

**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA  
FACULTAD DE INGENIERÍA**

**ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA EN  
ENERGÍA**



**UNS**  
UNIVERSIDAD  
NACIONAL DEL SANTA

**“Evaluación termo económica de tecnologías de compresión y refrigerantes en la eficiencia energética en una planta de hielo industrial”**

**TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE  
INGENIERO EN ENERGÍA**

**AUTORES:**

Bach. Caldas Chilicacepa, Jahn Carlos

Bach. Corpus Saldaña, Frank Jefferson

**ASESOR:**

M.Sc. Cedrón Maguiña, Ricardo Antonio

DNI 72839286

CÓD. ORCID 0000-0003-3925-4094

**NUEVO CHIMBOTE-PERÚ**

**2025**

**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA**  
**FACULTAD DE INGENIERÍA**



**ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA EN ENERGÍA**  
**CONFORMIDAD DEL ASESOR**

La presente Tesis ha sido revisada y desarrollada en cumplimiento del objetivo propuesto y reúne las condiciones formales y metodológicas, estando en cuadrado dentro de las áreas y líneas de investigación conforme al reglamento general para obtener el Título Profesional en la Universidad Nacional del Santa de acuerdo a la denominación siguiente:

TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO EN  
ENERGÍA

**“Evaluación termo económica de tecnologías de compresión y  
refrigerantes en la eficiencia energética en una planta de hielo  
industrial”**

AUTORES:

Bach. Caldas Chilicacepa, Jahn Carlos

Bach. Corpus Saldaña, Frank Jefferson

-----  
(Ricardo Antonio Cedrón Maguiña)

DNI 72839286

CÓD. ORCID 0000-0003-3925-4094

# UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA

## FACULTAD DE INGENIERÍA



### ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA EN ENERGÍA

#### CONFORMIDAD DEL JURADO EVALUADOR

El presente Jurado Evaluador da la conformidad del presente informe, desarrollado en cumplimiento del objetivo propuesto y presentado con forme al Reglamento General para obtener el Título Profesional en la Universidad Nacional del Santa, titulado:

**“Evaluación termo económica de tecnologías de compresión y refrigerantes en la eficiencia energética en una planta de hielo industrial”**

AUTORES:

Bach. Caldas Chilicacepa, Jