.08.22, se instaló el Jurado Evaluador designado mediante **Resolución N° 785-2023-UNS-CFI** de fecha 11.12.23, integrado por los siguientes docentes:

- Mg. Héctor Domingo Benites Villegas : Presidente
- Mg. Robert Fabián Guevara Chinchayán : Secretario
- Mg. Oscar Fernando Pérez Pinedo : Integrante

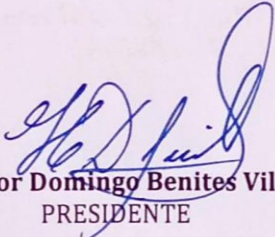
Y según la **Resolución Decanal N°866-2023-UNS-FI** de fecha 19.12.23 se **DECLARA EXPEDITO** a la bachiller para dar inicio a la sustentación y evaluación de la Tesis, titulada: **"EFECTO DEL TIPO DE REFRIGERANTE EN EL DIMENSIONAMIENTO DE UNA PLANTA DE CONGELADOS DE 4 TONELADAS DE CAPACIDAD. MERCADO TRES ESTRELLAS-CHIMBOTE"**, perteneciente a la bachiller: **YANIRIS FIORELLA ENRIQUEZ CRUZ** con código de matrícula N°0200411007, teniendo como asesor al docente **Mg. Oscar Fernando Pérez Pinedo**, según Resolución Decanal N° 270-2022-UNS-FI de fecha 24.05.22.

Terminada la sustentación de la Bachiller, respondió las preguntas formuladas por los miembros del jurado y el público presente.

El Jurado después de deliberar sobre aspectos relacionados con el trabajo, contenido y sustentación del mismo y con las sugerencias pertinentes, en concordancia con el artículo 71° del Reglamento General de Grados y Títulos de la Universidad Nacional del Santa, declara:

BACHILLER	PROMEDIO	PONDERACIÓN
YANIRIS FIORELLA ENRIQUEZ CRUZ	018C151E7E(17)	BUENO

Siendo las 12:45 a.m. del mismo día, se da por terminado el acto de sustentación, firmando los integrantes del jurado en señal de conformidad.

  
Mg. Héctor Domingo Benites Villegas  
PRESIDENTE

  
Mg. Robert Fabián Guevara Chinchayán  
SECRETARIO

  
Mg. Oscar Fernando Pérez Pinedo  
INTEGRANTE



## Recibo digital

Este recibo confirma que su trabajo ha sido recibido por Turnitin. A continuación podrá ver la información del recibo con respecto a su entrega.

La primera página de tus entregas se muestra abajo.

Autor de la entrega:	FIGRELLA ENRIQUEZ
Título del ejercicio:	TESIS REVISION
Título de la entrega:	Efecto del tipo de refrigerante en el dimensionamiento de u...
Nombre del archivo:	TESIS_ENRIQUEZ.pdf
Tamaño del archivo:	2.07M
Total páginas:	109
Total de palabras:	23,461
Total de caracteres:	121,090
Fecha de entrega:	02-ene.-2024 12:48p. m. (UTC-0500)
Identificador de la entre...	2266204593



## Efecto del tipo de refrigerante en el dimensionamiento de una planta de congelados de 4 toneladas de capacidad. Mercado tres estrellas-Chimbote

### INFORME DE ORIGINALIDAD

<b>24%</b>	<b>24%</b>	<b>3%</b>	<b>%</b>
INDICE DE SIMILITUD	FUENTES DE INTERNET	PUBLICACIONES	TRABAJOS DEL ESTUDIANTE

### FUENTES PRIMARIAS

<b>1</b>	<b>repositorio.uns.edu.pe</b> Fuente de Internet	<b>9%</b>
<b>2</b>	<b>hdl.handle.net</b> Fuente de Internet	<b>3%</b>
<b>3</b>	<b>repositorio.unapiquitos.edu.pe</b> Fuente de Internet	<b>2%</b>
<b>4</b>	<b>repositorio.unsa.edu.pe</b> Fuente de Internet	<b>1%</b>
<b>5</b>	<b>gas-servei.com</b> Fuente de Internet	<b>1%</b>
<b>6</b>	<b>docplayer.es</b> Fuente de Internet	<b>1%</b>
<b>7</b>	<b>www.tdx.cat</b> Fuente de Internet	<b>1%</b>
<b>8</b>	<b>repositorio.unp.edu.pe</b> Fuente de Internet	<b>1%</b>

## DEDICATORIA

El presente trabajo está dedicado a mi familia.

Agradezco a mi esposo José Alonso por su dedicación incondicional y a mis hijos Darío y José por la comprensión y esfuerzo.

Y.F.E.C

## AGRADECIMIENTO

Agradecimiento a mi asesor, por el asesoramiento que me  
brindó y su importante aporte  
para elaborar la tesis.

Un agradecimiento a todos mis docentes de  
la Universidad Nacional del Santa  
quienes me brindaron sus enseñanzas  
para poder ser una Ingeniera en Energía  
con alto profesionalismo.

Atentamente,

Y.F.E.C



## ÍNDICE GENERAL

### INDICE

### RESUMEN

CAPITULO I: Introducción.	1
1.1 Realidad Problemática	1
1.2 Antecedentes	3
1.3 Justificación	7
1.4 Hipótesis	8
1.5 Objetivos	8
CAPITULO II: Marco Teórico.	
9	
2.1 Sistema de refrigeración	9
2.2 Sistema de congelamiento	27
2.3 Refrigerantes	39
2.4 Evaluación económica	44
CAPITULO III: Material y método	48
3.1 Material	48
3.2 Método	53
CAPITULO IV: Resultados y discusión.	55
4.1 Determinación de la carga térmica refrigerante	55
4.2 Estimación de los parámetros del ciclo de refrigeración por compresión de vapor para la planta de congelados	58
4.3 Comparación energética	68
4.4 Evaluación económica	71
4.5 Discusión de resultados	73
Conclusiones	75
Recomendaciones	76
Referencias bibliográficas	77
Anexos	83

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 Factor para el numero de renovaciones de aire	51
Tabla 2 Datos Ingreso para determinación de la Carga Térmica	55
Tabla 3 Valores de diseño con refrigerante R-134A del Ciclo de Refrigeración por compresión de vapor en la Cámara de congelamiento	60
Tabla 4 Entalpias específicas del refrigerante R-134A para el diseño del Ciclo de Refrigeración por Compresión de Vapor	61
Tabla 5 Valores de diseño con refrigerante R-507A del Ciclo de Refrigeración por compresión de vapor en la Cámara de congelamiento	62
Tabla 6 Entalpias específicas del refrigerante R-507A para el diseño del Ciclo de Refrigeración por Compresión de Vapor	62
Tabla 7 Valores de diseño con refrigerante R-717 del Ciclo de Refrigeración por compresión de vapor en la Cámara de congelamiento	63
Tabla 8 Entalpias específicas del refrigerante R-717 para el diseño del Ciclo de Refrigeración por Compresión de Vapor	64
Tabla 9 Valores de diseño con refrigerante R-410A del Ciclo de Refrigeración por compresión de vapor en la Cámara de congelamiento	65
Tabla 10 Entalpias específicas del refrigerante R-410A para el diseño del Ciclo de Refrigeración por Compresión de Vapor	65
Tabla 11 Valores de diseño con refrigerante R-404A del Ciclo de Refrigeración por compresión de vapor en la Cámara de congelamiento	67
Tabla 12 Entalpias específicas del refrigerante R-404A para el diseño del Ciclo de Refrigeración por Compresión de Vapor	67

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 Diagrama Presión vs entalpia del Ciclo Ideal de Refrigeración por Compresión de Vapor	14
Figura 2 Distribución de equipos del Ciclo Ideal de Refrigeración por Compresión de Vapor	15
Figura 3 Compresor de pistón	21
Figura 4 Evaporadores	23
Figura 5 Evaporadores de cámaras	24
Figura 6 Condensador enfriado por aire	26
Figura 7 Vista superior de congelador con aire forzado	29
Figura 8 Distribución de la carga en túnel de congelamiento	30
Figura 9 Vista de planta de congelados de Empresa Del Mar – Paita	33
Figura 10 Variación de temperaturas para el diseño de los puntos fríos del Ciclo	39
Figura 11 Nomenclatura de designación de los tipos de refrigerante	42
Figura 12 Dimensiones de cámara de congelamiento	50
Figura 13 Componentes de paredes y techo de cámara de congelamiento	51
Figura 14 Entorno de Cool Pack con EES	53
Figura 15 Variación de temperaturas en el evaporador	59
Figura 16 Variación de temperaturas en el condensador	59
Figura 17 Comparación de los COP según refrigerantes	69
Figura 18 Comparación de los flujos de refrigerantes	69
Figura 19 Comparación entre motores eléctricos del compresor para los refrigerantes	70
Figura 20 Comparación entre motores eléctricos del sistema de refrigeración	71
Figura 21 Flujo de caja de implementación de cámara de congelamiento	72

## ÍNDICE DE ANEXOS

Anexo 1 Diagrama presión vs entalpia del refrigerante R-134A.	84
Anexo 2 Diagrama presión vs entalpia del refrigerante R-507A.	85
Anexo 3 Diagrama presión vs entalpia del refrigerante R-717.	86
Anexo 4 Diagrama presión vs entalpia del refrigerante R-410A.	87
Anexo 5 Diagrama presión vs entalpia del refrigerante R-404A.	88
Anexo 6 Presupuesto de la inversión.	89
Anexo 7 Cuadro de Ingresos y Egresos.	90
Anexo 8 Galería de fotos.	91

## RESUMEN

Una planta de congelado es una unidad térmica que tiene por finalidad mantener a una temperatura de  $-20^{\circ}\text{C}$  un producto, para ello hace uso de un ciclo termodinámico de refrigeración por compresión de vapor utilizando un refrigerante para extraer el calor de la cámara. La planta de congelamiento de la presente investigación es de 4 toneladas de capacidad.

La investigación realizada es de tipo pre -experimental, de naturaleza descriptiva. El diseño es pre- experimental y se usa para establecer una relación entre la causa y el efecto de una situación, en este caso la determinación del refrigerante óptimo. En el diseño de investigación se observa el efecto causado por la variable.

Se determinó la carga frigorífica o de refrigeración la cual es de 21,795 KW equivalente a 6,19 TON de refrigeración. Del mismo modo se estableció una diferencia de  $10^{\circ}\text{C}$  entre las corrientes frías y calientes, con lo cual la temperatura del refrigerante en el evaporador estará a  $-30^{\circ}\text{C}$  y la temperatura del aire necesario para la condensación del refrigerante será de  $20^{\circ}\text{C}$  hasta  $30^{\circ}\text{C}$ . El mejor desempeño para el sistema de congelamiento lo tiene el refrigerante R-507A con una presión de alta dentro del condensador de 18,74 bar y una presión de baja del refrigerante en el evaporador de 2,6 bar, con el que se obtiene un COP de 3,0, obteniendo un valor superior al del R-717 en 19,3% mejor. Se realizó una evaluación económica tomando en cuenta la mejor alternativa de refrigerante obteniéndose un valor del VAN igual a S/ 509 151,43 y un valor de la TIR igual a 49,17% con lo cual se establece que la selección del refrigerante tiene un efecto en el desempeño de la planta de congelamiento.

**PALABRA CLAVE:** Carga frigorífica, refrigeración, refrigerante.

## ABSTRACT

A frozen plant is a thermal unit whose purpose is to maintain a product at a temperature of  $-20^{\circ}\text{C}$ , for which it makes use of a vapor compression refrigeration cycle using a refrigerant fluid to extract heat from the chamber. The freezing plant of the present investigation has a capacity of 4 tons.

The research work is of the pre-experimental type, of a descriptive nature. The pre-experimental research design is used to establish a relationship between cause and effect of a situation. It is a research design where the effect caused by the variable is observed.

The refrigeration or refrigeration load was determined, which is 21,795 KW equivalent to 6.19 TON of refrigeration. In the same way, a difference of  $10^{\circ}\text{C}$  was established between the cold and hot currents, with which the temperature of the refrigerant in the evaporator will be at  $-30^{\circ}\text{C}$  and the temperature of the air necessary for the condensation of the refrigerant will be  $20^{\circ}\text{C}$ . up to  $30^{\circ}\text{C}$ . The best performance for the freezing system is found by the R-507A refrigerant with a high pressure inside the condenser of 18.74 bar and a low pressure of the refrigerant in the evaporator of 2.6 bar, with which a COP of 3.0, obtaining a value higher than that of the R-717 in 19.3% better. An economic evaluation was carried out taking into account the best refrigerant alternative, obtaining a NPV value equal to S/ 509 151.43 and an IRR value equal to 49.17%, which establishes that the selection of the refrigerant has a effect on the performance of the freezing plant.

KEY WORD: Refrigerating load, refrigeration, refrigerant.

## **1. Capítulo I: Introducción.**

### **1.1 Realidad problemática**

En la última década del siglo XX, los fluidos refrigerantes convencionalmente empleados en los sistemas de refrigeración fueron los clorofluorocarbonos. El empleo de los refrigerantes ha generado el deterioro de la capa de ozono; debido a ese gran problema de carácter mundial, a través del Protocolo de Montreal (Programa de las ONU para el Medio Ambiente, 2000) se determinó que su empleo tuviese un límite y de forma controlada por etapas hasta llegar un tiempo en el cual se erradique completamente su empleo. Esto se trajo como consecuencia la producción de nuevos fluidos refrigerantes, tal como: los hidroclorofluorocarbonos (HCFC) (que tienen su efecto contaminante) y luego los hidrofluorocarbonos. Los fluidos refrigerantes HFC, tienen un potencial cero de agotamiento de la capa de ozono, presentan un gran potencial de calentamiento a la atmósfera. Debido a ello, en el Protocolo de Kioto realizado el año 1997 por el Programa Ambiental de las Naciones Unidas, se llegó a clasificar los fluidos refrigerantes en gases de efecto invernadero y según ello se acordó que la producción, empleo y las emisiones de los HFC quedarán controladas y limitadas en el futuro. Esto originó la urgente necesidad de sustituir los refrigerantes convencionales por nuevas sustancias, que se caractericen en no afectar la capa de ozono ni que contribuyan con el efecto invernadero; dentro de lo cual, los hidrocarburos, ya son empleados con éxito en gran parte de los mercados de Europa, Asia y en Norteamérica, por lo cual son una referencia para su empleo.

Para seleccionar un gas refrigerante, se requiere la evaluación del diseño del sistema de refrigeración de compresión por vapor (el cual es de mayor uso a nivel mundial para plantas de congelamiento), por lo tanto, es necesario tomar en cuenta diversos aspectos relevantes, como por ejemplo la demanda o carga térmica frigorífica requerida. Con respecto al fluido refrigerante se debe realizar un estudio comparativo entre los refrigerantes, realizando una evaluación entre sus propiedades físico-químicas para conseguir el mejor desempeño de la planta de congelados, para lo cual es importante conocer las temperaturas máximas y mínimas a trabajar, las cuales en cierta medida están influenciadas por la temperatura ambiental. De este modo no es lo mismo dimensionar una planta de congelados ubicada en la ciudad de Paita con una planta a instalar en la ciudad de Chimbote.

Entre las características para seleccionar un refrigerante es determinar cuál presenta el punto de congelación idóneo conforme a la mínima temperatura del sistema a dimensionar, según ello determinar su grado de aplicación, tener una presión en el nivel de baja temperatura (evaporador) superior a la presión atmosférica con la finalidad de evitar la operación del sistema en vacío, con lo cual habría infiltración de humedad al producirse una fuga, contar con alto valor del punto crítico, de tal manera que se trabaje siempre debajo de dichas características de operación y además que posea un amplio rango de trabajo, tener un bajo valor de su volumen específico, con lo cual está garantizado un compresor pequeño (con un menor consumo de energía eléctrica, teniendo en cuenta que la facturación de energía eléctrica en las plantas de congelado operando en el Perú todas en la Tarifa MT4 o BT4 debido a su alto consumo de electricidad durante las horas punta). Así mismo son factores importantes para seleccionar un refrigerante tenemos la perdurabilidad, seguridad (cero tóxico, no inflamable, ni contaminante), de tal modo que tenga un impacto negativo no solo económico, sino también sobre el medio ambiente.

Las plantas de congelado han comenzado a instalarse con mayor frecuencia debido a la necesidad de conservar alimentos en periodos de escases (atal como ocurre con los productos hidrobiológicos), y muchos de ellos hasta el último lustro fueron instaladas o ensambladas sin criterios de diseño, tan solo montando equipos de diversas procedencias, que en si resultaron en inversiones menores, pero sus costos operativos elevados reflejaron la mala decisión realizada.

Las empresas que han instalado plantas de congelamiento o conservación presentan un problema luego de la puesta en operación, la cual radica en el que al seleccionar incorrectamente el refrigerante, en ciertos casos por ser ecológico no implica que tenga un adecuado desempeño en el sector industrial o por otro lado seleccionan sin ningún criterio, tal como lo hizo el FONDEPES en sus plantas de hielo y conservación a lo largo de todo el litoral, instalando equipos con R-22, el cual tiene un bajo performance con respecto a otros refrigerantes que alcanzan valores de COP superiores.

Para la empresa se presenta el problema de seleccionar un refrigerante según la planta a instalar en este caso para conservación de productos hidrobiológicos, por lo tanto, se presenta el siguiente problema:

¿Cuál es el efecto del tipo de refrigerante en el dimensionamiento de una Planta de Congelado de 4 toneladas de capacidad?



## 1.2 Antecedentes:

Se realizó la siguiente revisión de las tesis como antecedentes en el presente informe: Barahona, L. & Jara, D. (2012) en su investigación para obtener el título de Ingeniero en Energía en la Universidad Nacional del Santa tienen como objetivo mejorar la productividad de un sistema de frío con refrigerantes convencionales y optando para ello refrigerantes con menor impacto al medio ambiente; concluyen que luego de realizar el reemplazo en la cámara frigorífica y en la planta de hielo en bloque los refrigerantes R-404a y R-22 por R-717 manteniendo constante las condiciones térmicas de los sistemas tanto en las condiciones de baja y alta presión, se obtuvo valores de COP de 3.28 y 3.45, con un porcentaje de mejoría mayor al 50%, con lo cual se incrementa la productividad, con lo cual el consumo de electricidad en el compresor se reduce a 90%, para la cual se tuvo que realizar adecuaciones a la planta de hielo como en la cámara de conservación para su adaptabilidad. Del mismo modo los refrigerantes seleccionados permiten un mejor desempeño para las condiciones requeridas del redimensionamiento de planta.

Carpio, L. (2018) en su tesis para obtener el título de Ingeniero Mecánico en la Universidad San Agustín de Arequipa, Perú, tuvo como objetivo el dimensionamiento de cámaras de congelamiento para liofilizado en frutas para una empresa procesadora agroindustrial en Arequipa. Concluye que al determinarse la carga térmica de menor temperatura entre las cuatro cámaras de congelamiento se tuvo que la cámara de pre-congelado alcanza un valor de 395,68 kW, la cámara de corte a 11,14 kW, túnel de congelamiento de 14,54 kW y la cámara de conservación de 6,01 kW, con una carga frigorífica de 427,38 kW, se pudo seleccionar como fluido refrigerante al amoníaco debido a sus características técnicas tal como: posee una elevada capacidad frigorífica y rendimiento energético, con un valor de ODP (destrucción de la atmósfera) de 0, calor de GWP de 0 y un calor latente de vaporización 4 a 6 veces superior a otros fluidos refrigerantes. El presupuesto para la implementación es de \$ 539 480,95 para todas las cámaras.

Córdova, J. & Paredes, A. (2015) en su tesis para optar el título de Ingeniero en Energía en la Universidad Nacional del Santa, tiene como objetivo realizar el

dimensionamiento de un sistema de subenfriamiento y sobrecalentamiento del R-707 para optimizar el COP en una fábrica de hielo; concluyen que el dimensionamiento del sistema se obtuvo un COP inicial es 3,24, y se encuentra limitado por la temperatura mínima dentro de la piscina de salmuera de  $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ , generándose el hielo a  $-3^{\circ}\text{C}$ , seleccionándose al amoníaco como el refrigerante de mejor desempeño para las condiciones requeridas. Se determinó que al subenfriar al refrigerante en condiciones de líquido saturado saliendo del condensador evaporativo, este flujo intercambia calor en un intercambiador de calor llamado interenfriador con el refrigerante en condiciones de vapor saturado saliendo desde el evaporador, obteniéndose un valor del COP igual a 3,86, incrementado un valor de 14 %. Del mismo modo la operación del interenfriador está restringida por la temperatura del tanque de salmuera de la planta de hielo, el cual no es menor a la temperatura de operación del refrigerante que proviene desde el evaporador, para este caso no fue necesario el cambio de refrigerante.

Díaz, M. & Zapata, J. (2020) realizaron una investigación para obtener el título de Ingeniero Mecánico Eléctrico en la Universidad Señor de Sipán-Perú, tuvieron como objetivo el dimensionamiento de una cámara frigorífica para 3 toneladas de pescado en la ciudad de Lambayeque, concluyen que al seleccionar como fluido refrigerante el R-717, el cual presenta un alto desempeño energético, un alto valor del COP y además presenta una eficiencia térmica superior en 3 a 10% con respecto a otros refrigerantes y su consumo eléctrico en el compresor de pistones es mucho menor con respecto a otros sistemas. Además, se seleccionó el caucho como material aislante, por el hecho de ser más comercial, bajo costo, presenta un mejor performance que el resto de materiales de insulado. Se determinó la carga térmica frigorífica, para una operación de 24 horas diarias como carga base, obteniéndose una carga térmica refrigerante de 0,832 kW.

Gonzales, C. & Mora, W. (2020) en su tesis para obtener el título de Ingeniero Mecánico en la Universidad Tecnológica del Perú, tuvieron como objetivo realizar el análisis comparativo entre los refrigerantes R22 con los refrigerantes R-407C y R-290 para un sistema Split de acondicionamiento de aire. Concluyen que según la comparación realizada entre el refrigerante R-407C con el refrigerante R-22, el primero presenta un menor rendimiento energético con un valor de 8,17%, en comparación con

el gas R-22, además el costo o facturación por el consumo de energía eléctrica del sistema con R-407C mejoro en 2.94%, respecto, al consumo de energía eléctrica del refrigerante R-22, con lo cual empleando el gas R-407C se tendría un mayor costo operativo. Mientras que en el benchmarking entre el refrigerante R-290 con el refrigerante R-22, se tuvo como resultado una mayor eficiencia energética en 2,63 % en relación al refrigerante R-22. Por tanto, este resultado indica que el refrigerante R-290 tiene un mejor rendimiento para obtener una mayor carga térmica frigorífica. Del mismo modo, el costo o facturación del consumo de energía eléctrica con refrigerante R-290 es menor en un valor de 38,22% en comparación al consumo de energía eléctrica con el refrigerante R-22, por lo tanto, los sistemas de acondicionamiento con refrigerante R-290 tienen un menor costo operativo, pero presentan un efecto contaminante.

López, A. & Álvarez, R. (2013) en su investigación publicada en la Revista de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Central de Venezuela, tuvo como objetivo la realización de un estudio para dimensionar un sistema de refrigeración de baja potencia empleando R-600a. Concluyen que el COP obtenido para el sistema de refrigeración es 30,2% superior a aquellos sistemas que emplean HFC, es decir, el compresor requiere un menor consumo de energía eléctrica y potencia en comparación a otros sistemas con la misma demanda frigorífica cubierta. En el caso de los hidrocarburos, estos tienen un mayor calor latente de vaporización, con lo cual el sistema requiere una menor carga frigorífica, es decir que se requiere de 500 g de R-134a y 170 g de R-600a para poder cubrir la misma demanda frigorífica. Por otro lado, el flujo masico requerido por el refrigerante disminuye en 66% con respecto al HC. Un sistema de refrigeración que emplee R-600a presenta un mínimo impacto al medio ambiente, debido que, al poseer menor carga de gas, entonces presentara menores emisiones a la atmósfera y por tanto no influye significativamente en el calentamiento global. El valor del COP del sistema con refrigerante R-600a es 7,64 mientras que el COP para un sistema con refrigerante R-134a es 5,87, con lo cual el hidrocarburo consume una menor cantidad de energía eléctrica para generar el mismo nivel de confort y la misma carga térmica para los sistemas analizados.

Toledo, C (2016) en su investigación para obtener el título de Ingeniero Mecánico en la universidad Cesar Vallejo, Chiclayo, Perú, tuvo como objetivo el diseño de un sistema frigorífico para cubrir el incremento de capacidad de conservación para productos lácteos. Concluye que las dimensiones para la cámara de conservación es 5,6 x 3,6 x 2,5 metros, para una capacidad de conservación de 5,5 Toneladas, para una temperatura de operación de 6°C y carga frigorífica de 1 691 kcal/h. Para su construcción se empleará planchas de poliuretano expandido de 100 mm de espesor; así mismo, el sistema de conservación está compuesto por 2 unidades condensadoras (8 982 BTU/h), 2 filtros secadores y 1 válvula reguladora termostática para la reducción de las presiones. Además, empleara tetrafluoroetano (R134a) por ser un refrigerante ecológico.

Torres, D. (2014) en su tesis para optar el título de Ingeniero Industrial en la Universidad Carlos III de España, tuvo como objetivo el dimensionamiento de una cámara de congelación y almacenamiento de pan. Concluye que los en los resultados obtenidos para la carga frigorífica es 26,93 kW. Las cargas frigoríficas se caracterizan que más del 50% del gasto energético (15,84 kW) se emplean para el proceso de congelamiento del producto, desde 5°C hasta -18°C. La potencia y COP obtenidos para el R404A son para el condensador 40,79 kW, compresor 17,11 kW y un valor del COP de 1,276. Mientras que la potencia y COP obtenido para el refrigerante R407F han sido para el condensador 39,24 kW, potencia del compresor de 15,18 kW y un COP de 1,407. Así mismo se determinó que el sistema que emplea el refrigerante R407F tiene el menor consumo de energía eléctrica. Del mismo modo el R407F al tener menores emisiones de CO<sub>2</sub>, menores penalizaciones económicas y su versatilidad para usarlo en diversas instalaciones, se convierte en un refrigerante ideal para reemplazar al refrigerante R404A.

Vásquez, D. (2018) en su tesis para optar el título de Ingeniero Mecatrónico en la Universidad de Piura, Perú, tuvo como objetivo el dimensionamiento de una cámara de congelamiento para 1 500 toneladas de productos hidrobiológicos a -20°C. Concluye que se obtuvo una carga frigorífica de 236 249 Btu/hora, incluyendo las pérdidas por infiltraciones, calor sensible del personal, luminarias y motores eléctricos, así como el calor sensible por transpiración de los productos. La carga térmica

equivalente es de 19,69 TON de refrigeración y con un valor del COP igual a 1.61 (que en si es un valor bajo comparado al Amoniaco, que presenta un mayor COP, pero es peligroso su uso en productos consumibles), mientras que el flujo masico del refrigerante es 0,84 kg/seg con una relación de presiones de 9,88, seleccionándose al refrigerante R-507, el cual presenta la calificación de refrigerante ecológico.

### **1.3 Justificación:**

El propósito de la presente investigación es comparar el desempeño energético, mecánico y la eficiencia energética de los refrigerantes en el dimensionamiento de una planta de congelado con un sistema de refrigeración por compresión de vapor. Para ello se calculara el indicador de desempeño del sistema de refrigeración, en este caso el Coeficiente de performance, la potencia absorbida por el compresor, el rendimiento del compresor, el consumo de electricidad y la eficiencia energética de refrigeración con respecto a la carga térmica frigorífica requerida de la planta de congelamiento, con lo cual se obtendrá un modelo de planta con el menor costo y efecto al medio ambiente en cumplimiento a las regulaciones ambientales internacionales. Del mismo modo permitirá tener un sistema de congelamiento energéticamente eficiente y económico para las empresas que optan por utilizar esta planta para el congelamiento de sus productos en el Mercado tres Estrellas de Chimbote y su alcance es para todo tipo de proyecto similar relacionado a la implementación de un sistema de congelados.

Al concretizarse la implementación de esta planta de congelados se tiene una disminución de los costos de operación y mantenimiento, reducción del empleo de equipo y máquinas, y contribuye en la disminución de la merma en los productos que se produce ya sea por falta o ineficiente capacidad de refrigeración, lo cual se revierte en el futuro para julio 2023 cuando se traslade un sistema eficiente al comité de administración de pescadores artesanales, quienes harán uso del presente sistema.

Con esta planta de congelados en el Mercado Tres Estrellas de Chimbote podrá disminuir el consumo energético que actualmente tiene, contribuye en la disminución de emisiones de gases contaminantes que son generados por los sistemas actuales, asimismo.

#### **1.4 Hipótesis:**

Se enuncia la siguiente hipótesis:

El tipo de refrigerante óptimo permite dimensionar una planta de congelado de 4 toneladas de capacidad con un coeficiente de performance de 3.0.

#### **1.5 Objetivos:**

##### **Objetivo general**

Determinar el efecto del tipo de refrigerante en el dimensionamiento de una planta de 4 toneladas de capacidad

##### **Objetivos específicos:**

- Determinar la carga de refrigeración en la planta de congelado de 4 toneladas de capacidad.
- Determinar las características del ciclo de refrigeración por compresión de vapor con distintos refrigerantes.
- Realizar una comparación en el desempeño entre los refrigerantes evaluados para el dimensionamiento de la planta de congelado de 4 toneladas.
- Realizar una evaluación económica de la planta de congelado de 4 toneladas de capacidad con el refrigerante con el más alto coeficiente de performance

## **2. Marco Teórico.**

### **2.1 Sistemas de Refrigeración.**

#### **2.1.1 Generalidades:**

La Refrigeración, es un proceso térmico a través del cual se disminuye la temperatura de un determinado ambiente o lugar físico, y se mantiene este valor con el objetivo de conservar alimentos o sustancias, obtener un ambiente confortable o alcanzar los puntos de congelamiento de algunos productos. (Betanzos,2011)

La refrigeración consiste en la disminución y mantenimiento del valor de la temperatura de un ambiente en un valor inferior a la temperatura del medio ambiente. Esta disminución de temperatura se realiza mediante la extracción del calor latente de un cuerpo o ambiente, con lo cual disminuye su energía térmica, lo que permite la reducción de la temperatura. La refrigeración implica la transferencia de calor desde un sistema que se requiere enfriar hacia otro, aprovechando para ello sus propiedades termodinámicas y diferencias de temperaturas. La temperatura representa el nivel de energía que contiene un cuerpo; y que da la sensación de calor o frío y evalúa el grado de agitación de los átomos que conforman un cuerpo, los cuales colisionan con mayor velocidad al aumentarse la temperatura. (Barahona & Jara, 2012)

La historia de la refrigeración pre-mecánica, en lo relacionado al uso, producción y almacenamiento de sistemas a temperaturas inferiores a la ambiental se remonta al empleo de la nieve formada en las montañas, al del hielo formada en los lagos, al uso de mezclas químicas para obtener fluidos refrigerantes y al proceso de fabricar hielo por enfriamiento evaporativo del agua. Durante la cultura china que se remonta al año 1000 A.C se utilizaba hielo que procedía de los lagos o era recogido de los pozos donde se iba acumulando durante el invierno. Del mismo modo en estaciones de mayor calor, se hacía uso de mezclas frigoríficas a base a soluciones de sales con agua y hielo. Para el siglo XVIII se tenía un conocimiento de la existencia de 10 a 15 mezclas químicas similares a los refrigerantes empleados para disminuir la temperatura. (Castro & Jiménez, 2018)

La utilización de las bajas temperaturas es un proceso muy conocido por muchas culturas, en el siglo XII la cultura china empleo mezclas de salitre con el objetivo de reducir la temperatura del agua; los árabes en el siglo XIII empleaban técnicas químicas para obtener hielo a través de mezclas; en los siglos XVI y XVII, científicos como Boyle y Faraday realizan los primeros procesos tecnológicos para obtener bajas temperaturas en ambientes cerrados. (Córdova & Paredes, 2015)

En 1834, Perkins desarrollo la patente para una máquina frigorífica basada en la compresión de éter, en 1835 Thilorier obtiene nieve carbónica a través de un proceso de expansión; Tellier llego a construir la primera máquina de compresión para refrigeración, Pictet desarrollo una máquina de compresión con anhídrido sulfuroso, Linde fabrico otra de amoníaco, Linde y Windhausen otra con anhídrido carbónico, Vincent construyó otra con cloruro de metilo, etc. Del mismo modo Carré fue el inventor de la máquina de absorción y Le Blanc-Cullen-Leslie invento la máquina de eyección. (Córdova & Paredes, 2015)

La conservación de alimentos, pieles, productos farmacéuticos y médicos como vacunas y otros toma el nombre de almacenamiento en frío, ya que la temperatura de conservación evita la propagación de bacterias y evita las reacciones químicas que se presentan a temperatura ambiente y que afectan a los productos. La efectividad del hielo como refrigerante se debe a tener una temperatura de fusión de 0 °C y para cambiar de estado requiere un flujo de energía de 333,1 kJ/kg. Del mismo modo la concentración de sal en el agua retarda varios grados el punto de congelamiento del agua salada, con lo cual el agua salada puede permanecer en estado líquido a temperaturas inferiores a 0°C. (Betanzos,2011)

Se presenta las siguientes aplicaciones:

- Acondicionamiento: Los sistemas de acondicionamiento de aire funcionan según las normas de confortabilidad: entre 22°C - 20°C. Se aplica en el sector doméstico, comercial y en la industria.
- Enfriamiento: Los sistemas de enfriamiento operan con rangos de temperatura entre +15°C a +2°C, en ciertos casos a 0°C, sin presentar cambio de estado. Su aplicación es dentro del sector doméstico y la industria para los sistemas de preenfriamiento,



generación de aire acondicionado en los fan coil para grandes capacidades o chillers para generar agua fría en procesos industriales. (Aramburu, 2017)

- Refrigeración: Se refiere a los procesos en los que se produce un cambio físico sin deteriorar la composición química. Su rango de temperaturas para estos procesos oscila de 0° a -18°C. Se aplica en el sector comercial, industrial, investigación y en usos domésticos.
- Congelamiento: Su rango de temperatura oscila entre -18°C a -40°C. Se emplea básicamente para poder conservar largos periodos de tiempo algunos productos, generalmente para transportarlos. Sus aplicaciones son de tipo industrial y para investigación.
- Procesos criogénicos y la refrigeración magnética, tienen aplicaciones industriales como licuefacción de gas natural o del aire en oxígeno. (Aramburu, 2017)

Un ciclo de refrigeración es un arreglo mecánico que se basa en la termodinámica y mecánica de fluidos que se fundamenta en la transferencia de energía térmica entre dos focos a diferentes temperaturas, extrayendo el calor contenido en uno de sus focos reduciendo su temperatura. Este ciclo termodinámico es cerrado y de sentido antihorario. Un fluido refrigerante circula dentro del circuito de refrigeración conformado por tuberías y equipos tal como condensador, evaporador y compresor, cambiando de fase 2 veces a dos niveles de presión distinto, absorbiendo el calor del sistema a baja presión y liberándolo a una presión superior. (Barahona & Jara, 2012)

Los circuitos de los sistemas de refrigeración varían según su aplicación, temperatura que se desea alcanzar y según el tipo de refrigerante empleado, por ejemplo, algunos sistemas requieren altos niveles de seguridad tal como el empleo del amoníaco, en otros casos el grado de insulado juega un papel importante, así como los materiales constructivos de los chillers. Pero los componentes básicos siempre son los mismos variando su tecnología. Los circuitos de refrigeración varían también según la utilidad a emplearse. (Barahona & Jara, 2012)

En una planta de refrigeración el flujo de calor se desplaza desde una zona de baja temperatura por medio del fluido refrigerante hasta la zona de mayor temperatura, donde el calor extraído por el refrigerante es disipado hacia el medio ambiente u a otro fluido de enfriamiento. Este proceso es conocido como proceso inverso, el cual no es un proceso que ocurre por si solo de forma espontánea, para ello los fluidos refrigerantes toman el rol de fluido caloportador. (Córdova & Paredes, 2015)

Para el cálculo y dimensionamiento de los sistemas de refrigeración se debe tener en cuenta el calor latente y calor sensible. El flujo de calor sensible es aquella, cantidad de calor que requiere un cuerpo o una sustancia para incrementar su temperatura si que esto afecte su estructura molecular y su estado físico. La cantidad de flujo de calor requerida para el proceso de calentar o enfriar una sustancia o un cuerpo es directamente proporcional a la masa del cuerpo o sustancia y a su gradiente de temperatura, para ello se debe multiplicar por el calor específico. Por otro lado, el flujo de calor latente es el calor requerido por una masa o cantidad de sustancia para poder cambiar de estado, así tenemos de sólido a líquido o de líquido a gaseoso. Se deberá considerar que para alcanzar este flujo de calor, según el cuerpo o sustancia existe una cantidad de calor para cambio de fase, la cual tiene el mismo de valor para casos de regreso al estado inicial, luego de un cambio de fase. (Córdova & Paredes, 2015)

Para el dimensionamiento de los sistemas de refrigeración se deben tener en cuenta la carga térmica frigorífica la cual está relacionada a la magnitud de calor que debe extraerse por el refrigerante, en este caso para un sistema de conservación estará dada por la cantidad de calor que se extrae de los productos hasta alcanzar la temperatura preestablecida (Córdova & Paredes, 2015)

Del mismo modo debe incluirse las cargas térmicas adicionales que están presentes en el proceso principal, como por ejemplo las infiltraciones que se presentan cada vez que se apertura las puertas, lo cual es consecuencia del gradiente de temperatura entre el ambiente a refrigerar y el medio ambiente (generalmente a temperatura ambiental), lo que provoca que corrientes de aire o ingresen al ambiente, y tiendan a desestabilizar la temperatura requerida. Del mismo el nivel de insulado juega un

rol importante para evitar la infiltración de calor por medio de los muros de las paredes y techo, dentro del material más empleado tenemos el poliuretano expandido para su baja conductividad térmica. (Córdova & Paredes, 2015)

Del mismo modo existe un efecto por parte del personal operador que ingresa a los ambientes refrigerados a manipular la carga, los operadores cuentan un componente de calor sensible debido a la temperatura externa corporal y un componente de calor latente debido a la transpiración del cuerpo humano, a esto se denomina carga térmica por operadores. En muchos casos no es muy significativo su aporte, pero es necesario su cálculo. (Barahona & Jara, 2012)

Otros tipos de carga frigorífica para el dimensionamiento del sistema de refrigeración a tener en cuenta lo representan la presencia de los motores eléctricos que impulsan a los ventiladores y las lámparas que son encendidas cuando ingresa el personal al ambiente refrigerado. El principal componente esta referido al calentamiento de los motores eléctricos trifásicos debido a los fenómenos electromagnéticos en sus bobinas, los cuales ingresan con un determinado valor de calor sensible. (Barahona & Jara, 2012)

### **2.1.2 Sistema de refrigeración por compresión de vapor.**

La refrigeración por compresión de vapor es un método consistente en provocar el flujo de un refrigerante dentro de un circuito cerrado debido a dos ambientes a diferentes niveles de presión, con el objetivo de que el refrigerante extraiga calor desde el evaporador y lo expulse a la atmosfera u otro medio en el condensador. (De los Santos & Mariños, 2017)

En un balance de Energía para un ciclo de refrigeración por compresión de vapor ideal, no se toman en consideración las pérdidas o ganancias de calor en las tuberías, y se considera que tan solo los procesos de intercambio de calor se realizan en el evaporador y el condensador, se compensa las perdidas dentro de las tuberías, aislando adecuadamente con material de insulado como poliuretano expandido en la zona de baja temperatura o con lana de vidrio en las zonas de alta temperatura(salida del compresor). (De los Santos & Mariños, 2017)

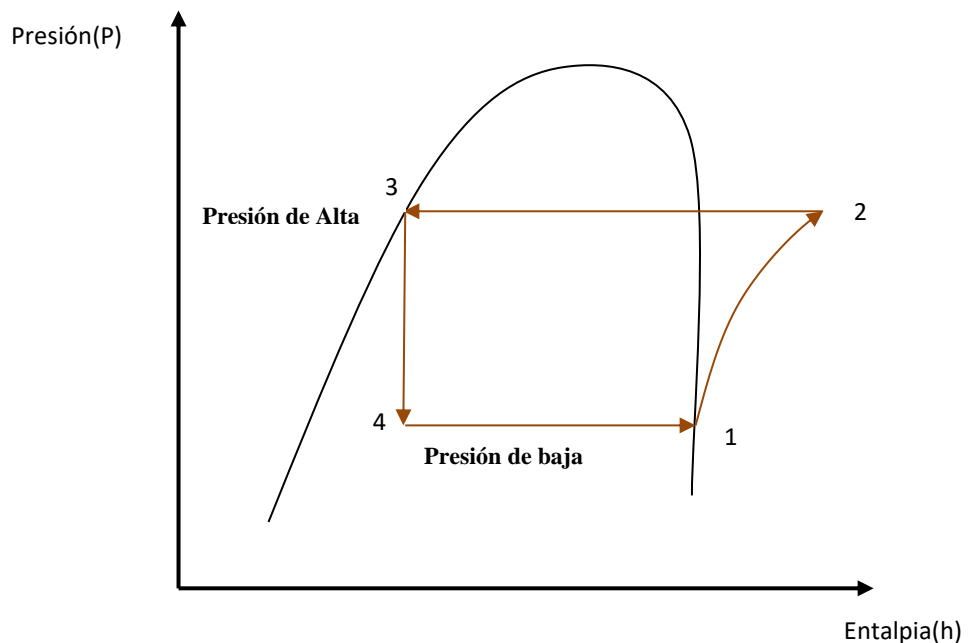
En el ciclo de refrigeración por compresión de vapor el fluido refrigerante se vaporiza a la presión menor del ciclo termodinámico y se condensa a la presión de alta. Está conformada de 4 procesos termodinámicos:

- Compresión isentrópica del refrigerante dentro del compresor.
  - Disipación del calor extraído a presión constante en el condensador evaporativo.
  - Estrangulamiento isoentrópica del refrigerante en una válvula de expansión o tubo capilar para reducir la presión del refrigerante.
  - Absorción de calor de un medio por parte del refrigerante en el evaporador.
- (Barahona & Jara, 2011)

Se tiene el diagrama presión y entalpia, para un ciclo de refrigeración por compresión de vapor ideal.

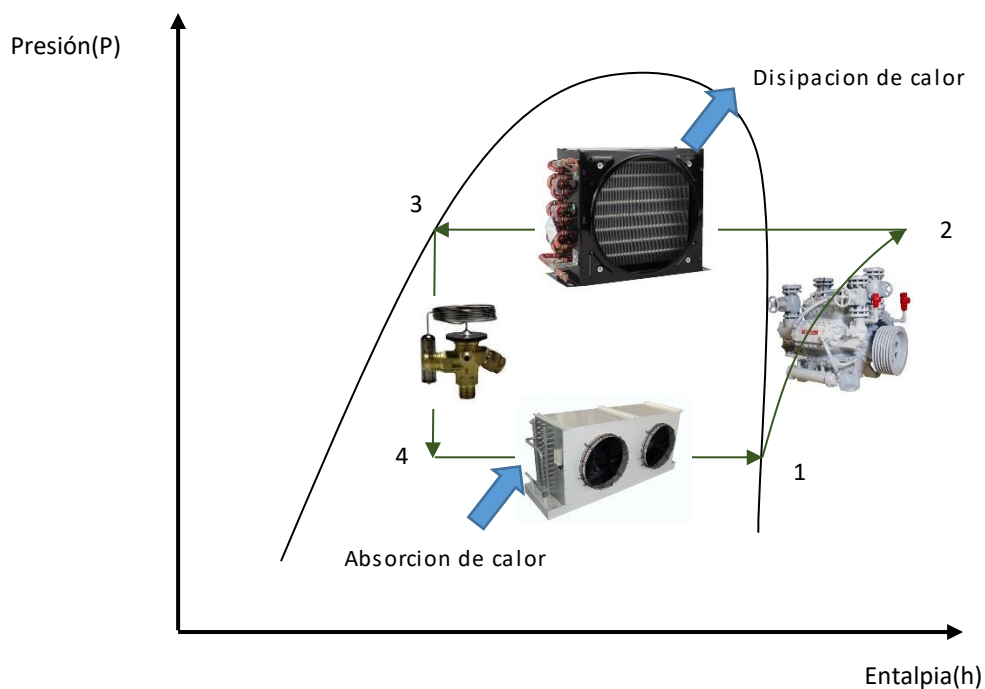
Figura 1:

*Diagrama Presión vs entalpia del Ciclo Ideal de Refrigeración por Compresión de Vapor*



*Nota:* Información elaborada por el autor de la tesis.

Figura 2:  
*Distribución de equipos del Ciclo Ideal de Refrigeración por Compresión de Vapor*



*Nota:* Información elaborada por el autor de la tesis.

En un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor, el fluido refrigerante ingresa al evaporador como vapor húmedo a baja presión e ingresa al compresor en estado de vapor seco o saturado. En los sistemas de control de salida real en muchos casos el refrigerante generalmente se encuentra como vapor sobrecalentado. Este leve nivel de sobrecalentamiento garantiza que el refrigerante se vaporice totalmente cuando ingrese al compresor. Por lo general el tramo de tubería entre el evaporador y el compresor es larga; por lo cual se considera que la caída de presión por rozamiento entre el refrigerante y las paredes internas de las tuberías pueden ser significativas, para lo cual con el sobrecalentamiento se consigue amortiguar estas pérdidas. El resultado del sobrecalentamiento, produce el aumento del volumen específico y, un aumento en el requerimiento de potencia eléctrica por el compresor debido a que el trabajo mecánico es directamente proporcional al volumen específico. (Aramburu, 2017)

Un ciclo real por compresión de vapor presenta irreversibilidades con lo cual se diferencia del ciclo ideal. Dos fuentes de irreversibilidades son la fricción del refrigerante en las tuberías y las pérdidas de calor hacia o desde los alrededores del sistema, generalmente el medio ambiente. (Aramburu, 2017)

### 2.1.3 Procesos en el ciclo de refrigeración por compresión de vapor.

Los procesos que forman el ciclo son:

- Proceso 1-2: Compresión adiabática, isoentrópica y reversible del fluido refrigerante, en este caso el refrigerante a baja presión es comprimido incrementándose la presión y temperatura y reduciéndose el volumen específico, desde el estado de vapor saturado al estado de vapor sobrecalentado. El proceso se realiza suministrando trabajo mecánico al compresor, este último puede ser de tipo alternativo, tornillo o hermético u otra tecnología existente. Este proceso requiere del consumo de energía eléctrica por parte de un motor eléctrico que impulsa al compresor. (Córdova & Paredes, 2015)

El gas refrigerante en estado de vapor saturado es comprimido por el compresor desde el nivel de baja al nivel de alta presión del sistema, mediante un proceso isentrópico en forma ideal. Alcanzado luego de la compresión el estado de vapor sobrecalentado.

La Potencia requerida por el compresor se evalúa con la siguiente ecuación:

$$P_C = \dot{m}_r * (h_2 - h_1) \dots \dots (1)$$

Dónde:

$P_C$  = Potencia desarrollada por el compresor.

$h_2$  =Entalpia específica del refrigerante en estado de vapor sobrecalentado, evaluada según la presión de salida del compresor y a la entropía según la presión de entrada al compresor en estado de vapor saturado.

$h_1$  =Entalpia específica del refrigerante como vapor saturado, evaluada a la presión de ingreso al compresor.

- Proceso 2-3: El fluido refrigerante como vapor sobrecalentado libera calor sensible y latente en un proceso a presión constante desde el condensador del

tipo evaporativo, operando en el nivel de alta presión del ciclo. La liberación del calor extraído o calor de rechazo se efectúa a través de un proceso de intercambio de calor con el medio circundante al sistema de refrigeración, se realiza por medio de un proceso de convección natural en equipos de pequeña capacidad y a través de intercambio de calor indirecto con agua y aire en un sistema de convección forzada para equipos de mayor capacidad. (Córdova, Paredes, 2015)

El refrigerante a alta presión y temperatura ingresa a un condensador donde cede calor extraído por el refrigerante al medio externo. Este proceso tiene dos componentes a presión constante, la primera de ellas cede calor sensible y en el segundo cede calor latente, hasta llegar al estado de líquido saturado. Generalmente la temperatura de salida desde el condensador debe ser superior en 5 a 10°C con respecto al medio ambiente. (Barahona y Jara, 2011)

El efecto producido conocido como Calor de Rechazo o Potencia Calorífica de rechazo del Ciclo, se evalúa con la ecuación:

$$\dot{Q}_R = \dot{m}_r * (h_2 - h_3) \dots \dots (2)$$

Dónde:

$\dot{Q}_R$  = Potencia Calorífica de rechazo en el condensador.

$h_3$  =Entalpia específica del refrigerante como líquido saturado, evaluada a la presión de entrada de salida del condensador (Presión de baja del ciclo)

- Proceso 3-4: Dentro de la válvula de expansión el fluido refrigerante reduce su presión desde el nivel de alta al nivel de baja presión. El proceso se inicia con el refrigerante en estado de líquido saturado, luego se expansiona en un proceso isoentálpico, adiabático y sin ceder o suministrar trabajo mecánico. Este proceso también puede realizarse en tubos capilares, filtros u otro dispositivo mecánico. (Córdova & Paredes, 2015)
- Proceso 4-1: El refrigerante en el estado de vapor húmedo y a la presión de baja, extrae calor de la carga a refrigerar y pasa al estado de vapor saturado. El

refrigerante al absorber el calor de la carga reduciendo la temperatura y manteniéndola durante la operación en un proceso isobárico e isotérmico. Luego de salir del evaporador con un ligero nivel de sobrecalentamiento ingresa al proceso de compresión. Esta etapa se denomina como efecto refrigerante, la cual se caracteriza por que debe incluir no solo la carga térmica a refrigerar, sino también otros componentes que se encuentren dentro del lugar a refrigerar. El proceso se efectúa dentro de un cambiador de calor generalmente de tubos aleteados llamado evaporador. El condensador y los ventiladores permanecen confinados dentro de un gabinete cerrado. (Córdova & Paredes, 2015)}

El efecto refrigerante evalúa la capacidad de refrigerante para extraer calor de un sistema, un ambiente o una sustancia, desde su ingreso al evaporador en condiciones de vapor húmedo hasta el punto de salida como vapor saturado. El efecto refrigerante permite el dimensionamiento del evaporador y de las TON (Toneladas) de refrigeración necesaria para el funcionamiento del sistema de refrigeración. (Córdova & Paredes, 2015)

Se determina con la ecuación:

$$E_R = \dot{m}_r * (h_1 - h_4) \dots \dots (3)$$

Dónde:

$\dot{m}_r$  = Flujo másico de refrigerante. (kg/sg)

$h_1$  = Entalpia específica del refrigerante saliente del evaporador y su valor se evalúa según la entalpia de vapor saturado del refrigerante a la presión de baja del ciclo termodinámico.

$h_4$  = Entalpia específica del refrigerante a la entrada del evaporador, evaluado según la entalpia específica de líquido saturado a la presión de alta del ciclo.

El efecto refrigerante depende directamente de la variación de entalpia del refrigerante, es por ello que los refrigerantes que posean un mayor valor de calor de vaporización presentan mejores desempeños en su operación. (Baldeón & Jara, 2012)



#### 2.1.4 Desempeño de un sistema de refrigeración por compresión de vapor.

Coeficiente de performance o de refrigeración, es un indicador de eficiencia para un ciclo de refrigeración por compresión de vapor, y se determina comparando el efecto refrigerante con la potencia consumida por el compresor. Para los sistemas de refrigeración por compresión de vapor siempre es un valor mayor a la unidad, estando entre valores de 3,2 a 3,5 para instalaciones que producen hielo en bloque y cámaras frigoríficas de conservación y congelamiento. Para instalaciones en las cuales el valor de la temperatura es menor el COP tiende a disminuir, mientras que para sistemas de acondicionamiento a temperaturas superiores a la ambiental, el COP aumenta. (Córdova & Paredes,2015)

$$\text{COP} = \frac{E_R}{P_c} \dots \dots \dots (4)$$

El TON o Tonelada de refrigeración es una unidad que permite evaluar la capacidad de los sistemas de refrigeración y representa el flujo de calor total que se necesita para cambiar de estado una tonelada de hielo. Es un parámetro de comparación entre sistemas de refrigeración y es igual a la extracción de  $3.038 \times 10^5$  kJ en un tiempo de 24 horas, es decir:

$$1 \text{ T. R} = 1 \text{ TON} = 3.516 \text{ kW}$$

#### 2.1.5 Componentes.

##### a. Compresores.

Los compresores son máquinas térmicas estáticas o rotativas cuya función comprimen al refrigerante y elevar su presión en un proceso irreversible de forma real, para los casos ideales se considera isentrópico. Existen diversos modelos y tecnologías de compresores, siendo los más empleados en la industria los de tornillo o los recíprocos. Este equipo requiere el consumo de energía eléctrica para un motor que acciona al compresor. (Belman, 2008)

El desarrollo tecnológico de los compresores estuvo influenciado por diversos aspectos como la razón de peso, tamaño/espacio, capacidad y precio de adquisición, pero la mejora de su rendimiento no ha sido significativa. Al subir los

costos a nivel mundial de la energía, así como los nuevos conceptos como “ciclo de vida útil de activos”, se ha incrementado las inversiones en investigación y desarrollo para mejorar el performance de estas máquinas, con lo cual se han conseguido sistemas mucho más avanzados gracias a los procesos de automatización, nuevos materiales y reingeniería del diseño con lo cual los compresores han mejorado en desempeño y eficiencia del compresor. (Belman, 2008)

Los compresores de tornillo presentan una gama de potencias para plantas de baja capacidad, se caracterizan por ser de uno o dos tornillos que operan de forma simultánea comprimiendo el gas refrigerante. Están diseñados por un tornillo macho y otro hembra que rotan en diverso sentido. Poseen una ligera película de aceite que evita la fricción entre los tornillos. Poseen una gran ventaja con respecto a los compresores alternativos, al poder operar a cargas parciales o con variadores de velocidad, lo cual permite un mejor desempeño de los sistemas de refrigeración. (De los Santos & Mariños, 2017)

Los compresores alternativos: son máquinas térmicas que se caracterizan por poseer un movimiento alternativo del pistón, principal pieza móvil dentro de un cilindro en la etapa de compresión. Representan en la actualidad la mayor parte de compresores más utilizados en diversos sistemas de refrigeración. Sus capacidades están comprendidas entre 0,8 y 1 000 kW, empleándose en sistemas de climatización, industriales, entre otras aplicaciones. (De los Santos & Mariños, 2017)

Los compresores recíprocos se dividen en compresores herméticos, semiherméticos y abiertos. Los compresores herméticos se utilizan en instalaciones tal como refrigeradoras de uso doméstico, exhibidores, congeladoras, enfriadoras, etc. Empleando refrigerantes tal como el R134A, R404A, R407C, R600A y R290. Su arquitectura interna impide el empleo de refrigerantes que atacan el cobre de los devanados de los motores eléctricos. Los compresores semi-herméticos y de tipo abierto se emplean en refrigeración

comercial y en cámaras de conservación y congelamiento. Su rango de potencias varía entre 20 a 600 kW. (Belman, 2008)

Herméticos. Están compuestos por una carcasa única dentro al compresor y al motor eléctrico. Se emplean para sistemas a baja potencia, debido al espacio reducido, con lo cual el compresor es compacto y de pequeño tamaño y son descartados cuando se presenta una falla.

Abiertos. Poseen carcasas independientes para el motor eléctrico y el compresor. Su arquitectura es sencilla y el compresor puede tener un variado número de cilindros. (De los Santos & Mariños,2017)

Los compresores herméticos reciprocantes poseen un mecanismo de compresión formado por un cilindro, que es la parte fija, y un pistón que es la parte móvil. El pistón se desplaza por el cilindro y es accionado por un motor por medio de una biela que genera un movimiento alternativo. Se emplean hasta capacidades de 40 kW. . (De los Santos & Mariños,2017)

Figura 3:  
*Compresor de tornillo*



*Nota:* Información obtenida de Empresa Frio Importaciones

El compresor es impulsado por un motor eléctrico por un sistema de transmisión directa y controlada la operación con variadores de velocidad. Dentro de los sistemas auxiliares para la operatividad del sistema se tiene: tanque separador de

aceite, enfriador de aceite, bomba de aceite. Para enfriar el aceite lubricante se emplea un termosifón acoplado a un cambiador tubular, una parte del refrigerante a menor temperatura es derivado a este sistema para refrigerar el aceite. La unidad auxiliar cuenta con un tanque separador de aceite que permite la separación del refrigerante del aceite posterior a la descarga, debido a que el refrigerante permanece con el aceite y tiene un alto valor de miscibilidad. (Ramos, 2013)

Los compresores rotativos operan con un movimiento de giro variable. Su rendimiento volumétrico es alto en relación a los compresores reciprocantes. Su campo de aplicación esta imitada por la temperatura de compresión, el cual es cerca de 140°C, con lo cual la relación de presión en el compresor de amoniaco no deberá superar el valor de 8, 19 con lo cual la eficiencia volumétrica para este tipo de compresores es muy baja. En los compresores de tornillo se puede alcanzar valores de relaciones de presiones muy altas, ya que tienen un sistema de enfriamiento por inyección de líquido. El refrigerante más utilizado en compresores de tornillo es el amoniaco. (Belman, 2008)

**b. Evaporadores.**

El evaporador es un aparato térmico similar a un intercambiador de calor, tiene una arquitectura formada por un banco de tubos dentro en un recipiente metálico. A través del banco de tubos fluye el refrigerante en mezcla bifásica, y luego de extraer el calor del sistema a refrigera cambia de estado alcanzando la fase de vapor saturado en un proceso isobárico. Los evaporadores tienen en muchos casos superficies aleteadas que el permiten una mayor eficacia en la extracción del calor. (Aramburu,2017)

Los evaporadores se clasifican según su funcionamiento y arquitectura. Para la clasificación según su funcionamiento se cuenta con evaporadores de expansión seca y los de tubos inundados. Y según su arquitectura los evaporadores pueden ser de tuberías sin aletas, de placas, de tubos con aletas y se emplea con ellos un ventilador de aire forzado que fluye en forma de corriente de aire fría a través del evaporador. (Aramburu,2017)

Figura 4:  
*Evaporadores*



*Nota:* Información obtenida de Planta de Hielo Tres Estrellas (2022)

En los evaporadores con ventilador de tiro forzado a baja velocidad, se hace fluir aire que es enfriado por el refrigerante el cual fluye a través de los tubos con aletas. La disposición de los tubos es en arreglo triangular, garantizado que toda la corriente de aire fluya por el evaporador. El flujo de aire que no entra en contacto con los haces tubulares de la primera fila, lo realiza con el haz tubular de la segunda fila, homogenizándose la temperatura de aire frío o helada que fluye por la cámara de conservación. Los materiales desatacándose aceros, cobre y titanio, además que deben ser compatibles con el tipo de refrigerantes. Así tenemos que para fluidos clorofluorados, tal como se ha realizado el presente estudio se emplea tubos de cobre y aletas de aluminio. (Velasco,2011)

La temperatura de evaporación se relaciona de forma directa con la temperatura de ingreso y salida del aire por medio del evaporador. En los evaporadores se emplea por lo general un gradiente de  $10^{\circ}\text{C}$  entre la temperatura de ingreso del aire a enfriar y la temperatura del refrigerante en el evaporador. (Paredes, 2015)

En los sistemas de refrigeración la temperatura del fluido es entre  $5.5^{\circ}\text{C}$  a  $10^{\circ}\text{C}$  menor que la temperatura del aire en la entrada del evaporador de una cámara de congelamiento. Los primeros evaporadores en fabricarse fueron los evaporadores de convección natural, los cuales están suspendidos en la parte superior del

ambiente a refrigerar, consiguiéndose que el aire después de ser enfriado se desplace a la parte inferior, por otro lado el aire caliente se aloja en la parte superior para continuar enfriándose. La velocidad de flujo del aire es relativamente baja, con lo cual la eficacia de la transferencia de calor era baja. Debido a ello surgieron los evaporadores de convección forzada, con ventiladores de baja potencia que impulsan el aire a través de los haces tubulares del evaporador, con lo cual se mejora la eficiencia del proceso. (Paredes, 2015)

El evaporador empleado es del tipo enfriador de aire, en estos equipos la presencia de electroventiladores es relevante ya que permiten la circulación del aire por el evaporador y luego por toda la cámara. Para los sistemas de refrigeración que empleen amoníaco, los tubos son de fabricados de acero inoxidable AISI 304L con espesores de pared mayores a 1 mm y compuesta de superficies extendidas de aluminio que incrementan el área de transferencia de calor. El evaporador este sujeto por una estructura metálica suspendida que soporta el peso del evaporador en su conjunto. La disposición del número de ventiladores y potencia dependerá de la cámara térmica a refrigerar. (Ramos, 2013)

Figura 5:

*Evaporadores de cámaras*



*Nota.* Obtenido de Planta de Refrigeración Tres Estrellas

**c. Condensadores.**

El condensador es un aparato térmico compuesto por un intercambiador de calor dentro del cual se realiza la condensación del refrigerante. Para ello los condensadores pueden ser de convección natural cuando cede el calor al medio ambiente, o pueden ser sistemas mucho más grandes que emplean aire o agua o ambas. (Barahona y Jara,2011)

El principio de funcionamiento es el siguiente: en el condensador se produce la cesión de calor del gas refrigerante al exterior, este calor es la suma del calor absorbido en el evaporador y el producido por el trabajo de compresión; y se produce en tres fases:

- El enfriamiento del refrigerante en estado de sobrecalentamiento proveniente de la descarga del compresor a una elevada temperatura y presión.
- La liberación del calor extraído por parte el refrigerante, cuando éste cambia de fase de vapor sobrecalentado a líquido saturado, al fluido de condensación (aire y/o agua).
- El subenfriamiento del refrigerante en estado de líquido saturado para mejorar el coeficiente de performance, para incrementar el efecto frigorífico o refrigerante en el evaporador. (Barahona & Jara,2011)

Condensador enfriado por aire: Se compone de un haz de tubos por donde circula el refrigerante, una carcasa, un ventilador y un motor eléctrico para impulsar al ventilador. El refrigerante se condensa liberando el calor extraído hacia el ambiente exterior, para lo cual una corriente de aire permite una mejor eficacia de la condensación. La capacidad del condensador es función de la diferencia de temperaturas entre el refrigerante y el medio ambiente. Por lo general se opera con una diferencia de temperaturas de 8 °C a 10 °C sobre el valor de la temperatura del medio ambiente. (Paredes, 2015)

El condensador enfriado por aire viene en su paquete con el compresor y los componentes adicionales de los sistemas de refrigeración por compresión, son compactos y de baja relación peso/espacio, modulares y de rápida instalación. (Paredes, 2015)

Figura 6:  
*Condensador enfriado por aire*



*Nota:* Obtenido de Planta de Refrigeración Tres Estrellas

El condensador enfriado por aire de bajas capacidades posee entre 2 a 1 ventilador que gira a 1800 rpm acoplado directamente a los motores eléctricos, cuyas potencias oscilan entre 1 a 20 HP. Mientras que el condensador evaporativo, es similar a una torre de refrigeración, con la diferencia de que el serpentín del condensador recibe las corrientes de aire y agua ambas a condiciones ambientales y en contracorriente que provocan la condensación del refrigerante. (Paredes, 2015)

**d. Válvulas de expansión.**

Tiene las siguientes funciones:

Reducir la presión del refrigerante a la presión de ingreso al evaporador.

Regular el caudal del refrigerante de fluye por el circuito frigorífico, según los requerimientos de operación del sistema.

Estabilizar la operación del evaporador ante posibles sobrecargas, y con ello se evita que el compresor succione refrigerante en estado líquido. (De los Santos & Mariños, 2017)



## **2.2 Sistemas de congelamiento.**

### **2.2.1 Proceso.**

La congelación como el proceso de preservación de alimentos más común, debido a que reduce la tasa de deterioro del alimento deteniendo el crecimiento de microorganismos, reduciendo las reacciones de deterioro que ocurren en la matriz alimenticia y prolongando así el tiempo de vida útil del alimento. La tecnología de congelación es aplicada a alimentos que van a ser comercializados o consumidos a largo plazo, para consumo a corto plazo es suficiente la refrigeración. (Álvarez, 2021)

La congelación convencional, a escala industrial se realiza una congelación rápida IQF (Individual Quick Freezing); sin embargo, a nivel doméstico es ampliamente utilizada la congelación convencional, a pesar de que esta no es conveniente para preservar todo tipo de frutas, debida a la velocidad con la que se lleva a cabo, se forma cristales de hielo de gran tamaño causando degradación de la integridad celular y afectación en la textura. Este es el caso de las fresas y judías verdes, las que se congelaron en un refrigerador doméstico a temperaturas de -23 y -27 °C respectivamente, posterior a un almacenamiento de 90 días la fruta presentó degradación de la membrana celular y pérdida de firmeza. (Álvarez, 2021)

La congelación puede realizarse por varios métodos para los productos marinos, pero entre más rápida sea esta, se conservará mejor el producto y se causara menor daño en la textura del filete. Aquí los filetes deberán ser acomodados en láminas o mallas plásticas o cualquier otro material inerte y fácil de limpiar, para entrar de manera manual al cuarto congelador o a través de una banda en caso de ser sistema continuo de congelación. Es posible colocar una capa de producto encima de la otra, siempre y cuando los filetes no estén en contacto directo unos con otros, para evitar que queden pegados una vez congelados. Puede ser una práctica común primero acomodar y luego empacar el producto en bolsas de polietileno y después congelarlo, esa no es una práctica adecuada, puesto que la capa de filetes es más gruesa por lo que la congelación es mucho más lenta y por consiguiente daña la textura del producto. Además, por este método se obtiene un bloque de filetes, que no pueden ser manejados de manera individual lo que también puede dañar el producto. Si se quiere tener un producto de alta calidad y de mayor valor agregado, esta práctica no es recomendable. (Hurtado,2014)

Podemos afirmar que las características de un pescado que se congela van a aparecer en el momento de la descongelación, para mejorarlas y para empeorarlas; por lo que, para obtener un congelado de calidad será necesario vigilar y seleccionar el producto fresco, controlando escrupulosamente las operaciones previas, las del proceso en sí mismo y las del almacenamiento posterior. La congelación cumple con los siguientes criterios para la selección del método de conservación:

- En función a la capacidad de conservación o congelamiento del producto.
- Realizar mínimos cambios en las características organolépticas del producto.
- Costo mínimo.
- No debe traer perjuicios para la salud (Hurtado,2014)

El proceso de congelación se efectúa en: túneles con corrientes de aire frío (de  $-35\text{ }^{\circ}\text{C}$  y  $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ ), por contacto directo en congeladores de placas ( $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$  y  $-35\text{ }^{\circ}\text{C}$ ), o en una inmersión en salmueras frías. Luego se añade un método complementario antes del envasado llamado glaseado final. (Hurtado,2014)

La congelación por flujo de aire se realiza en túneles de congelación. En estos sistemas, el aire a muy baja temperatura fluye a través de los productos ubicadas sobre bandejas, ubicados sobre coches que ruedan en el cuarto, impactando sobre ellos una corriente de aire frío a muy baja temperatura. El ventilador impulsa una corriente de aire a los coches y otro ventilador, extrae el aire que ha extraído el calor de los productos, produciéndose un circuito cerrado que va reduciendo la temperatura hasta alcanzarse la temperatura de congelamiento requerida. (Cajahuanca, et al., 2021)

La Congelación por aire forzado requiere de un alto consumo de energía, este sistema consiste en la producción de aire frío en contracorriente al producto, a velocidades de 6 m/s, a través de ventiladores de alta potencia. Se aplica a cualquier producto, independiente de su forma, tamaño y tipo de envase. Se le conoce como túnel de congelamiento. En el tablero de comando del túnel de congelamiento se varía los parámetros de operación tal como la velocidad de la faj transportadora o la velocidad del aire. El empaque al vacío se efectua luego del proceso en el túnel de congelamiento

y luego se embolsa en plástico impermeable a los gases, luego se realiza el vacío en bolsas y se realiza el sellado. (Zuta, 2011)

Figura 7:

*Vista superior de congelador con aire forzado*



*Nota:* Información obtenida de SF Technology

En las instalaciones frigoríficas que emplean aire, como túneles de congelamiento, la velocidad de flujo de aire por lo general es irregular y en algunas zonas es entre 0,1-0,2 m/s, en función al grado de saturación de la carga y la repartición de este dentro del túnel. La velocidad de circulación del aire no debe ser mayor a 5 m/s. (Cajahuanca, Molleda, Olivares & Sánchez, 2021)

## **2.2.2 Tipos de sistemas de congelamiento con aire forzado.**

### **a. Túneles de congelamiento.**

Son instalaciones frigoríficas empleadas en el sector industrial para congelar principalmente frutas y verduras, y en algunos casos carnes como la de pollo y atunes. El proceso de congelamiento en los túneles es lento, lo cual produce cristales de hielo de gran tamaño, que provocan la ruptura del tejido celular del producto. (Hurtado, 2014)

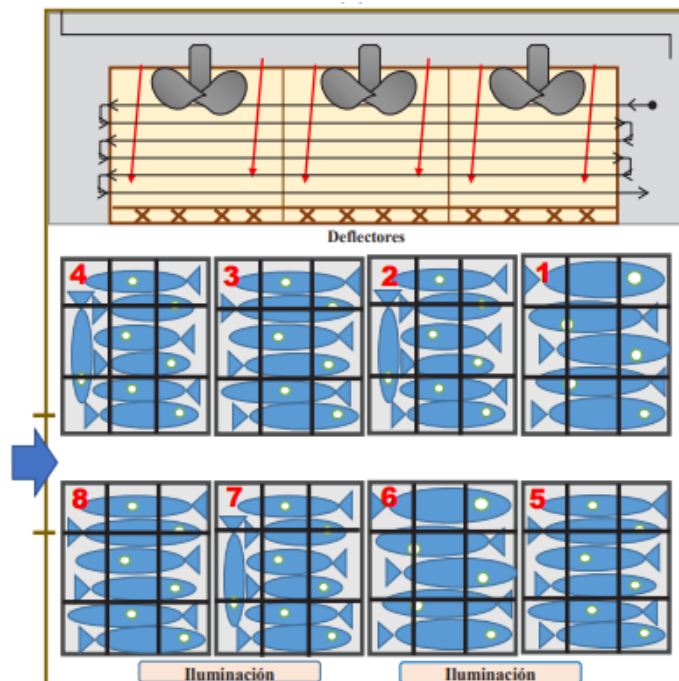
Dentro de los túneles de congelamiento las temperaturas de las corrientes de aire son entre -30 a -40°C. Los productos de gran tamaño como el atún y el bacalao se deben colgar en ganchos suspendidos en carriles y vigas de acero. Mientras que el pescado de menor tamaño se acopia sobre recipientes que se introducen en carros que circulan

dentro del túnel de congelamiento. El proceso es por lotes, renovándose continuamente la carga. Su principal ventaja es que puede emplearse en varios productos modificándose la velocidad de circulación del aire, el tipo y material de bandejas y el periodo de residencia. (Hurtado,2014)

Al establecerse una temperatura de aire frío en  $-35^{\circ}\text{C}$ , se necesita de una temperatura del refrigerante inferior a la del aire a enfriar. Para garantizarse un excelente intercambio de calor se tiene una diferencia de temperatura entre ambos focos de  $7^{\circ}\text{C}$ . Para los freones, al ser la temperatura ambiental de  $20^{\circ}\text{C}$  y considerando una diferencia de temperaturas de  $10^{\circ}\text{C}$ , se tiene una temperatura de condensación  $+40^{\circ}\text{C}$ . Para el caso del amoniaco se considera un gradiente de temperatura de  $+5^{\circ}\text{C}$ , con lo cual la temperatura de condensación tiene un valor de  $+35^{\circ}\text{C}$ . Establecida las temperaturas de evaporación y condensación, se selecciona al refrigerante a emplear según sus características físico químicas. (Florida,2021)

Figura 8:

*Distribución de la carga en túnel de congelamiento*



*Nota.* Información obtenida de Cajahuanca, Molleda, Olivares & Sánchez (2021)

### **b. Congeladores de cinta.**

Los primeros congeladores de cinta que surgieron fueran las de cinta transportadora de malla que circulaban dentro de las cámaras donde el aire fluía a altas velocidades de forma horizontal, para ello era necesario conseguir un flujo continuo del producto, con lo cual se incrementaba la transmisión de calor y aspectos mecánico. En el caso de incrementarse la velocidad del aire para productos pequeños y no envasados este sistema pasaba a ser del tipo sistema de congelamiento de lecho fluidizado. (Zuta, 2011)

### **2.2.3 Parámetros del proceso.**

#### **a. Velocidad de congelamiento.**

La velocidad de congelamiento se refiere al avance o cadencia en tiempo y espacio del frente de hielo en el interior del producto. Experimentalmente se han obtenido valores de velocidad en función a diversos aspectos como formas y grosor del producto. Por ejemplo, para la congelación veloz de bloques en túnel o placas se tiene una velocidad de 5-30 mm/hora. Y para piezas pequeñas de 50-100mm/hora (Zuta, 2011)

La velocidad de congelamiento y la temperatura de almacenamiento influyen sobre el tamaño y la distribución de cristales de hielo sobre los tejidos musculares y modifican la microestructura del músculo, ya que una congelación lenta genera la formación de cristales inter e intracelulares, los cuales generan la rotura de membranas y un desorden ultra estructural del tejido. (Hurtado,2014)

#### **b. Temperatura y tiempo de congelamiento.**

La duración del proceso de congelación depende de la velocidad de congelación ( $^{\circ}\text{C}/\text{h}$ ), definida por el Instituto Internacional de Refrigeración (IIR, 2006) como la diferencia entre la temperatura inicial y final dividida entre el tiempo de congelación, siendo el tiempo de congelación el transcurrido desde el inicio del estado precongelado hasta que se alcanza la temperatura final. El periodo de congelamiento depende del tamaño del producto (generalmente su espesor) y su forma, además de los parámetros del proceso de transferencia de calor y la temperatura del medio de enfriamiento, influyen radicalmente en el proceso. (Hurtado,2014)

Durante la congelación se presentan tres fases distintas de transferencia de calor y cambio de temperatura. En la primera fase, la temperatura del producto se reduce hasta el punto inicial de congelación (justo por debajo de 0°C) donde comienza la formación de hielo. En la segunda fase, la temperatura cambia sólo ligeramente ya que la eliminación de calor es compensada por la transición exotérmica del agua líquida a hielo. La duración de la segunda fase es función de la cantidad de agua de la muestra y de la velocidad de enfriamiento. La disminución del tiempo de esta segunda fase permite una óptima calidad de los productos, incluida la textura. La tercera fase se produce cuando la muestra congelada se equilibra con la temperatura del medio de congelación. (Hurtado,2014)

#### **2.2.4 Carga frigorífica.**

La carga frigorífica representa la capacidad frigorífica de funcionamiento del túnel de congelamiento de un producto y para estimarla se emplea una metodología de cálculo que incluye la determinación de todas las cargas que generan o aportan calor al ambiente a congelar, por lo tanto, es la sumatoria de las potencias frigoríficas para mantener a la temperatura establecida la cámara y todo lo que se encuentre dentro de ella, desde carros, rieles, ganchos, motores, luminarias, entre otros. (Cajahuanca, Molleda, Olivares & Sánchez, 2021)

La carga frigorífica es el flujo de calor que debe extraerse de la cámara, con la finalidad de mantener la temperatura de diseño en su interior de forma constante. Este flujo de calor debe ser igual al calor entrante o que se genera dentro de la cámara frigorífica. La determinación de los requerimientos frigoríficos de una cámara, el balance de energía que determina la carga térmica es rutinaria y repetitiva. Para los cálculos de la carga frigorífica, se emplea una serie de ecuaciones y el empleo de tablas, para simplificar los cálculos y obtener resultados de manera directa. (Vasquez,2018)

La carga frigorífica requerida se calcula en función al aporte del calor de cada uno de los factores que aportan a la carga frigorífica total, su base de cálculo es para un periodo de 24 horas, con lo cual la capacidad o demanda requerida por el motor del compresor se determina dividiendo la carga de 24 horas, por la cantidad de horas reales de operación del compresor en el lapso del día de 24 horas. Para cámaras de conservación que emplean temperaturas de funcionamiento mayores a 0 °C se ha convenido en estimar

la duración de 16 horas/día, mientras que un tiempo de 8 horas se utiliza para el desescarche del evaporador. (Toledo, 2014)

Figura 9:

*Vista de planta de congelados de Empresa Tres Estrellas*



*Nota:* Obtenido de Planta de Refrigeración Tres Estrellas

Para poder mantener la temperatura requerida dentro de una cámara frigorífica y toda la carga almacenada en su interior, se requiere extraer el calor inicial y luego todo el flujo de calor que va ingresando progresivamente por diversos motivos. La extracción del calor,  $Q$ , se determina con la ecuación:

$$Q = Q_P + Q_{\text{otras carga}} \dots \dots \dots (4)$$

$Q_p$ , representa las cargas que están asociadas a la eliminación del calor sensible, del calor latente de solidificación.  $Q_{\text{otras cargas}}$ , incluye los flujos de calor como: transferencia por paredes, suelos y techos, infiltración del aire exterior, la ventilación del medio a congelar, las cargas térmicas por ventiladores, bombas, lamparas, operadores que manipulan los productos, etc. (Vásquez, 2018)

- a. **Criterios generales:** Para alcanzar las condiciones de operación de una cámara de congelamiento o túnel de congelamiento se requiere la extracción del calor inicial y después el que puede ir entrando en la cámara, por bien aislada que este.

La carga total de refrigeración, se determina con la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{total} = \dot{Q}_{productos} + \dot{Q}_{otras fuentes} \dots \dots \dots (5)$$

Donde:

$\dot{Q}_{total}$  = Representa la carga frigorífica total requerida.

$\dot{Q}_{productos}$  = Representa las contribuciones necesarias que tiene en consideración la carga frigorífica a extraer, procedentes del calor sensible, del calor latente de fusión, de reacciones químicas, del embalaje y del calor absorbido por la congelación del agua de los alimentos o productos que se deseen congelar.

$\dot{Q}_{otras fuentes}$  = Incluye los flujos de calor por pérdidas de transmisión de calor en paredes, suelo y techo, la refrigeración para compensar las infiltraciones, la ventilación, las cargas frigoríficas debido a las maquinas accionadas por motores eléctricos dentro de las cámaras de congelamiento, sistemas de iluminación, personal que labora, etc.

- b. **Cálculo de la carga frigorífica de los productos:**

Se tienen los siguientes componentes:

- **Carga frigorífica por enfriamiento de los alimentos  $\dot{Q}_r$  :**

Para conservación del producto que requieran temperatura superior a la de congelación, la carga frigorífica en kW se obtiene con la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_r = c_p * \dot{m} * (T_e - T_f) \dots \dots \dots (6)$$

Dónde:

$c_p$  = Calor específico del producto antes del congelamiento. ( kJ/kg-°K)

$\dot{m}$  = Flujo másico del producto. (kg)

$T_e$  = Temperatura del producto al ingresar en la cámara (°C)

$T_f$  = Temperatura del producto al final del proceso de enfriamiento en la cámara (°C).

Esta temperatura es mayor a la temperatura de congelamiento.



- **Carga frigorífica por congelamiento.**

En el proceso de congelación se tienen 3 etapas:

**Enfriamiento del producto hasta llegar a la temperatura de congelación:**

En esta etapa la carga se enfría desde la temperatura de ingreso a la cámara hasta la temperatura de congelamiento, la carga frigorífica es:

$$\dot{Q}_{c1} = c_p * \dot{m} * (T_e - T_c) \dots \dots \dots (7)$$

Dónde:

$T_{cl}$  = Temperatura de congelación del producto (°C).

**Congelamiento del producto:**

En esta etapa del proceso, la carga se congela, cambiando de estado a temperatura constante.

$$\dot{Q}_{c2} = L * \dot{m} \dots \dots \dots (8)$$

Dónde:

$L$  = Calor latente de congelación.

**Enfriamiento del producto por debajo de la temperatura de congelamiento:**

La carga frigorífica requerida es la siguiente:

$$\dot{Q}_{c3} = c_{pt} * \dot{m} * (T_e - T_l) \dots \dots \dots (9)$$

Dónde:

$T_l$  = Temperatura final del producto, esta temperatura debe ser inferior al de congelamiento.

$c_{pt}$  = Calor específico del pescado por debajo del punto de congelamiento.

Con lo cual la carga frigorífica para congelar el producto es:

$$\dot{Q}_c = \dot{Q}_{c1} + \dot{Q}_{c2} + \dot{Q}_{c3} \dots \dots \dots (10)$$

- **Carga frigorífica por calor de embalajes:**

Los productos a congelar necesitan deben estar en ciertos casos embalados o dentro de envoltorios, con la finalidad de recubrir el producto. El embalaje ofrece una resistencia al paso del calor a bajas temperaturas. El calor de embalaje se evalúa según la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_e = c_e * M * (T_e - T_f) \dots \dots \dots (11)$$

Dónde:

$c_e$  = Calor específico del material de embalaje (kJ/(kg °C))

$M$  = Masa del material de embalaje (kg)

- **Ecuación de la carga frigorífica de los productos:**

Se tiene la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{productos} = \dot{Q}_r + \dot{Q}_c + \dot{Q}_e \dots \dots \dots (12)$$

- c. **Cálculo de la carga frigorífica de otras fuentes:**

- **Carga frigorífica por flujo de calor a través de cerramientos y paredes:**

La pérdida de carga frigorífica a través de las paredes, se presenta por el gradiente de temperaturas entre el ambiente a enfriar y el ambiente exterior.

El costo del material de aislamiento representa un costo significativo, mientras que la efectividad del nivel de aislamiento afecta a la cámara, ya que según ello el flujo de calor se infiltrará a través de las paredes.

En algunos países se emplea el valor de 7 a 8 W/m<sup>2</sup>. La tasa de flujo de calor que ingresa en la cámara por transferencia de calor por las paredes y el techo están determinadas por la expresión:

$$\dot{Q}_t = U * A * \Delta t \dots \dots \dots (13)$$

Dónde:

$U$  = Coeficiente global de transferencia de calor.

$A$  = Superficie del ambiente o envolvente de la cámara frigorífica.

$\Delta t$  = Variación de temperatura entre el interior de la cámara frigorífica y el medio ambiente.

Para la determinación del coeficiente global de transferencia de calor, se tiene en cuenta la siguiente expresión:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{e_1}{k_1} + \frac{e_2}{k_2} + \dots + \frac{1}{h_e}} \dots \dots \dots (14)$$

Dónde:

$h_i, h_e$  = Son los coeficientes convectivos de transferencia de calor interior y exterior de la cámara frigorífica.

$k_1, k_2$  = Son los coeficientes conductivos de transferencia de calor de los materiales de la cámara frigorífica.

$e_1, e_2, \dots, e_n$  = Son los espesores de los materiales que conforman la cámara frigorífica.

Generalmente se tiene la siguiente conformación:

Plancha interior de la cámara frigorífica.

Material de insulado.

Plancha o recubrimiento exterior de la cámara frigorífica.

- **Carga frigorífica por aporte de calor del aire exterior entrante a las cámaras.**

El aporte para compensar la infiltración del aire exterior que se genera por la frecuencia de aperturas y cierres de la puerta para el ingreso o salida de productos.

El número de renovaciones se establece por hora o por día. Se tiene la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_a = V * (\Delta h) * \frac{n}{86.4} \text{ (kW)} \dots \dots \dots (15)$$

Dónde:

$V$  = Volumen de la cámara frigorífica (m<sup>3</sup>)

$\Delta h$  = Calor del aire en kJ/m<sup>3</sup>, obtenido en el diagrama psicrométrico o por tablas.

$n$  = Numero de renovaciones de aire por día.

- **Carga frigorífica por calor liberado por la iluminación interior:**

Las lámparas de los sistemas de iluminación existentes dentro del interior de una cámara frigorífica irradian calor; según su tecnología, el flujo de calor liberado por la iluminación interior se evalúa según la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_i = \frac{P * t}{24} \text{ (kW)} \dots \dots \dots (16)$$

Dónde:

$P$  = Potencia efectiva total de todas las lámparas.

$t$  = Tiempo de funcionamiento en horas/día de las lámparas.

En el caso de que las lámparas sean fluorescentes se multiplica la potencia efectiva total por el factor 1.25 para incluir el efecto de las reactancias de las lámparas.

La cámara frigorífica deberá tener una iluminancia de 125 lux sobre el suelo y 250 lux en las zonas de trabajo especial.

- **Carga frigorífica por calor liberado por las personas:**

Está asociado al calor sensible que liberan las personas que laboran en la cámara frigorífica o que ingresan para realizar alguna maniobra de ingreso o retiro de un producto.

$$\dot{Q}_p = \frac{q * N * T}{24} (kW) \dots \dots (17)$$

Dónde:

$q$  = Calor que aporta cada persona en Watts.

$N$  = Número de operadores presentes en la cámara frigorífica.

$P$  = Tiempo de permanencia en horas/día. Esto varía según el tipo de trabajo que deba efectuarse por las personas al interior de la cámara frigorífica; se evalúa con ratios de 0,5 h/día y 0,8 h/día.

- **Carga frigorífica por calor liberado por motores eléctricos:**

En el interior de la cámara frigorífica existen aportaciones de calor debido al funcionamiento de los motores eléctricos de los ventiladores del evaporador. Así mismo, cualquier máquina que se emplee para la actividad dentro de la cámara frigorífica tendrá un aporte térmico a compensar como, por ejemplo: carretillas elevadoras estas desprenderán calor sensible. Se evalúa esta portación en función a la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_m = 0.2 * \sum_{i=1}^n \frac{P * t}{24} (kW) \dots \dots \dots (18)$$

Dónde:

$i= 1, \dots, n$ , en función al número de motores eléctricos que intervienen en la operación.

Mientras que 0.2 es el factor de conversión de energía eléctrica a energía calorífica.

- **Carga frigorífica por calor total de otras fuentes:**

La carga térmica por calor total de todas las fuentes es igual a :

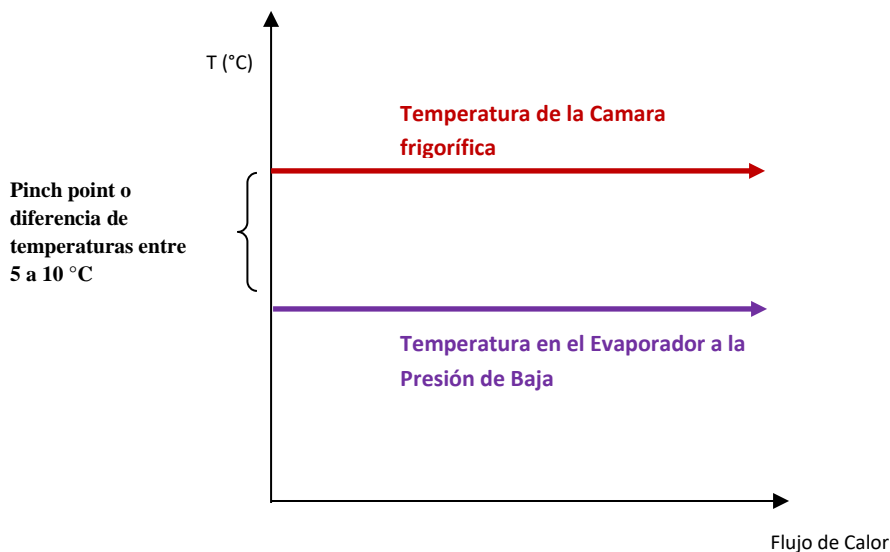
$$\dot{Q}_{otras\ fuentes} = \dot{Q}_t + \dot{Q}_a + \dot{Q}_i + \dot{Q}_p + \dot{Q}_m \dots \dots \dots (19)$$

**d. Carga frigorífica total del túnel de congelamiento.**

La carga frigorífica total permitirá dimensionar los requerimientos del efecto refrigerante en el evaporador. Para esto se debe tener en cuenta que debe existir un Pinch Point entre 5 a 10 ° C entre el lado del evaporador y el lado de la cámara frigorífica.

Figura 10:

*Variación de temperaturas para el diseño de los puntos fríos del Ciclo*



*Nota.* Información elaborada por la tesista.

El Efecto refrigerante se determina según el grado de eficiencia del intercambio térmico y es igual a:

$$\dot{Q}_{ER} = \frac{\dot{Q}_{total}}{Eficacia\ del\ Evaporador} \dots \dots \dots (20)$$

**2.3 Refrigerantes.**

**2.3.1 Generalidades.**

Los Gases Refrigerantes son fluidos aptos para mover el calor comenzando con un lado y luego hacia el siguiente en cantidades adecuadas para generar un movimiento de calor, que actúa en un ciclo, impulsados por un compresor que dirige la energía calorífica de un nivel de baja o alta temperatura (evaporador) a un nivel de alta o baja temperatura (condensador), creando variación de temperaturas en un ámbito dado. Hay innumerables refrigerantes que ahora se utilizan en aplicaciones comerciales e industriales. Cada tipo de refrigerante tiene propiedades que varían entre sí, por ejemplo: densidad, calor

latente, calor específico, puntos de ebullición y otros factores que influyen en la capacidad del refrigerante para mover el calor. (Vinatea, 2018)

Un refrigerante es un producto químico líquido o gas, fácilmente licuable, que se utiliza para servir de medio transmisor de calor entre otros dos en una máquina térmica, y concretamente en aparatos de refrigeración. Los principales usos son los refrigeradores y los acondicionadores de aire. (Betanzos, 2011)

Un refrigerante es cualquier sustancia que pueda absorber calor de algún cuerpo o entorno. También se le puede considerar como un medio para transportar calor de un lugar de baja temperatura hacia otro de alta temperatura. Son muchas las sustancias que pueden ser usadas como refrigerantes sin embargo en la actualidad se usan solo algunas debido a características particulares que las hacen apropiadas. En su mayoría son derivados halogenados saturados que han sido modificados a lo largo del tiempo debido a que se descubrió que producción daños a la atmosfera. Inicialmente se usaron los refrigerantes CFC (Clorofluorocarbonos), el refrigerante R-12 es un ejemplo, y dejaron de usarse a finales de 1994. A su reemplazo se empezaron a usar los HCFC (Hidroclorofluorocarbonos) sin embargo también dejaron de producirse, por ejemplo, el R-22. En la actualidad se encontró una nueva composición de refrigerantes que no dañan la capa de ozono, estos son los HFC y PFC. (Paredes, 2015)

Es considerado refrigerante o fluido frigorígeno en el momento que es utilizado en la transmisión de calor que, en un sistema de refrigeración, ingiere calor a bajas temperatura y presión, exponiéndolo a temperaturas y presiones más altas. Este procedimiento tiene parte, generalmente, con cambios de etapa del fluido. los refrigerantes son asignados de acuerdo a la norma ANSI (American National Estandar Institute) / ASHRAE (Sociedad Americana de Ingenieros de la Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado), dentro de los cuales se encuentran los refrigerantes halogenados; por ejemplo, los supuestos clorofluorocarbonados (CFC), hidroclorofluorocarbonos (HCFC) e hidrofliuorocarbonos (HFC). (Vinatea, 2018)

Características de los refrigerantes.

Punto de congelación. Debe de ser inferior a cualquier temperatura que existe en el sistema, para evitar congelaciones en el evaporador.

Calor específico. Debe de ser lo más alto posible para que una pequeña cantidad de refrigerante absorba una gran cantidad de calor.

Volumen específico. El volumen específico debe de ser lo más bajo posible para evitar diámetros grandes de las tuberías.

Densidad. Deben de ser elevadas para usar líneas de líquidos pequeñas.

La temperatura de condensación, a la presión máxima de trabajo debe ser la menor posible.

La temperatura de ebullición, relativamente baja con presiones cercanas a la atmosférica.

Punto crítico lo más elevado posible.

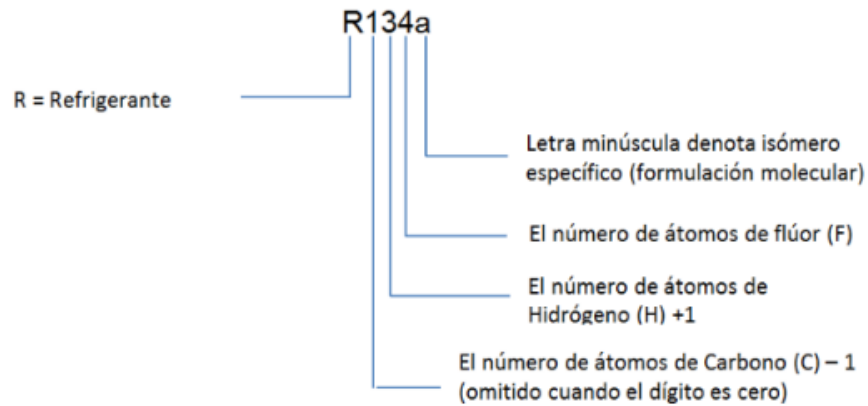
No deben ser inflamables, corrosivos ni tóxicos.

Dado que deben interaccionar con el lubricante del compresor, deben ser miscibles en fase líquida y no nociva con el aceite. (Betanzos, 2011)

La asignación de los refrigerantes basados en hidrocarburos halogenados se realiza de la siguiente manera: “con la letra R seguida de tres números: el primer número, pertenece al número de átomos de carbono menos 1; el segundo número se refiere al número de átomos de hidrógeno más 1; el tercero número se refiere al número de átomos de flúor y cuando tiene letra minúscula, demuestra un isómero de la fórmula molecular. Mientras que los compuestos orgánicos o halogenados se representan teniendo en su estructura molecular átomos de cloro, flúor o ambos, y fueron los que suplantaron una gran parte de los refrigerantes utilizados inicialmente como éter etílico, éter metílico, éter dimetílico, dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>), amoníaco (NH<sub>3</sub>), anhídrido sulfúrico, cloruro de metilo (ClCH<sub>3</sub>), dióxido de azufre (SO<sub>2</sub>) y dicloroetano [C<sub>2</sub>H<sub>4</sub>Cl<sub>2</sub>]. (Vinatea, 2018)

Figura 11:

*Nomenclatura de designación de los tipos de refrigerante*



*Nota.* Información obtenida de ARI 700. (2006)

### 2.3.2 Situación actual.

Según lo acordado en la Unión Europea, y con la eliminación en el empleo de los CFCs y ante la inminente suma de los fluidos HCFC, los refrigerantes de mayor uso en el sector de refrigeración comercial, climatización y doméstico son los HFC y el amoníaco en el sector industrial, y otros refrigerantes naturales en periodo de investigación. Los HFC son seguros en su operación y no afectan al medio ambiente y son inocuos para la capa de ozono, no son inflamables, son de muy baja toxicidad y pueden reciclarse. Son considerados a la fecha los mejores refrigerantes disponibles para la mayor parte de las aplicaciones tecnológicas existentes. (Belman, 2008)

Una gran parte de las emisiones que se generan y emitan a la atmósfera se debe a las emisiones de CO<sub>2</sub>, de las anualmente se producen en todo el mundo cerca de 25 Giga Ton. La contribución por parte de los HFC al efecto invernadero se estima que puede ser como máximo un 3% para el año 2050. La reducción de las emisiones de CO<sub>2</sub> asociadas a la generación de calor o energía eléctrica, la eficiencia energética de los sistemas de producción de frío juega un papel preponderante. A menudo los HFC representa la mejor alternativa para incrementar el rendimiento y por tanto, reducir la contribución indirecta al calentamiento global mediante la disminución de emisiones de CO<sub>2</sub>. (Belman, 2008)



Durante la década de los 90 casi todos los países firmaron y consecuentemente ratificaron el Protocolo de Montreal de san Ignacio y sus correcciones posteriores. Este acuerdo incluye una escala de tiempo estricto para la desaparición de refrigerantes que atacan el ozono y requiere el uso provisional hasta su sustitución por refrigerantes que no dañen el ozono. Este cambio resultó en el aumento de la variedad de refrigerantes de uso común existentes de 3 a 4 veces mayor y en la necesidad de asegurarse de que las prácticas de los ingenieros sean muy exigentes. (Betanzos,2011)

Últimamente, se decidió poner fin a una parte de estos refrigerantes antes del año 2000, por ejemplo: R-11, R-12, R-113, R-115, etc., debido al daño que causan a la Capa de Ozono en la estratósfera. En su sustitución, se utilizarán otros refrigerantes como, por ejemplo: R-123, el R-134a y algunas mezclas ternarias. (Vinatea, 2018)

En ese sentido; debido a la sustitución de los refrigerantes utilizados inicialmente por los Clorofluorocarbonados (CFC) e hidroc fluorocarbonados (HCFC) se concedió una respuesta a todos los problemas de seguridad, que no sean inflamables ni tóxicos. Estableciéndose los cambios de los refrigerantes por otros de baja toxicidad, baja inflamabilidad, baja conductividad térmica en fase gaseosa, buena estabilidad química, baja corrosividad durante el uso y costo razonable, entre otros. Los refrigerantes halogenados son químicamente estables, de baja toxicidad y con excelentes características térmicas; sin embargo, deterioran la Capa de Ozono a través del procedimiento de degradación del Ozono Estratosférico. (Vinatea, 2018)

### **2.3.3 Tipos de refrigerantes.**

#### **a. Halocarburos.**

Son derivados de los hidrocarburos, contienen elementos halógenos (cloro y flúor). Los halocarburos poseen por lo general características muy importantes para su empleo: baja toxicidad, no son inflamables y presentan buena estabilidad química. Se dispone una gran variedad de halocarburos, con diferentes características de presión y temperatura. Los refrigerantes R134a, R-12, R-22 y R-502 son ampliamente empleados en los compresores recíprocos y de tornillo, para las aplicaciones de refrigeración comercial. El R12 está prohibido por el daño que causa al medio ambiente. El R134a es ampliamente utilizado y se le denomina “ecológico”.(Velasco, 2011)

- b. Amoníaco.** Es de gran uso en instalaciones industriales. Es tóxico y corrosivo, por lo que cual debe evitarse su contacto con el cobre o aleaciones de cobre; presenta un elevado calor de evaporación y no es miscible con el aceite lubricante. Su detección en caso de fugas es fácil. Su costo es bajo. (Velasco, 2011)
  
- c. Hidrocarburos.** Algunos hidrocarburos se utilizan como refrigerantes tal como el propano, metano y etano. Sin embargo, son muy inflamables y explosivos, con lo cual está limitada su utilización. Generalmente su uso se limita a plantas petroquímicas y refinerías de petróleo y en plantas de licuefacción de gases criogénicos o plantas de fraccionamiento de aire. (Velasco, 2011)
  
- d. Agua.** Sus características de disponibilidad, seguridad y costo lo hacen ideal para su uso. El agua no resulta apropiada como refrigerante en los sistemas de compresión de vapor. Su empleo está asociada a la corrosión, además su volumen específico es muy alto y obligaría a utilizar equipos de tamaño excesivo cuando cambie a fase gaseosa. Su empleo es en sistemas de refrigeración por absorción en sistemas de climatización o producción de agua fría en conjunto con el bromuro de litio. (Velasco, 2011)

## **2.4 Evaluación económica.**

### **2.4.1 Teoría económica.**

Las decisiones de inversión que una organización realiza representa clave para su desarrollo y avance en un mercado competitivo , aunque todas las decisiones relacionadas a las inversiones empresariales van desde el análisis de las inversiones en capital de trabajo, como la caja, los bancos, las cuentas por cobrar, los inventarios como a las inversiones de capital representado en activos fijos como edificios, terrenos, maquinaria, tecnología ,etc. Para realizar una toma de decisiones correctas se debe tener en cuenta criterios de evaluación y análisis como la determinación de los criterios de análisis, los flujos de fondos asociados a las inversiones, el riesgo e incertidumbre de las inversiones y la tasa de retorno establecida en un país. (Espinoza & Seminario, 2011)

La evaluación de un proyecto representa el proceso de medición de su valorización, que se basa en comparar los beneficios que genera y los costos o inversiones que se

requieren. Existen 2 puntos de vista para la evaluación de un proyecto: la evaluación financiera y evaluación social. La finalidad de la evaluación es determinar los elementos de juicios necesarios para tomar una decisión a ejecutar o no el proyecto, respecto a la rentabilidad que ofrece dicho proyecto. Así mismo tenemos que es necesario por lo siguiente:

- Manejar los resultados de una evaluación financiera, para tomar una decisión para ejecutar o no el proyecto.
- Aplicar la evaluación económica, la evaluación financiera y la evaluación del accionista, para la determinación de la rentabilidad del proyecto.
- Identificación de los elementos que conforman el Estado de Ganancias y Pérdidas, con la finalidad de determinar una proyección de las utilidades del proyecto.
- Manejo de los elementos del flujo de caja para proyectar los ingresos y egresos en efectivo, que generan siempre saldos mayores a cero. (Espinoza & Seminario, 2011)

#### 2.4.2 Indicadores de evaluación.

##### a. Valor actual neto.

El VAN o Valor Actual Neto es el método de mayor uso para la evaluación de proyectos de inversión a largo y mediano plazo. El Valor Actual Neto determina si una inversión cumple con el objetivo básico financiero que es maximizar la inversión. El VAN tiene las siguientes variables:

- La Inversión Inicial (I): Correspondiente al monto o valor del desembolso que la organización hace al inicio del proyecto. En este monto se incluye: el valor de los activos fijos, la inversión diferida y el capital de trabajo.
- Los Flujos de Caja: Corresponden a los flujos de caja futuro de la organización.
- La tasa de descuento: Es la tasa de retorno requerida para la inversión. La tasa de descuento representa la oportunidad perdida de gastar o invertir en el presente.
- Numero de periodos o años de duración del proyecto.

La metodología de obtención del Valor actual neto consiste en descontar al momento actual (actualizar mediante una tasa) todos los flujos de caja futuros del proyecto. A este valor se le resta la inversión inicial, de tal modo que el valor obtenido es el valor actual neto del proyecto.

Al evaluar el VAN se presentan tres posibilidades:

- Si el VAN > 0, La Inversión produce ganancias sobre la rentabilidad exigida, por lo cual, se sugiere aceptar el Proyecto.
- Si el VAN < 0, entonces la Inversión producirá ganancias por debajo de la rentabilidad exigida, por lo tanto, el proyecto debe rechazarse.
- Si el VAN = 0, entonces la Inversión no produce ganancias ni pérdidas, por lo tanto, como el proyecto no aporta valor monetario por encima de la rentabilidad exigida, la decisión deberá tener en cuenta criterios no asociados a la rentabilidad, tal como obtener un mejor posicionamiento en el mercado.

El Valor del VAN se determina con la presente ecuación:

$$VAN = \sum_{t=1}^n \frac{V_t}{(1+i)^t} - I \dots \dots \dots (21)$$

Donde:

$V_t$  = Flujo de caja anual ( U\$/año)

$i$  = Tasa de interés (12 % en el mercado nacional)

$I$  = Inversión inicial realizada ( U\$)

$t$  = Tiempo en años

Para la determinación del  $V_t$  se tiene la siguiente ecuación:

$$V_t = A_t - CO_t \dots \dots (22)$$

Donde:

$A_t$  = Representan los ingresos, ahorros o ganancia obtenida en cada periodo de tiempo de duración del proyecto.

$CO_t$  = Egresos por Costos de Operación y Mantenimiento anual.

b. Tasa interna de retorno:

Se define como la tasa de descuento o tipo de interés en el cual el valor del VAN es igual a cero, es decir, se realizan tanteos con diferentes tasas de descuento consecutivas hasta que el VAN sea cercano o igual a cero y obtengamos un VAN positivo y uno negativo.

Al ejecutar la evaluación del TIR se tienen tres soluciones:

- Cuando la TIR > tasa de descuento ( $r$ ): El proyecto se acepta.
- Cuando la TIR =  $r$ : El proyecto se posterga.
- Cuando la TIR < tasa de descuento ( $r$ ): El proyecto no se acepta.

La TIR se evalúa con la siguiente ecuación:

$$VAN = 0 = -I + \sum_{t=1}^n \frac{V_t}{(1 + TIR)^t} \dots (23)$$

### 3. Capítulo III: Material y Método

#### 3.1 Material:

##### 3.1.1 Refrigerantes.

- **Refrigerante R-134A.** El gas refrigerante R-134a es un HFC que sustituye al R-12 en sistemas de refrigeración nuevos, debido a que no es nocivo al medio ambiente y tampoco daña la capa de ozono. Posee una gran estabilidad térmica y química, baja toxicidad y no es inflamable, presenta una excelente compatibilidad con la mayoría de los materiales de fabricación de sistemas de refrigeración. Su clasificación es A1 grupo L1. Es un refrigerante alternativo al R-12 para el retrofitting en instalaciones o plantas nuevas. Se emplea en los sistemas de climatización de los automóviles y en refrigeradoras domésticas, en los chillers del sector industrial y comercial además en el transporte frigorífico a temperaturas mayores a 0°C.
- **Refrigerante R-507A.** El R-507A es una mezcla azeotrópica compuesta por R-125 y R-143a. Sus propiedades termodinámicas la constituyen como el sustituto ideal del R-502 para el sector de la refrigeración, en baja y media temperatura. Se caracteriza por tener una buena estabilidad química y térmica y tiene muy baja toxicidad. Su principal aplicación es en instalaciones nuevas que operan a bajas y medias temperaturas. También se pueden reconvertir algunas instalaciones que operan con R-502 a R-507A, eliminando el 95% del aceite mineral o alquilbencénico original por un aceite poliéster, para ello también se requiere cambiar el filtro secador (recomendable tamiz molecular XH9), sustituir la válvula de expansión por una de R-507A e incrementar el tamaño del condensador.
- **Refrigerante R-717.** Presenta desventajas como la toxicidad, es inflamable y explosivo bajo ciertas condiciones, pero sus excelentes propiedades termodinámicas lo hacen ser un refrigerante idóneo en el sector industrial como para fábricas de hielo, grandes almacenes de enfriamiento, etc., donde debe contarse con personal y operadores experimentados para su manipulación segura.  
El amoníaco es el refrigerante que posee el más alto efecto refrigerante por unidad de peso.  
Su punto de ebullición a presión atmosférica es de -2,22°C.

En la presencia de la humedad el amoníaco se vuelve corrosivo para los materiales no ferrosos.

El amoníaco no es miscible con el aceite.

El amoníaco es muy comerciable y es el más barato de los refrigerantes.

- **Refrigerante R-410A.** El gas R-410A es una mezcla casi azeotrópica de dos gases HFC: diclorometano (R-32) y pentafluoroetano (R-125), el cual se utiliza como refrigerante en instalaciones de climatización. Es un refrigerante de alta seguridad, clasificado por ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers) como A1/A1, es decir, no tóxico y no es inflamable aun cuando existiese fugas.

Su aplicación principal es en equipos para aire acondicionado de baja y media potencia, se encuentra en un proceso de desarrollo, debido a la compatibilidad de ciertos materiales que deben ser adaptables ala refrigerante.

Los niveles de presión del R410A son altos, por tanto, deberán emplearse mangueras, manómetros y material frigorífico adecuado para soportar las presiones de trabajo. El R410A solo debe emplearse con aceites de poliéster o de poliviniléter con los que es miscible.

- **Refrigerante R-404A.** El gas refrigerante R-404A es una mezcla HFC+HFO sustituto directo “drop-in” del R-404A y R-507 en instalaciones existentes. Como todos los refrigerantes de este grupo no es dañino a la capa de ozono Es una alternativa al R-404A y R-507 para instalaciones nuevas de media y baja temperatura. Es un "Drop-in" sustituto directo del R-404A y R-507 en equipos existentes de refrigeración comercial e industrial de media y baja temperatura de desplazamiento positivo y expansión directa (instalaciones centralizadas, sistemas distribuidos, frigoríficos/refrigeradores tipo salas de elaboración, cámaras conservación/congelación, almacenes frigoríficos, equipos plug-in). Es compatible con los equipos, componentes, lubricante y juntas de una instalación existente de R-404A y R-507. Tiene bajo Potencial de Calentamiento Atmosférico (GWP).

### 3.1.2 Características de cámara de congelamiento.

#### a. Dimensiones de la cámara de congelamiento.

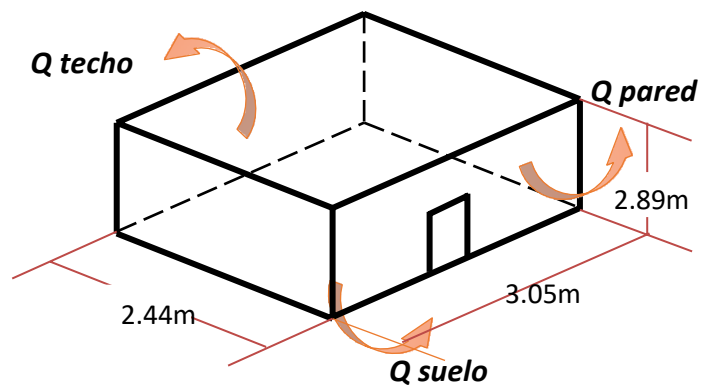
Altura: 2,89 m.

Ancho : 3,05 m.

Largo : 2,44 m.

Figura 12:

*Dimensiones de cámara de congelamiento*



*Nota.* Elaboración propia

#### b. Propiedades del insulado.

Se utiliza para túneles de congelamiento un espesor de 20 mm para las paredes y techo debido a que la temperatura interna de la cámara se encontrara a  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$  (Texto: Refrigeración de Ramírez Miralles(2000).

El empleado en la construcción de las cámaras en paredes y techos es el panel tipo Sándwich con relleno de poliuretano expandido, cuyas características técnicas son:

Reacción al fuego, clasificación B S2-d0.

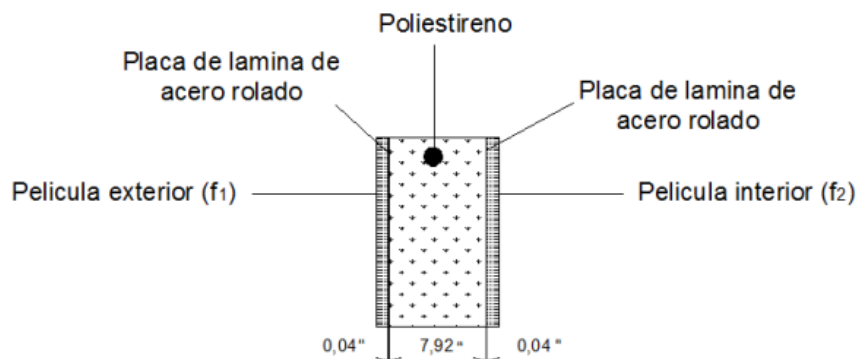
Conductividad térmica  $0,278\text{W}/\text{m}^{\circ}\text{C}$ .

Fijación entre paneles por gancho de acero inoxidable.



Figura 13:

*Componentes de paredes y techo de cámara de congelamiento*



*Nota.* Elaboración propia

**c. Condiciones ambientales.**

Temperatura ambiental: 20 °C.

Presión atmosférica: 1 Bar.

Humedad relativa: 62%.

Tabla 1:

*Factor para el número de renovaciones de aire*

<b>Temperatura de aire de entrada (condición a 80°F)</b>			
<b>Temperatura de cámara de congelamiento</b>	<b>Humedad relativa</b>		
	<b>50</b>	<b>60</b>	<b>62</b>
-5	2.79	2.98	3.018
-7.6	2.86	3.058	3.09
-10	2.93	3.13	3.17

*Nota.* Información obtenida del texto Dossat (10-8B)

**d. Características de maniobrabilidad.**

Número de trabajadores que ingresan al día : 01

Tiempo de residencia: 0.15 minutos/ cada 6 horas.

**e. Accesorios.**

04 lámparas de 32 W para iluminación interior.

Frecuencia de operación 2 horas/día.

03 electroventiladores de 0,25 HP dentro de los evaporadores.

Frecuencia de operación 18 horas/día (valor recomendado para días de verano en el Texto de Refrigeración Industrial de Ramírez Castillo).

**f. Personal.**

02 operadores.

Potencia calorífica liberada a  $-5^{\circ}\text{C}$  es 300 w. (valor recomendado para días de verano en el Texto de Refrigeración Industrial de Ramírez Castillo).

Frecuencia de operación 3 horas/día (Valor tomado según la cadencia de trabajo de la empresa para la manipulación de productos en la cámara de congelamiento)

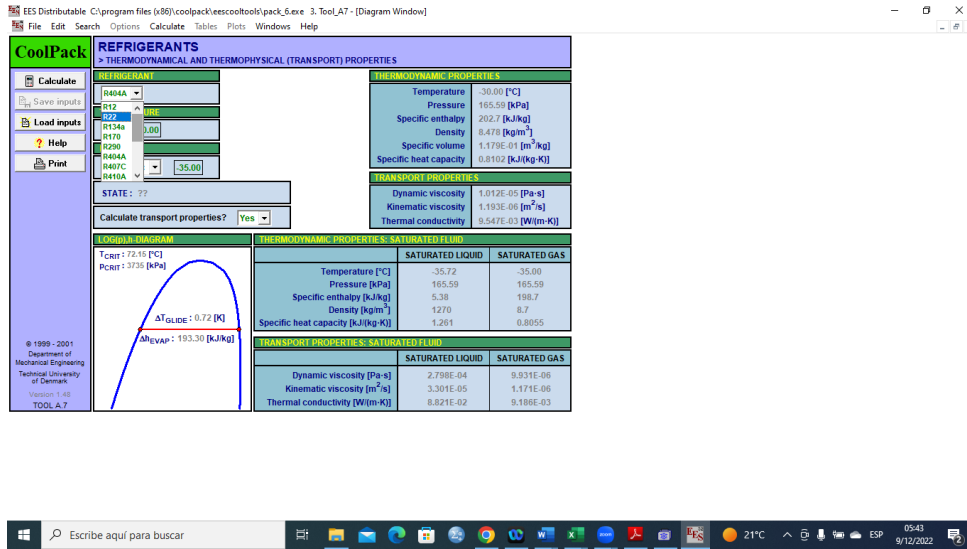
**3.1.3 Software de refrigeración.**

CoolTools es un software para simulación de sistemas de refrigeración con diversos fines, por ejemplo, análisis de ciclos termodinámicos, dimensionamiento de componentes principales, análisis y optimización de energía. CoolTools aún está en desarrollo, pero pretende convertirse en un reemplazo del antiguo software CoolPack que admita nuevos modelos de ciclos y refrigerantes. Los siguientes propósitos de simulación están cubiertos:

- Análisis de ciclo termodinámico: comparación de un ciclo de expansión directa de una etapa y un ciclo de inundación de una etapa.
- Dimensionamiento del sistema de refrigeración: cálculo de los tamaños de los componentes a partir de criterios generales.
- Simulación del sistema: cálculo de las condiciones de funcionamiento.
- Cálculos de componentes: desempeño de los componentes y COP del ciclo termodinámico.
- Evaluación del funcionamiento.
- Investigación de procesos.

Figura 14:

*Entorno de Cool Pack con EES*

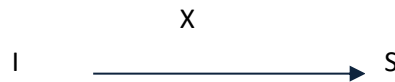


*Nota.* Información obtenida de Cool Pack Tools

**3.2 Método.**

**3.2.1** El presente trabajo de investigación es del tipo pre-experimental, de naturaleza descriptiva.

**3.2.2** El diseño de la investigación es del tipo descriptivo y aplicado, en la cual se dispuso de una muestra sobre la cual se realizó el estudio y se recogió la información relevante, la siguiente figura representa este diseño:



I: Variable de Ingreso.

S: Variable de Salida.

X: Cambios o manipulación.

**3.2.3 Metodología de cálculo:**

Se presenta la siguiente secuencia para obtención de resultados y discusión del informe:

- Determinación de la carga frigorífica en la planta de congelado de 4 toneladas de capacidad.

- Determinación de las características del ciclo de refrigeración por compresión de vapor con distintos refrigerantes aplicando cálculos termodinámicos.
- Realización de una comparación en el desempeño entre los refrigerantes evaluados para el dimensionamiento de la planta de congelado de 4 toneladas.
- Evaluación económica de la planta de congelado de 4 toneladas de capacidad con el refrigerante con el más alto coeficiente de performance.

#### 4. Capítulo IV: Resultados y Discusión.

##### 4.1 Determinación de la carga térmica refrigerante.

###### a. Datos requeridos:

Se tienen la siguiente información:

Tabla 2:

*Datos Ingreso para determinación de la Carga Térmica*

Parámetro	Símbolo	Cantidad	Unidad
Capacidad	$\dot{m}$	4	Ton/día
Temperatura del pescado al ingresar a la cámara frigorífica	$T_e$	20	°C
Temperatura de congelamiento	$T_f$	-2.2	°C
Temperatura del producto en la cámara frigorífica		-20	°C
Calor específico de refrigeración del pescado	$c_p$	3.18	kJ/kg °C
Calor latente de congelación del pescado	$L$	232	kJ/kg
Calor específico del pescado por debajo del punto de congelamiento	$c_{pt}$	1.72	kJ/kg °C
Coefficiente global de transferencia de calor del poliuretano	$U$	0.278	W/m <sup>2</sup> °C
Espesor de material de insulado (poliuretano)	$e$	20	cm
Temperatura ambiente	$T_{amb}$	20	°C
Numero de renovaciones de aire	$n$	4.1	n/día
Calor del aire, obtenido en el diagrama psicométrico o por tablas	$\Delta h$	55.8	kJ/m <sup>3</sup>

Los parámetros de temperatura fueron medidos en la cámara de congelamiento, mientras que el resto de parámetros se obtuvieron del texto REFRIGERACION INDUSTRIAL de Ramírez Castillo

*Nota.* Elaboración propia

**b. Carga térmica del producto.**

• **Refrigeración de los alimentos  $\dot{Q}_r$  :**

Aplicando la ecuación 7 y con la información de la tabla 2, se tiene el siguiente cálculo:

$$\dot{Q}_r = 4\,000 \frac{\text{kg}}{\text{dia}} * 3.18 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}} * (20 - -2.2)^\circ\text{C} * \frac{1 \text{ hora}}{3,600 \text{ sg}} * \frac{1 \text{ dia}}{18 \text{ horas}}$$

$$\dot{Q}_r = 4,35 \text{ kW}$$

• **Congelamiento del producto:**

Aplicando la ecuación 8 y con la información de la tabla 2, se tiene el siguiente cálculo:

$$\dot{Q}_{c2} = 232 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} * 4\,000 \frac{\text{kg}}{\text{dia}} * \frac{1 \text{ hora}}{3,600 \text{ sg}} * \frac{1 \text{ dia}}{18 \text{ horas}} = 14,32 \text{ kW}$$

• **Enfriamiento del producto por debajo de la temperatura de congelamiento:**

Aplicando la ecuación 8 y con la información de la tabla 2, se tiene el siguiente cálculo:

$$\dot{Q}_{c3} = 1,72 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}} * 4\,000 \frac{\text{kg}}{\text{dia}} * (-2,2 - (-20))^\circ\text{C} * \frac{1 \text{ hora}}{3,600 \text{ sg}} * \frac{1 \text{ dia}}{18 \text{ horas}}$$

$$\dot{Q}_{c3} = 1,89 \text{ kW}$$

• **Carga térmica del producto:**

Aplicando la ecuación 10:

$$\dot{Q}_c = 4,35 + 14,32 + 1,89 = 20,56 \text{ kW}$$

**c. Carga térmica otras fuentes:**

• **Carga térmica por flujo de calor a través de techo y paredes:**

Aplicando la ecuación 13 y con información de la figura 12, se tiene el siguiente calculo:

$$A = (2 * 3,05 * 2,44) + (2 * 3,05 * 2,89) + (2 * 2,44 * 2,89) = 46,61 \text{ m}^2$$

$$\dot{Q}_t = \frac{0.278 * 46,61 * (20 - -20)}{1,000} = 0,52 \text{ kW}$$

- **Carga térmica por aporte de calor del aire exterior entrante a las cámaras.**

Aplicando la ecuación 15 y valores de la tabla 2 se tiene el siguiente cálculo, pero este caso la renovación es constante las 24 horas del día:

$$V = 3,05 * 2,44 * 2,89 = 21,51 \text{ m}^3$$

$$\dot{Q}_a = 21,51 \text{ m}^3 * 55,8 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3} * 4,1 \frac{\text{renovaciones}}{\text{dia}} * \frac{1 \text{ hora}}{3,600 \text{ sg}} * \frac{1 \text{ dia}}{24 \text{ horas}}$$

$$\dot{Q}_a = 0,06 \text{ kW}$$

- **Carga térmica por calor liberado por la iluminación interior:**

Aplicando la ecuación 18, se tiene el siguiente cálculo:

$$\dot{Q}_i = \frac{4 * 0,032 \text{ kW} * 3 \text{ horas}}{24 \text{ horas}} = 0,02 \text{ kW}$$

- **Carga térmica por calor liberado por las personas:**

Aplicando la ecuación 17, se tiene el siguiente cálculo:

$$\dot{Q}_p = \frac{2 \text{ personas} * 0,3 \frac{\text{kW}}{\text{personas}} * 3 \text{ horas}}{24 \text{ horas}} = 0,075 \text{ kW}$$

- **Carga térmica por calor liberado por motores eléctricos de los electroventiladores:**

Aplicando la ecuación 18, se tiene el siguiente cálculo:

$$\dot{Q}_m = \frac{3 \text{ ventiladores} * \frac{0,25 \text{ HP}}{0,745 \text{ kW}} * 18 \text{ horas}}{24 \text{ horas}} = 0,75 \text{ kW}$$

- **Carga frigorífica por calor de embalajes:**

Los embalajes son de material plástico con capacidad de 20 kg cada uno de ellos. El peso de cada uno de ellos es de 5 kg y su calor específico es igual a 1,47 kJ/kg °C (material polimérico prensado ABS), para lo cual se aplica la ecuación 11.

Para 4 000 toneladas de almacenamiento se tiene un total de:

$$N^{\circ}de\ cajas = \frac{4\ 000}{20} = 200\ cajas$$

$$\dot{Q}_e = 1,47 \frac{kJ}{kg\ ^{\circ}C} * 200\ unidades * 5 \frac{kg}{unidad} * (20 - -20)^{\circ}C * \frac{1\ hora}{3,600\ sg} * \frac{1\ dia}{18\ horas}$$

$$\dot{Q}_e = 0,91\ kW$$

- **Carga térmica total de otras fuentes:**

Aplicando la ecuación 19 se tiene el siguiente resultado:

$$\dot{Q}_{otras\ fuentes} = 0,52 + 0,06 + 0,02 + 0,075 + 0,56 = 1,235\ kW$$

**d. Carga térmica refrigerante.**

La carga térmica refrigerante total es igual:

$$\dot{Q}_{total} = 20,56 + 1,235 = 21,795\ kW$$

## **4.2 Estimación de los parámetros del ciclo de refrigeración por compresión de vapor para la planta de congelado.**

### **4.2.1 Consideraciones de dimensionamiento:**

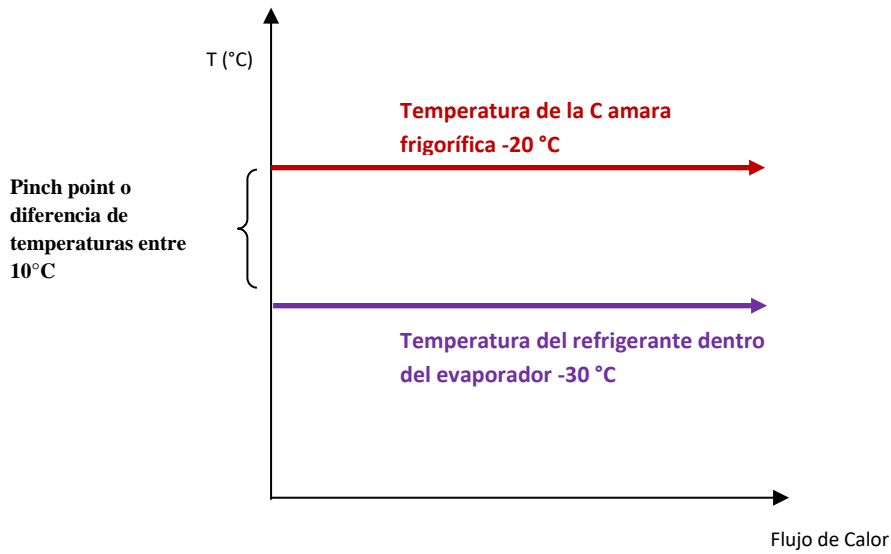
Se considera un valor de  $-20^{\circ}C$  la temperatura de la cámara de congelamiento.

Además, el valor de la temperatura ambiental en Chimbote en promedio es  $20^{\circ}C$ .

Se considera una diferencia máxima recomendada de  $10^{\circ}C$  del refrigerante (diferencia de temperaturas recomendadas en el texto de Refrigeración Industrial de Ramírez Castillo y es tan bien el valor recomendado entre 2 corrientes a diferente temperatura que intercambian calor del texto Centrales de Ciclo Combinado de Sabugal) con respecto a la cámara de congelamiento para poder definir las presiones de alta en el condensador y la presión de baja en el evaporador del ciclo de refrigeración por compresión de vapor a dimensionar.

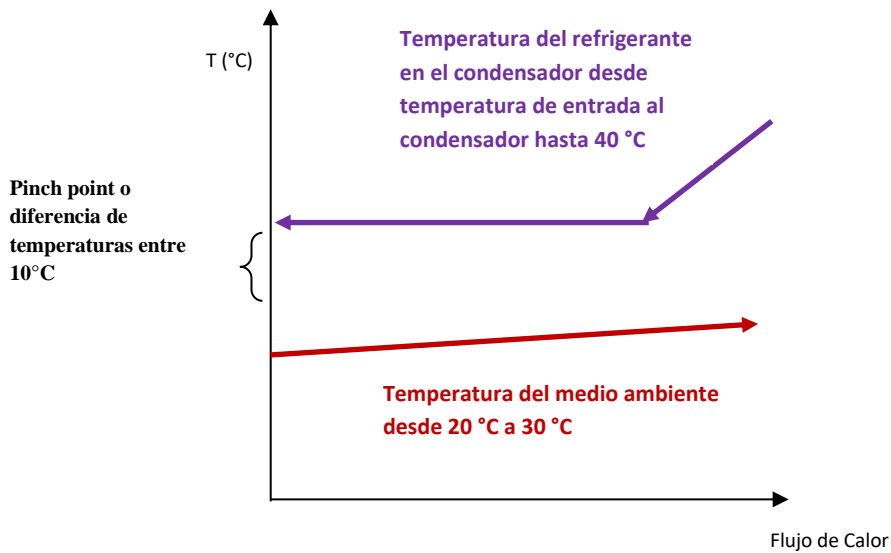


Figura 15:  
*Variación de temperaturas en el evaporador*



Nota. Elaboración propia

Figura 16:  
*Variación de temperaturas en el condensador*



Nota. Elaboración propia

#### 4.2.2 Análisis con refrigerante R-134A.

a. **Información requerida:**

Se presentan la siguiente información:

Tabla 3:

*Valores de diseño con refrigerante R-134A del Ciclo de Refrigeración por compresión de vapor en la Cámara de congelamiento*

<b>Parámetro</b>	<b>Simbología</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidad</b>
Presión de Alta	$P_a$	10,36	Bar
Temperatura final del condensador	$T_c$	40	°C
Presión de Baja	$P_b$	0,84	Bar
Temperatura en del Evaporador	$T_e$	-30	°C

*Nota.* Elaboración propia

Tabla 4:

*Entalpías específicas del refrigerante R-134A para el diseño del Ciclo de Refrigeración por Compresión de Vapor*

<b>Punto</b>	<b>Criterio de calculo</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Unidad</b>
Punto 1	Vapor saturado a la $P_{baja}$	378,92	kJ/kg
Punto 2R	$P_{baja}$ y la temperatura $T_2$ a la entrada al condensador de 58 °C, considerando ( $s_1=s_{2R}$ )	429,24	kJ/kg
Punto 3	Líquido saturado a la $P_{alta}$	256,38	kJ/kg
Punto 4	Valor igual al del Punto 3	256,38	kJ/kg

*Nota.* Elaboración propia.

**b. Indicadores del ciclo:**

- **Flujo másico del refrigerante R-134A.**

Se determina según el valor de la carga refrigerante total o también equivalente al efecto refrigerante.

$$21,795 \frac{kJ}{sg} = \dot{m}_r * (378,92 - 256,38) \frac{kJ}{kg} = 0.178 \text{ kg/sg}$$

- **Potencia desarrollada del compresor:** Empleando la ecuación 1.

$$P_C = 0,178 \frac{\text{kg}}{\text{sg}} * (429,24 - 378,92) = 8,96 \text{ kW}$$

Teniendo en cuenta la eficiencia de un motor eléctrico de 0,9 y una eficiencia de un compresor de 0,8, se determina la potencia eléctrica del motor que acciona al compresor alternativo hermético.

$$\text{Eficiencia del Compresor} * \text{Eficiencia ME} = \frac{P_C}{P_{ME}}$$

$$P_{ME} = \frac{8,96}{0,9 * 0,8} = 12,45 \text{ kW un valor comercial de } 14,9 \text{ KW} = 20 \text{ HP}$$

- **Potencia calorífica de rechazo:**

Aplicando la ecuación 2 se tiene el siguiente resultado:

$$\dot{Q}_R = 0,178 \frac{\text{kg}}{\text{sg}} * (429,24 - 256,38) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 30,76 \text{ kW}$$

- **Coficiente de performance:**

Aplicando la ecuación 4.

$$COP = \frac{21,795}{8,96} = 2.43$$

- **Tonelada de refrigeración:**

Los resultados son:

$$T. R = \frac{21,795 \text{ kW}}{3,516 \text{ kW}} = 6,19 \text{ TON}$$

Según el valor obtenido, comercialmente existe sistemas de refrigeración de 5 y 10 Toneladas de refrigeración, rango donde se ubica el resultado obtenido, con lo cual el sistema a adquirir es de 10 TON.

#### 4.2.3 Análisis con refrigerante R-507A.

##### a. Información de ingreso:

Se tienen la siguiente información de ingreso:

Tabla 5:

Valores de diseño con refrigerante R-507A del Ciclo de Refrigeración por compresión de vapor en la Cámara de congelamiento

Parámetro	Símbolo	Valor	Unidad
Presión de Alta	P <sub>a</sub>	18,74	Bar
Temperatura final del condensador	T <sub>c</sub>	40	°C
Presión de Baja	P <sub>b</sub>	2,16	Bar
Temperatura en el Evaporador	T <sub>e</sub>	-30	°C

Nota. Elaboración propia

Tabla 6:

Entalpías específicas del refrigerante R-507A para el diseño del Ciclo de Refrigeración por Compresión de Vapor

Punto	Criterio de calculo	Valor	Unidad
Punto 1	Vapor saturado a la P <sub>baja</sub>	349,94	kJ/kg
Punto 2R	P <sub>baja</sub> y la temperatura T <sub>2</sub> a la entrada al condensador de 58 °C, considerando (s <sub>1</sub> =s <sub>2R</sub> )	397,68	kJ/kg
Punto 3	Líquido saturado a la P <sub>alta</sub>	252,07	kJ/kg
Punto 4	Valor igual al del Punto 3	252,07	kJ/kg

Nota. Elaboración propia

**b. Indicadores del ciclo:**

• **Flujo másico del refrigerante R-507A.**

Se determina en función a la carga refrigerante total o también equivalente al efecto refrigerante.

$$21,795 \frac{kJ}{sg} = \dot{m}_r * (349,94 - 252,07) \frac{kJ}{kg} = 0,152 kg/sg$$

• **Potencia desarrollada por el compresor:** Se determina con la ecuación 1.

$$P_C = 0,152 \frac{\text{kg}}{\text{sg}} * (397,68 - 349,94) = 7,25 \text{ kW}$$

$$\text{Eficiencia del Compresor} * \text{Eficiencia del ME} = \frac{P_C}{P_{ME}}$$

$$P_{ME} = \frac{7,25}{0,9 * 0,8} = 10,07 \text{ kW} \text{ ( el valor mas cercano es } 11,17 \text{ kW} = 15 \text{ HP)}$$

- **Potencia calorífica de rechazo:**

En función a la ecuación 2 se tiene el siguiente resultado:

$$\dot{Q}_R = 0,156 \frac{\text{kg}}{\text{sg}} * (397,68 - 252,07) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 22,72 \text{ kW}$$

- **Coficiente de performance:**

Se tiene el siguiente resultado.

$$COP = \frac{21,795}{7,25} = 3,0$$

#### 4.2.4 Análisis con refrigerante R-717.

a. **Información de ingreso:** Se tienen la información de ingreso:

Tabla 7:

*Valores de diseño con refrigerante R-717 del Ciclo de Refrigeración por compresión de vapor en la Cámara de congelamiento*

Parámetro	Símbolo	Valor	Unidad
Presión de Alta	P <sub>a</sub>	15,56	Bar
Temperatura final del condensador	T <sub>c</sub>	40	°C
Presión de Baja	P <sub>b</sub>	1,196	Bar
Temperatura en el Evaporador	T <sub>e</sub>	-30	°C

*Nota.* Elaboración propia

Tabla 8:

*Entalpías específicas del refrigerante R-717 para el diseño del Ciclo de Refrigeración por Compresión de Vapor*

<b>Punto</b>	<b>Criterio de calculo</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Unidad</b>
Punto 1	Vapor saturado a la $P_{baja}$	1 421,35	kJ/kg
Punto 2R	$P_{baja}$ y a la temperatura $T_2$ a la entrada al condensador de 172 °C, considerando ( $s_1=s_{2R}$ ).	1 850,0	kJ/kg
Punto 3	Líquido saturado a la $P_{alta}$	387,95	kJ/kg
Punto 4	Valor igual al Punto 3	387,95	kJ/kg

*Nota.* Elaboración propia.

**b. Indicadores del ciclo:**

• **Flujo másico del refrigerante R-717.**

Se determina según la carga refrigerante total o también equivalente al efecto refrigerante.

$$21,795 \frac{kJ}{sg} = \dot{m}_r * (1\,421,35 - 387,95) \frac{kJ}{kg} = 0,021 \text{ kg/sg}$$

• **Potencia desarrollada por el compresor:** Se determina con la ecuación 1.

$$P_C = 0,021 \frac{kg}{sg} * (1\,850,0 - 1\,421,35) = 9 \text{ kW}$$

$$\text{Eficiencia del Compresor} * \text{Eficiencia del ME} = \frac{P_C}{P_{ME}}$$

$$P_{ME} = \frac{9}{0,9 * 0,8} = 12,5 \text{ kW (el valor mas cercano es 15 kW)}$$

• **Potencia calorífica de rechazo:**

En función a la ecuación 2 se tiene el siguiente resultado:

$$\dot{Q}_R = 0,021 \frac{kg}{sg} * (1\,850,0 - 387,95) \frac{kJ}{kg} = 30,70 \text{ kW}$$

- **Coefficiente de performance:**

Aplicando la ecuación 4.

$$COP = \frac{21,795}{9} = 2,42$$

#### 4.2.5 Análisis con refrigerante R-410A.

##### a. Información de ingreso:

Se tiene la siguiente información:

Tabla 9:

*Valores de diseño con refrigerante R-410A del Ciclo de Refrigeración por compresión de vapor en la Cámara de congelamiento*

<b>Parámetro</b>	<b>Símbolo</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidad</b>
Presión de Alta	$P_a$	24,28	Bar
Temperatura final del condensador	$T_c$	40	°C
Presión de Baja	$P_b$	2,74	Bar
Temperatura en el Evaporador	$T_e$	-30	°C

*Nota.* Elaboración propia

Tabla 10:

*Entalpías específicas del refrigerante R-410A para el diseño del Ciclo de Refrigeración por Compresión de Vapor*

<b>Punto</b>	<b>Criterio de calculo</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Unidad</b>
Punto 1	Vapor saturado a la $P_{baja}$	410,61	kJ/kg
Punto 2R	$P_{baja}$ y a la temperatura $T_2$ a la entrada al condensador de 74 °C, considerando ( $s_1=s_{2R}$ ).	470,46	kJ/kg
Punto 3	Líquido saturado a la $P_{alta}$	270,95	kJ/kg
Punto 4	Valor igual al del Punto 3	270,95	kJ/kg

*Nota.* Elaboración propia.

**b. Indicadores del ciclo:**

- **Flujo másico del refrigerante R-410A.**

Se determina con la carga refrigerante total o también equivalente al efecto refrigerante.

$$21,795 \frac{kJ}{sg} = \dot{m}_r * (410,61 - 270,95) \frac{kJ}{kg} = 0,156 \text{ kg/sg}$$

- **Potencia desarrollada por el compresor:** Aplicando la ecuación 1.

$$P_C = 0,156 \frac{kg}{sg} * (470,46 - 410,61) = 9,34 \text{ kW}$$

$$\text{Eficiencia del Compresor} * \text{Eficiencia del ME} = \frac{P_C}{P_{ME}}$$

$$P_{ME} = \frac{9,34}{0,9 * 0,8} = 12,96 \text{ kW un valor cercano comercial es de 15 kW}$$

- **Potencia calorífica de rechazo:**

En función a la ecuación 2 se tiene el siguiente resultado:

$$\dot{Q}_R = 0,156 \frac{kg}{sg} * (470,46 - 270,95) \frac{kJ}{kg} = 31,12 \text{ kW}$$

- **Coefficiente de performance:**

Aplicando la ecuación 4.

$$COP = \frac{21,795}{9,34} = 2,33$$

#### 4.2.6 Análisis con refrigerante R-404A.

- a. Información de ingreso:**

Se tienen la siguiente información:



Tabla 11:

*Valores de diseño con refrigerante R-404A del Ciclo de Refrigeración por compresión de vapor en la Cámara de congelamiento*

Parámetro	Símbolo	Valor	Unidad
Presión de Alta	$P_a$	18,23	Bar
Temperatura final del condensador	$T_c$	40	°C
Presión de Baja	$P_b$	2,09	Bar
Temperatura en del Evaporador	$T_e$	-30	°C

*Nota.* Elaboración propia

Tabla 12:

*Entalpías específicas del refrigerante R-404A para el diseño del Ciclo de Refrigeración por Compresión de Vapor*

Punto	Criterio de calculo	Cantidad	Unidad
Punto 1	Vapor saturado a la $P_{baja}$	350,71	kJ/kg
Punto 2R	$P_{baja}$ y a la temperatura $T_2$ a la entrada al condensador de 57 °C, considerando ( $s_1=s_{2R}$ ).	401,70	kJ/kg
Punto 3	Líquido saturado a la $P_{alta}$	264,11	kJ/kg
Punto 4	Valor igual al del Punto 3	264,11	kJ/kg

*Nota.* Elaboración propia

**b. Indicadores del ciclo:**

- **Flujo másico del refrigerante R-404A.**

Se determina según el valor de la carga refrigerante total o también equivalente al efecto refrigerante.

$$21,795 \frac{kJ}{sg} = \dot{m}_r * (350,71 - 264,11) \frac{kJ}{kg} = 0,251 \text{ kg/sg}$$

- **Potencia desarrollada por el compresor:** Aplicando la ecuación 1.

$$P_C = 0,251 \frac{\text{kg}}{\text{sg}} * (401,70 - 350,71) = 12,79 \text{ kW}$$

$$\text{Eficiencia del Compresor} * \text{Eficiencia ME} = \frac{P_C}{P_{ME}}$$

$$P_{ME} = \frac{12,79}{0,9 * 0,8} = 17,76 \text{ kW un valor cercano comercial es de } 18,62 \text{ KW} = 25 \text{ HP}$$

- **Potencia calorífica de rechazo:**

En función a la ecuación 2 se tiene el siguiente resultado:

$$\dot{Q}_R = 0,251 \frac{\text{kg}}{\text{sg}} * (401,70 - 264,11) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 34,53 \text{ kW}$$

- **Coficiente de performance:**

Aplicando la ecuación 4.

$$COP = \frac{21,795}{12,79} = 1,71$$

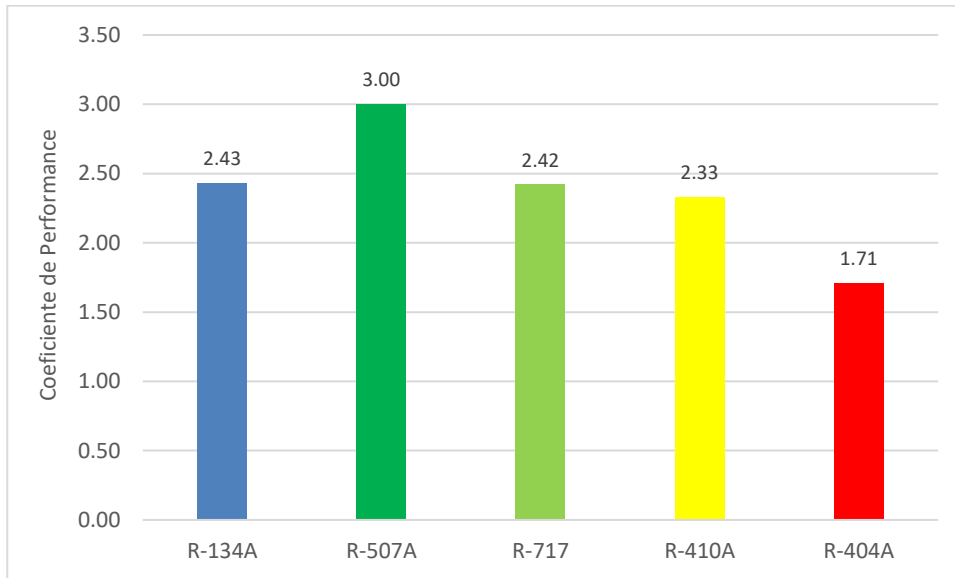
#### 4.3 Comparación energética.

Se presenta los resultados comparativos entre las 5 alternativas de refrigerantes para el dimensionamiento de la planta de congelados de 4 toneladas de capacidad.

- Con respecto al COP.

En la figura 17 se tiene el comparativo existente entre las 5 alternativas, donde el mejor coeficiente de performance lo tiene el Refrigerante R-507A (refrigerante ecológico) con un valor de 3,0 cuya interpretación es “con 1 unidad de trabajo efectuado por el compresor se consigue 3 unidades de refrigeración”. Seguidamente tiene buenos desempeños para operar con fluidos refrigerantes el R-134A (refrigerante ecológico) con un valor de 2,43 y el R-717 Amoniaco con un valor de 2,42 (refrigerante convencional). Mientras que el refrigerante R-404A (refrigerante ecológico) presenta el valor del COP más bajo con un valor de 1,71.

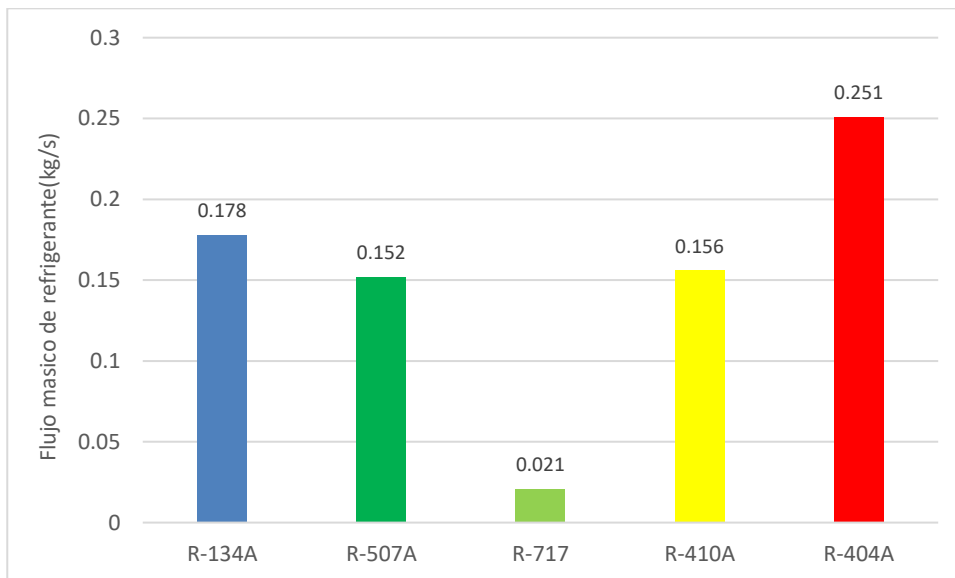
Figura 17:  
*Comparación de los COP según refrigerantes*



*Nota.* Elaboración propia

- Con respecto al flujo del refrigerante.

Figura 18:  
*Comparación de los flujos de refrigerantes*



*Nota.* Elaboración propia.

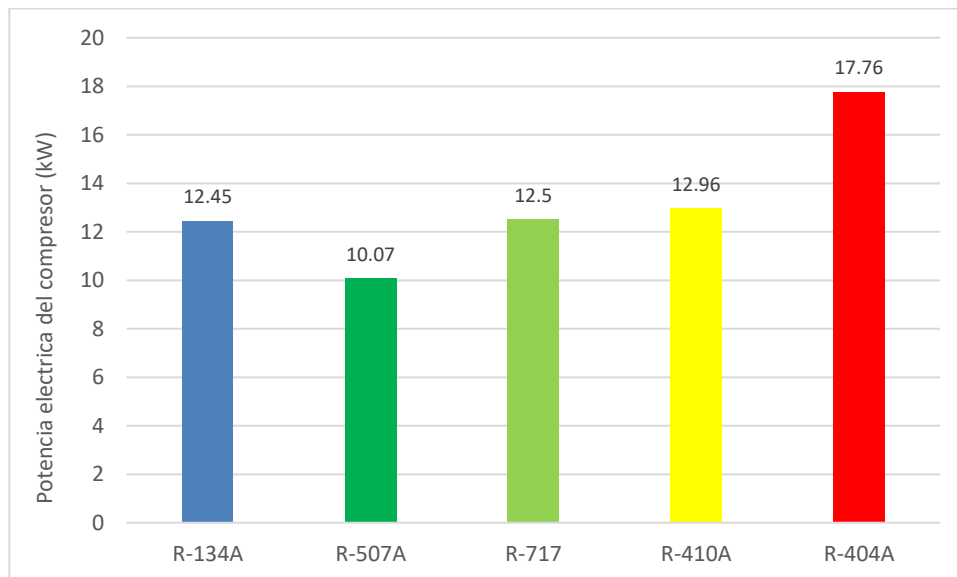
En la figura 18 se tiene el comparativo existente entre los flujos masicos para las 5 alternativas, donde el refrigerante R-717 tiene un valor de 0,021 kg/sg, con lo cual el diámetro de la red de tuberías es mucho menor que el resto de alternativas, pero se debe tener en cuenta que las fugas del amoníaco son bastante peligrosas en cuanto se presenten. Por otro lado, el refrigerante ecológico R-507A presenta un valor de 0,152 kg/sg (cerca de 7 veces el valor del amoníaco), seguido por el refrigerante R-410A con un valor de 0,152 kg/sg. Mientras que el refrigerante R-404A (refrigerante ecológico) presenta el valor de 0,251 kg/sg, con lo cual el diámetro de tuberías de la instalación serán mayores.

- Con respecto a la potencia eléctrica asociada al ciclo de refrigeración.

En la figura 19 se tiene el comparativo existente entre las potencias eléctricas asociadas al motor eléctrico del compresor, donde el refrigerante R-717 tiene un valor de 10,07 kW, lo que representa que, para idénticas condiciones de generación de potencia térmica de refrigeración, emplea un motor de menor capacidad. Del mismo modo le sigue potencia requerida por el motor eléctrico el R-134A con un valor de 12,45 kW: mientras que con el refrigerante R-404A se cuenta con un motor eléctrico de 17,76 kW.

Figura 19:

*Comparación entre motores eléctricos del compresor para los refrigerantes*



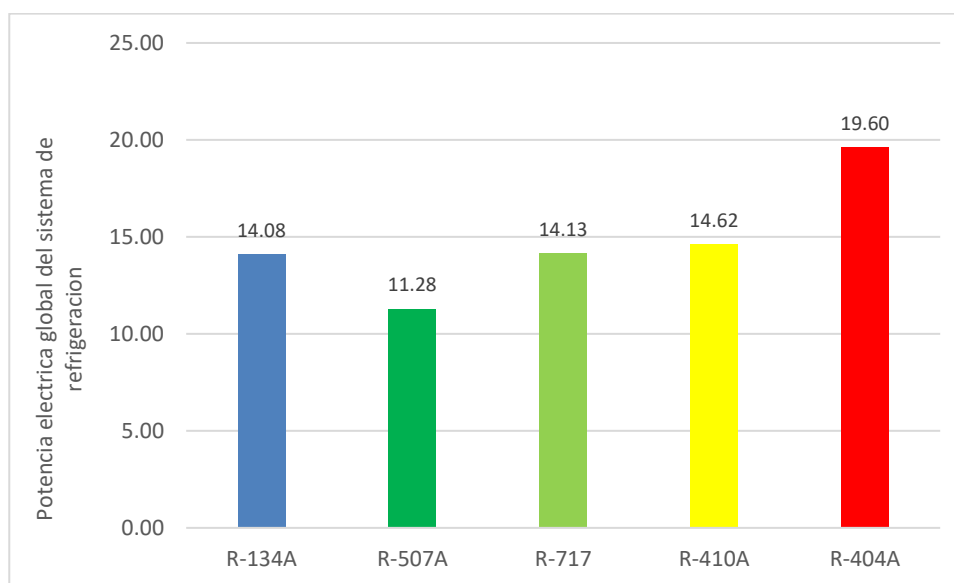
*Nota.* Elaboración propia

En la figura 20 se tiene el comparativo existente entre las potencias eléctricas totales del sistema de refrigeración (habiéndose incluido las potencias eléctricas asociadas a la

potencia térmica de rechazo, en este caso el ventilador de tiro forzado que acelera el proceso de condensación) donde el refrigerante R-717 tiene un valor de 11,28 kW, lo que representa que para idénticas condiciones de generación de potencia térmica de refrigeración, presenta una menor facturación de energía eléctrica. Del mismo modo le sigue en potencia requerida por el sistema el refrigerante R-134A con un valor de 14,08 kW: mientras que con el refrigerante R-404A se cuenta con un total de 19,60 kW.

Figura 20:

*Comparación entre motores eléctricos del sistema de refrigeración*



*Nota.* Elaboración propia

#### 4.4 Evaluación económica.

##### 4.4.1 Consideraciones de cálculo.

Para la evaluación económica se toman en cuenta las siguientes consideraciones de cálculo:

Inversión: S/ 200 246,00 (Ver Presupuesto en Anexo 6)

Periodo de años: 10 años.

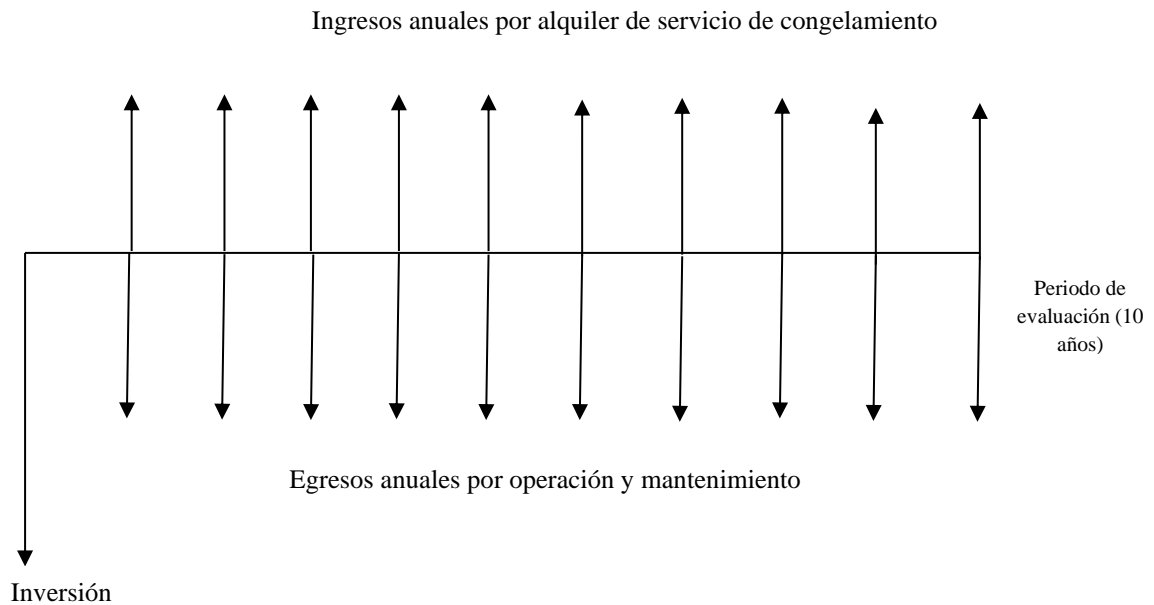
Tasa de interés de mercado: 12%

Ingresos económicos promedio: S/ 172 800,00 (Ver Cuadro de Ingresos y Egresos en Anexo 7)

Egresos económicos promedio por operación y mantenimiento: S/ 72 500,00 (Ver Cuadro de Ingresos y Egresos en Anexo 7)

Figura 21:

*Flujo de caja de implementación de cámara de congelamiento*



*Nota.* Elaboración propia

**4.4.2 Indicadores de rentabilidad.**

- a. Valor actual neto. Aplicando las ecuaciones 21 y 22

$$VAN = -200\,246,00 + \sum_{t=1}^{10} \frac{172\,800,00 - 72\,500,00}{(1 + 0.12)^t} = S/ 509\,151,43$$

El proyecto es rentable al tener un valor positivo.

- c. Tasa interna de retorno. Aplicando la ecuación 23.

$$0 = -200\,246,00 + \sum_{t=1}^{10} \frac{172\,800,00 - 72\,500,00}{(1 + i)^t}$$

$$i = 49,17 \%$$

El valor de la tasa interna de retorno es superior a la tasa de interés de mercado de 12%, por lo tanto, el proyecto es rentable.

#### **4.5 Discusión de resultados.**

En la investigación de Barahona, L. & Jara, D. (2012) se realizó el reemplazo de refrigerantes en sistemas ya existentes tal como lo son una cámara de conservación con R404A y una planta de producción de hielo en bloque con R-22, cambiándose por el refrigerante convencional R-717 alcanzando valores de COP igual a 3.28 y 3.45, a las mismas condiciones de carga de refrigeración, manteniendo temperaturas de -5 y 0°C en los equipos respectivamente, a diferencia de la presente investigación las temperatura de congelamiento es de -20°C , con lo cual se obtuvo un valor del COP de 3,0; esto último demuestra que a medida de que se requiere una menor temperatura del sistema , entonces el COP disminuye, pero se compensa en nuestro trabajo al evaluar la mejor alternativa de refrigerante.

En la investigación de Carpio, L. (2018) realizo el diseño 4 cámaras de congelamiento a un costo de \$ 539 480,95 (S/. 2 050 000,00) con un total de 427, 38 KW para la industria agroalimentaria con amoniaco R-717 como refrigerante, obteniendo una ratio de 4 792 S/. /KW, a diferencia en la presente investigación realizada para el congelamiento de productos pesqueros se tiene una inversión de S/ 200 246,00 y un efecto refrigerante de 21,795 KW con lo cual se obtiene una ratio de S/ 9 187,00 con R-507A el cual es un refrigerante ecológico, que si bien es cierto en el año 2018 sus costos elevados, en la actualidad tiene un precio moderado para el mercado y una cadena de suministro de fácil acceso.

Córdova, J. & Paredes, A. (2015) determinaron un valor del COP igual a 3,86, para una planta de generación de hielo en bloque operando con refrigerante R-717 para una temperatura mínima de -°C , realizando modificación en el ciclo de refrigeración por compresión de vapor convencional e implementando un interenfriador (que cruza las corrientes de refrigerante saliente del condensador con la saliente del evaporador), a diferencia de la presente tesis en la cual se alcanza la temperatura del refrigerante a -30 °C con refrigerante R-507A con un COP igual a 3, sin modificar el sistema de refrigeración por compresión de vapor.

En la investigación de Diaz, M. & Zapata, J. (2020) se diseñó una cámara de conservación de 3 toneladas de capacidad para una operación continua aislante obteniendo una carga térmica refrigerante de 0,832 kW, utilizando como refrigerante el R-717 Se eligió trabajar con el refrigerante el R-717, el cual fue comparado con el R-134A obteniendo un desempeño superior al 10% en el valor del COP. A diferencia de la presente investigación se determinó que el Refrigerante R-507A presenta un mejor desempeño con respecto al COP del R-717 en un valor de 19,3% para una carga refrigerante de 21,795 KW.

Gonzales, C. & Mora, W. (2020) compararon los desempeños del gas refrigerante R-407C con el gas refrigerante R-22, con una diferencia de 8.17%, a favor del R-22 implementado para un sistema de aire acondicionado tipo Split. Del mismo modo comparo al refrigerante R-290 con el refrigerante R-22, representando más eficiente en 2.63 % más eficiente el R-290. A diferencia del anterior trabajo, se alcanzó a demostrar que el refrigerante R-507<sup>a</sup> tiene un mejor desempeño que el R -717, R-134A, R-404A y R-410A, cuando se le emplea bajas temperaturas a diferencia del R-290C que es ideal para operar a temperaturas de refrigerante de 5-10 °C para aire acondicionado.

López, A. & Álvarez, R. (2013) también realizaron estudios comparativos para sistemas de aire acondicionado con Refrigerante R-600A obteniendo un mejor desempeño que el R-22 (refrigerante actualmente en desuso por su impacto al medio ambiente consiguiendo un mejor desempeño con un valor de 30,2% para temperaturas de refrigerante de -7°C, a diferencia del anterior trabajo, se alcanzó a demostrar que el refrigerante R-507A tiene un mejor desempeño que el R -717 (refrigerante convencional y nocivo para la salud en caso de fugas) en el orden de 19,3%.

Toledo, C (2016) realizo su investigación para el diseño de la cámara de conservación a 5°C con un volumen de 50,4 m<sup>3</sup> para una capacidad de 5,5 toneladas construida con planchas de poliuretano expandido de 10 cm, tanto para las paredes, techos y puertas, a diferencia de la presente investigación, se empleó R-134A con un volumen de cámara de 21,51 m<sup>3</sup> utilizando panel tipo Sándwich relleno de poliuretano expandido (PUR) con espesor de 20 cm.



## Conclusiones

- Se determino la carga frigorífica o de refrigeración necesaria para la planta de congelado de 4 toneladas de capacidad, determinandose un valor de 21,795 KW equivalente a 6,19 TON de refrigeración, donde la carga refrigerante del producto es de 20,56 KW (representando el 94.33%), la temperatura de la cámara de congelamiento permanecerá a -20°C para conservación de productos hidrobiológicos pesqueros.
- Se determinaron las características del sistema de refrigeración para la planta de congelados, estableciéndose una diferencia de 10°C entre las corrientes frías y calientes, con lo cual la temperatura del refrigerante fluyendo por el evaporador estará a -30°C y la temperatura del aire necesario para la condensación del refrigerante será de 20 °C hasta 30°C, con lo cual la temperatura del refrigerante saliente del condensador es de 40°C.
- Se determinó que el mejor desempeño para el sistema de congelamiento lo tiene el refrigerante R-507A con una presión de alta dentro del condensador de 18,74 bar y una presión de baja del refrigerante en el evaporador de 2,6 bar, con el que se obtiene un COP de 3,0.
- Se realizo un benchmarking entre 5 alternativas de refrigerantes, obteniendo el R-507A un valor del COP igual 3,0, superior al del R-717 igual a 2,42, lo que representa 19,3% mejor. Del mismo modo la potencia eléctrica del compresor es de 10,07 KW y con una potencia eléctrica total del sistema de refrigeración de 11,28 KW.
- Se realizo una evaluación económica tomando en cuenta la mejor alternativa de refrigerante obteniéndose un valor del VAN igual a S/ 509 151,43 y un valor de la TIR igual a 49,17% con lo cual la implementación de la planta de congelamiento utilizando refrigerante R-507A es rentable.

## Recomendaciones

- Queda pendiente para trabajos de investigación posteriores la determinación de los gases de efecto invernadero emitidos por la selección del refrigerante R-507A en vez del Amoniaco R-717, con la finalidad de no solo analizar los aspectos técnicos y económicos, sino también el efecto al medio ambiente.
- Es también conveniente, aunque su efecto no es significativo el análisis de diversos materiales de insulado existentes para determinar en cuanto se puede reducir las pérdidas por paredes y cerramientos en la cámara de congelamiento.
- También sería necesario evaluar el impacto al medio ambiente que ha tenido el proceso de montaje de la panta de congelado con la generación de residuos sólidos y líquidos, así como el impacto al medio ambiente durante la operación de la misma, básicamente por la contaminación sonora generado por el compresor.

## Referencias bibliográficas.

- Aramburu, A, (2017). Estudio de un sistema de refrigeración por compresión de vapor aplicado a la industria agroalimentaria. Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico Electricista. Universidad de Piura. Perú. Disponible en:  
[https://pirhua.udep.edu.pe/bitstream/handle/11042/2991/IME\\_219.pdf?sequence=1&isAllowed=y](https://pirhua.udep.edu.pe/bitstream/handle/11042/2991/IME_219.pdf?sequence=1&isAllowed=y)
- Barahona, L. y Jara, D. (2011). Incremento de la productividad de la planta de frío del desembarcadero artesanal pesquero de Chimbote con el reemplazo de los refrigerantes R-404a y R-22 por R-717. Tesis para optar el título de Ingeniero en Energía. Universidad Nacional del Santa. Perú. Disponible en:  
<http://repositorio.uns.edu.pe/handle/UNS/2470>
- Belman, J. (2018). Desarrollo de un modelo físico para una instalación de producción de frío por compresión de vapor utilizando el refrigerante R134a. Validación experimental y aplicación para la simulación energética. Tesis doctoral en Tecnologías de Climatización y Eficiencia Energética en Edificios. Universidad Jaume I. España. Disponible en:  
[https://www.tesisenred.net/bitstream/handle/10803/384550/Tesis\\_Belman%20Flores\\_JM\\_Desarrollo\\_modelo\\_fisico.pdf?sequence=1&isAllowed=y](https://www.tesisenred.net/bitstream/handle/10803/384550/Tesis_Belman%20Flores_JM_Desarrollo_modelo_fisico.pdf?sequence=1&isAllowed=y)
- Beltrán, A. (2021). Efectos de la congelación y ultracongelación en la estructura y textura de frutas y vegetales: Una revisión bibliográfica de datos publicados. Tesis para optar el título de Ingeniero de Alimentos. Universidad Técnica de Ambato. Ecuador. Disponible en:  
<https://repositorio.uta.edu.ec/bitstream/123456789/33606/1/AL%20785.pdf>
- Betazos, J. (2011). Unidad 1 Principios de Refrigeración. Instituto Tecnológico de Minatitlan. México. Disponible en:  
<https://temariosformativosprofesionales.files.wordpress.com/2015/02/principios-de-refrigeracion.pdf>

Carpio, L. (2019). Diseño de cámaras de congelamiento para el liofilizado de banano, mango y piña en la procesadora agroindustrial la joya Arequipa –Perú. Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico en la Universidad San Agustín de Arequipa, Perú. Disponible en:  
<http://repositorio.unsa.edu.pe/bitstream/handle/20.500.12773/12730/IMdcmola.pdf?sequence=1&isAllowed=y>

Castro, E, y Galindo, A. (2018). Propuesta de diseño y distribución en planta para una nueva infraestructura estructura de la empresa Congelados Trust S.A. a través de técnicas de ingeniería. Tesis para optar el título de Ingeniero Industrial en la Universidad La Salle. Colombia. Disponible en:  
[https://ciencia.lasalle.edu.co/cgi/viewcontent.cgi?article=1066&context=ing\\_industrial](https://ciencia.lasalle.edu.co/cgi/viewcontent.cgi?article=1066&context=ing_industrial)

Castro, E. & Jiménez, C. (2008). Estudio comparativo para la selección del refrigerante utilizado en la cámara frigorífica para refrigerar manzanas en Zacatlán, Puebla. Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico. Instituto Superior Tecnológico de México D.F. Disponible en:  
<https://tesis.ipn.mx/bitstream/handle/123456789/2589/TESISFINALceuvastro.pdf?sequence=1>

Córdova, J. y Paredes, A. (2015). Subenfriamiento y sobrecalentamiento del refrigerante R-707 y su relación con el incremento del coeficiente de performance de la fábrica de hielo Lesser S.A.C. Tesis para optar el título de Ingeniero en Energía. Universidad Nacional del Santa. Perú. Disponible en:  
<http://repositorio.uns.edu.pe/handle/UNS/1998>

De los Santos, Y. y Mariños, D. (2017). Evaluación termoexergética de la compresión de vapor en escala en el coeficiente de performance del sistema de refrigeración en la planta frigorífica PRC S.A.C., 2016. Tesis par optar el título de Ingeniero en Energía. Universidad Nacional del Santa. Disponible en:

<http://repositorio.uns.edu.pe/bitstream/handle/UNS/3047/47052.pdf?sequence=1&isAllowed=y>

Díaz, M. y Zapata, J. (2020). Diseño de una cámara frigorífica para la refrigeración de 3 Tn. de pescado en el mercado zonal de Lambayeque. Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico Eléctrico en la Universidad Señor de Sipán, Perú. Disponible en:

<https://repositorio.uns.edu.pe/bitstream/handle/20.500.12802/6792/Diaz%20Castillo%20Miguel%20%26%20Zapata%20Sigue%20C3%B1as%20Juan.pdf?sequence=1&isAllowed=y>

Espinoza, J. y Seminario, F. (2011). Reducción del consumo de petróleo R-500 en el horno de la planta de galvanizado de tubos de la empresa Siderperú. Tesis para optar el título de Ingeniero en Energía. Universidad Nacional del Santa. Perú.

Estévez, J. (2021). Montaje y mantenimiento de equipos de refrigeración comercial. Editorial Paraninfo. México. 276 p. ISBN 8428340226. Disponible en:

[https://books.google.com.pe/books?id=HKQIEAAAQBAJ&dq=libros+de+refrigeracion&hl=es&source=gbs\\_navlinks\\_s](https://books.google.com.pe/books?id=HKQIEAAAQBAJ&dq=libros+de+refrigeracion&hl=es&source=gbs_navlinks_s)

Flores, J. (2012.). Diseño, cálculo y evaluación económica de cámara frigorífica. Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico en la Universidad de Bio Bio. Ecuador. Disponible en:

[http://repobib.ubiobio.cl/jspui/bitstream/123456789/889/3/Flores\\_Ferrada\\_Jose\\_Saul.pdf](http://repobib.ubiobio.cl/jspui/bitstream/123456789/889/3/Flores_Ferrada_Jose_Saul.pdf)

Florida, J. (2021). Diseño de un sistema de refrigeración para túnel de congelamiento continuo de 500 kg/h de tallo de concha de abanico. Tesis para optar el título de Ingeniero Pesquero. Universidad Nacional Agraria. Perú. Disponible en:

<https://repositorio.lamolina.edu.pe/bitstream/handle/20.500.12996/4798/florida-reynaga-jose-luis.pdf?sequence=1&isAllowed=y>

Gonzales, C. y Mora, W. (2020). Análisis Comparativo del Gas Refrigerante R22 con los Gases Refrigerantes R-407C y R-290 de un Equipo de Aire Acondicionado Mini Split Decorativo de 18,000 Btu/h en las Oficinas Administrativas de la Empresa GyZ Service. Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico Eléctrico en la Universidad Tecnológica del Perú. Disponible en:  
[file:///C:/Users/HP%20250/Downloads/Walter%20Mora\\_Cesar%20Gonzales\\_Tesis\\_Titulo%20Profesional\\_2020.pdf](file:///C:/Users/HP%20250/Downloads/Walter%20Mora_Cesar%20Gonzales_Tesis_Titulo%20Profesional_2020.pdf)

Hurtado, C. (2014). Optimización del proceso de congelación de tilapia (*oreochromis aureus*) en bloques e IQF para lograr una máxima calidad. Tesis para optar el título de Ingeniero pesquero. Universidad San Agustín de Arequipa. Perú. Disponible en:  
<http://repositorio.unsa.edu.pe/bitstream/handle/UNSA/2933/IPhumacj022.pdf?sequence=1&isAllowed=y>

López, A. y Álvarez, R. (2013). Estudio experimental de un sistema de refrigeración de pequeña capacidad que utiliza R-600a como gas refrigerante. Revista de la Facultad de Ingeniería Universidad Central de Venezuela vol.28 no.3 Caracas set. 2013, ISSN 0798-4065. Disponible en:  
[http://ve.scielo.org/scielo.php?script=sci\\_arttext&pid=S0798-40652013000300006](http://ve.scielo.org/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0798-40652013000300006)

Paredes, I. (2015). Diseño de un sistema de refrigeración con dos temperaturas de evaporación empleando un solo compresor. Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico. Pontificia Universidad Católica. Perú. Disponible en:  
[file:///C:/Users/HP%20250/Downloads/PAREDES\\_ISMAEL\\_REFRIGERACION\\_EVAPORACION\\_COMPRESOR.pdf](file:///C:/Users/HP%20250/Downloads/PAREDES_ISMAEL_REFRIGERACION_EVAPORACION_COMPRESOR.pdf)

Ramírez, J. (2007). Enciclopedia de la Refrigeración. Editorial CEAC. España. 376 p. ISBN 843296543X. Disponible en:  
<https://books.google.com.pe/books?id=Vx8qf3wr1sC&pg=PA378&dq=refrigeracion+ramirez&hl=es&sa=X&ved=2ahUKEwjut86uvuz2AhVoQjABHW PwDCkQ6AF6BAgDEAI#v=onepage&q=refrigeracion%20ramirez&f=false>

- Ramos, E. (2012). Diseño de un Congelador continuo individual IQF con una Capacidad de 200 Kg/hr de Espárragos. Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico. Pontificia Universidad Católica del Perú. Disponible en:  
[https://tesis.pucp.edu.pe/repositorio/bitstream/handle/20.500.12404/5461/RAMOS\\_GEANCARLO\\_DISE%C3%91O\\_CONGELADOR\\_IQF\\_CAPACIDAD\\_ESPARRAGOS.pdf?sequence=1&isAllowed=y](https://tesis.pucp.edu.pe/repositorio/bitstream/handle/20.500.12404/5461/RAMOS_GEANCARLO_DISE%C3%91O_CONGELADOR_IQF_CAPACIDAD_ESPARRAGOS.pdf?sequence=1&isAllowed=y)
- Toledo, C. (2016). Diseño de una cámara frigorífica para incrementar la capacidad de conservación de productos lácteos de la empresa Tongod Cajamarca, 2016. Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico Eléctrico en la Universidad Cesar Vallejo, Perú. Disponible en:  
[https://repositorio.ucv.edu.pe/bitstream/handle/20.500.12692/31974/toledo\\_qc.pdf?sequence=1&isAllowed=y](https://repositorio.ucv.edu.pe/bitstream/handle/20.500.12692/31974/toledo_qc.pdf?sequence=1&isAllowed=y)
- Torres, D. (2014). Diseño de cámara para la congelación y almacenamiento de pan. Tesis para optar el título de Ingeniero Industrial en la Universidad Carlos III, España. Disponible en:  
[https://e-archivo.uc3m.es/bitstream/handle/10016/22946/PFC\\_david\\_torres\\_cicuendez\\_2014.pdf](https://e-archivo.uc3m.es/bitstream/handle/10016/22946/PFC_david_torres_cicuendez_2014.pdf)
- Vásquez, D. (2018). Diseño de cámara frigorífica de 1 500 toneladas de capacidad para conservar productos hidrobiológicos congelados a una temperatura de -20 ° C en la empresa Arcopa S.A – Paita. Tesis para optar el título de Ingeniero Mecatrónico en la Universidad de Piura, Perú. Disponible en:  
<https://repositorio.unp.edu.pe/bitstream/handle/UNP/1462/MEC-VAS-PAR-2018.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
- Velasco, M. (2011). Estudio de un banco de pruebas de refrigeración y su aplicación en sistemas agroindustriales. Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico. Universidad Técnica de Ambato. Ecuador. Disponible en:

file:///C:/Users/HP%20250/Downloads/Tesis%20I.%20M.%2011%20-%20Velasco%20Bautista%20Marco%20Alejandro.pdf

Vinatea, M (2018). Refrigerantes y su impacto ambiental. Tesis para optar el título de Ingeniero en Industrias Alimentarias. Universidad Nacional del Amazonia. Perú. Disponible en:

[https://repositorio.unapiquitos.edu.pe/bitstream/handle/20.500.12737/6745/Maria\\_Examen\\_Titulo\\_2018.pdf?sequence=1&isAllowed=y](https://repositorio.unapiquitos.edu.pe/bitstream/handle/20.500.12737/6745/Maria_Examen_Titulo_2018.pdf?sequence=1&isAllowed=y)

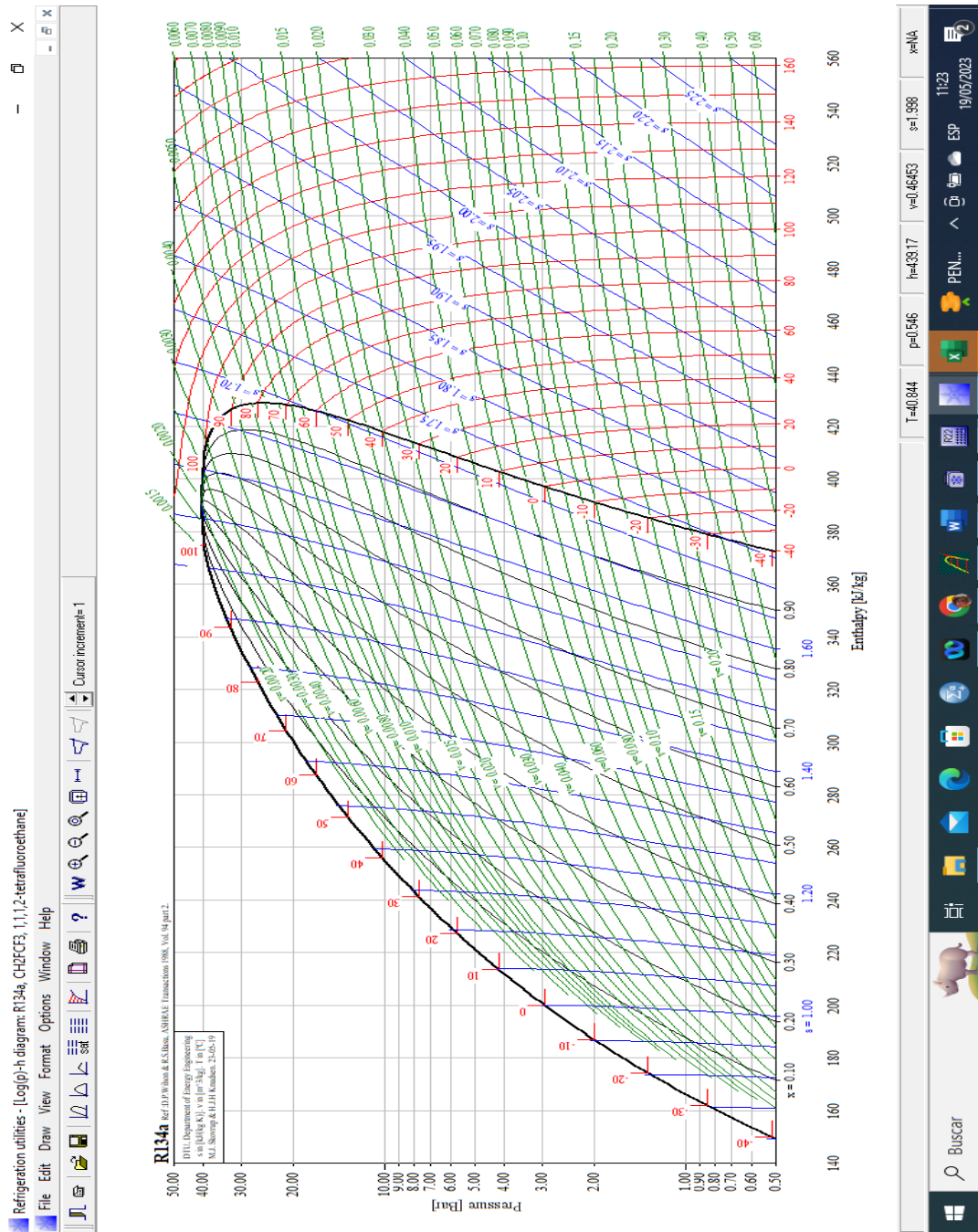
Zuta, J. (2011). Evaluación tecnológica de maquinaria y equipos de las plantas de congelado de pescado. Tesis para optar el título de Ingeniero Pesquero. Universidad Nacional del Callao. Perú. Disponible en:

<https://docplayer.es/134181806-Universidad-nacional-del-callao-facultad-de-ingenieria-pesquera-y-de-alimentos-escuela-profesional-de-ingenieria-pesquera-silabo.html>



# **ANEXOS**

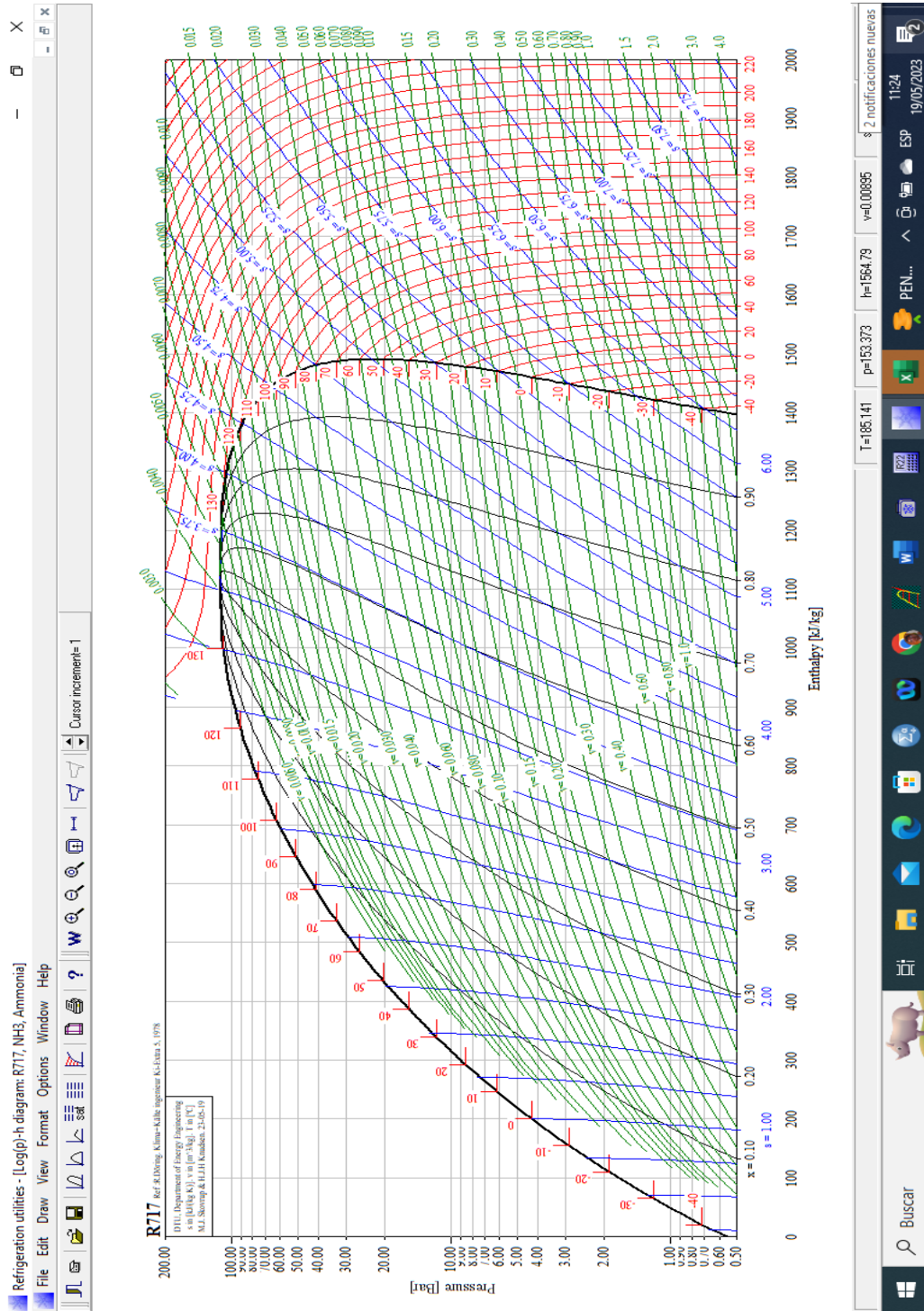
# Anexo 1: Diagrama p vs h del refrigerante R-134A.



Fuente: Software Cool pack.

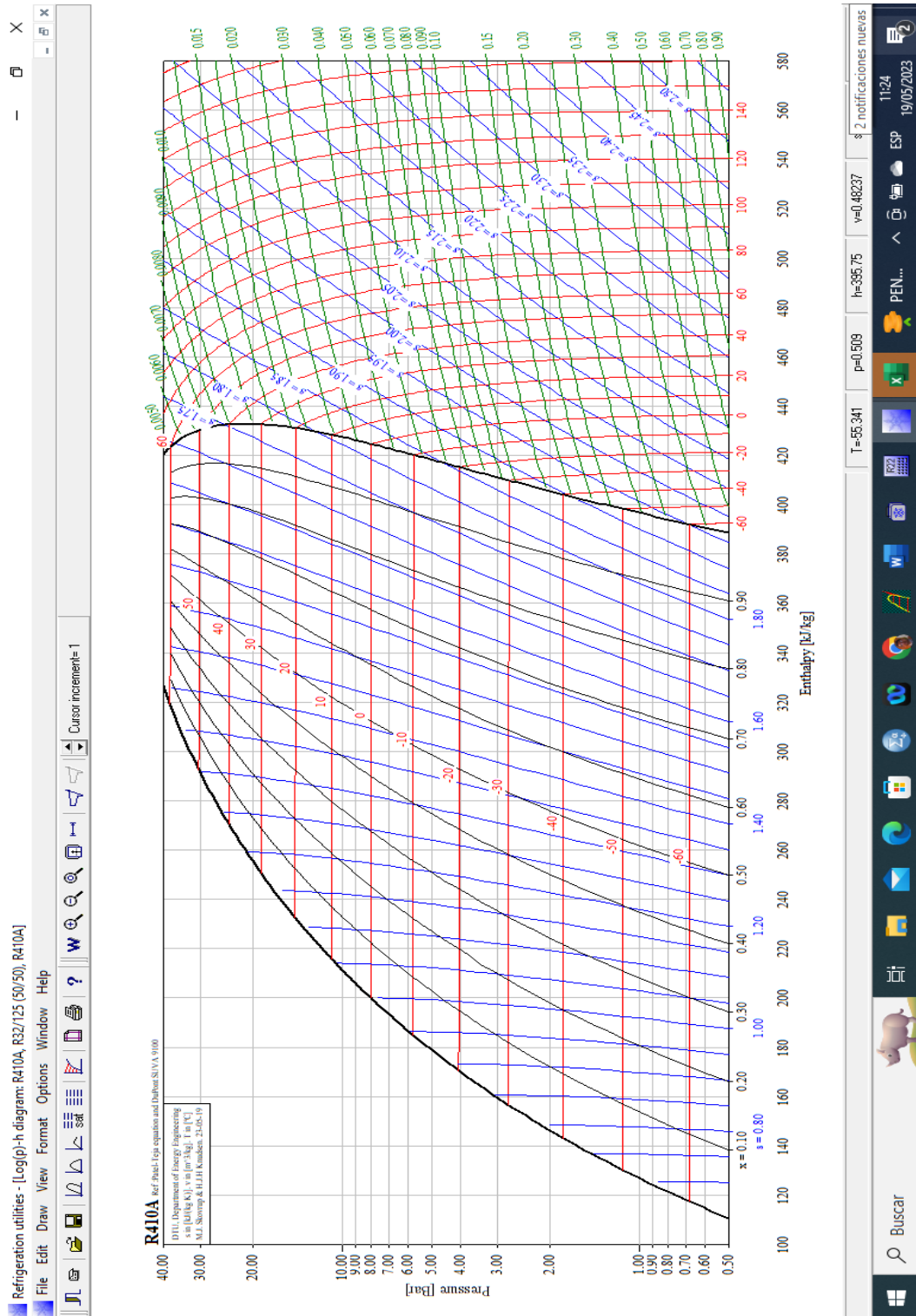


### Anexo 3: Diagrama p vs h del refrigerante R-717.



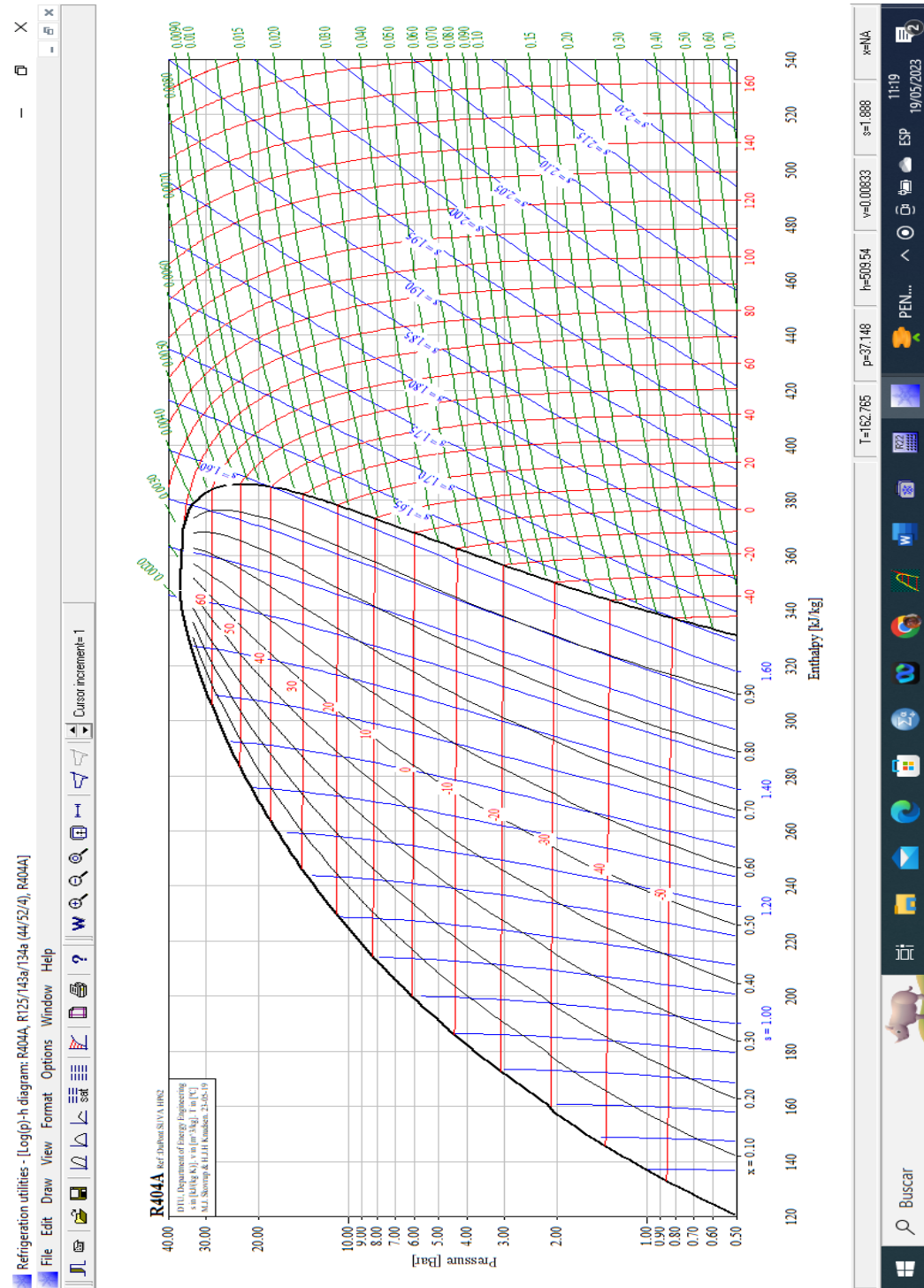
Fuente: Software Cool pack.

## Anexo 4: Diagrama p vs h del refrigerante R-410A.



Fuente: Software Cool pack.

Anexo 5: Diagrama p vs h del refrigerante R-404A.



Fuente: Software Cool pack.

Anexo 6: Presupuesto de la inversión.

Item	Descripción	Und.	Metrado	P.U (S/.)	Subtotal(S/.)
<b>1</b>	<b>OBRAS PRELIMINARES</b>				3300,00
<b>1,01</b>	Trazo y replanteo topografico	und	1	800,00	800,00
<b>1,02</b>	Adecuacion del terreno	und	1	2500,00	2500,00
<b>2</b>	<b>SUMINISTRO DE EQUIPOS</b>				119000,00
<b>2,01</b>	Camara de congelamiento	und	1	37000,00	37000,00
<b>2,02</b>	Unidad condensadora	glb	1	28000,00	28000,00
<b>2,03</b>	Unidad evaporadora	glb	1	36000,00	36000,00
<b>2,03</b>	Infraestructura electrica adicional	glb	1	8000,00	8000,00
<b>2,04</b>	Material para cimentacion	glb	1	2500,00	2500,00
<b>2,05</b>	Ferreteria adicional	glb	1	3500,00	3500,00
<b>2,06</b>	Material para insulado tuberias	glb	1	2800,00	2800,00
<b>2,07</b>	Instrumentacion	glb	1	2500,00	1200,00
<b>3</b>	<b>MONTAJE DE CAMARA DE CONGELAMIENTO</b>				12400,00
<b>3,01</b>	Excavacion de zanjas en terreno normal	m3	10	120,00	1200,00
<b>3,02</b>	Cimentacion	cjto	1	1,800,00	1800,00
<b>3,03</b>	Montaje de camara de congelamiento	cjto	1	5,000,00	3500,00
<b>3,04</b>	Montaje de unidad de refrigeracion	cjto	1	4,200,00	2400,00
<b>3,05</b>	Acabados	cjto	1	3,500,00	3500,00
<b>4</b>	<b>MONTAJE DE RED DE TUBERIAS</b>				6400,00
<b>4,01</b>	Montaje electrico	cjto	1	1200,00	1200,00
<b>4,02</b>	Montaje de tuberias	cjto	1	1800,00	1800,00
<b>4,03</b>	Aislamiento de tuberias	cjto	1	1200,00	1800,00
<b>4,04</b>	Acabados	cjto	1	1000,00	1600,00
<b>5</b>	<b>PRUEBAS Y ENSAYOS</b>				3600,00
<b>5,01</b>	Prueba hidrostatica de componentes	und	1	2000,00	1200,00
<b>5,02</b>	Pruebas de operacion con carga y vacio	und	1	1500,00	1200,00
<b>5,03</b>	Pruebas electricas	und	1	1500,00	1200,00
<b>6</b>	<b>SUBTOTAL ACTIVIDADES</b>				25000,00
<b>6,01</b>	Supervision externa	und	1	8000,0	8000,00
<b>6,02</b>	Gastos generales 10%	und	1	37325,0	17000,00
<b>7</b>	<b>SUBTOTAL OBRA</b>				169700,00
<b>8</b>	<b>IGV</b>				30546
<b>9</b>	<b>TOTAL</b>				200246,00

Fuente: Elaboración propias.

Anexo 7: Cuadro de Ingresos y Egresos.

CUADRO DE INGRESOS				
Item	Descripción	Unitario (S/)	Costo mes (S/)	Costo año (S/)
1,1	Alquiler de planta de congelado por día de 1 tonelada de pescado	120	14400	172800
CUADRO DE EGRESOS				
Item	Descripción	Unidad	Costo mes (S/)	Costo año (S/)
2,1	Facturación mensual de energía eléctrica con Tarifa BT5F	Global	3600	43200
2,2	Mano de Obra 01 operador de congelado	Global	1800	21600
2,3	Mantenimiento	Global	500	6000
2,4	Otros	Global	150	1800
	<b>Total Egresos</b>			<b>72600</b>

Fuente; Elaboración propia.



Anexo 8: Galería de fotos.

Foto 1 Tomada en la Planta de Hielo Tres Estrellas



Fuente; Elaboración propia.

Foto 2 Tomada en la Planta de Hielo Tres Estrellas



Fuente: Elaboración propia.

Foto 3 Tomada en la Planta de Hielo Tres Estrellas



Fuente: Elaboración propia.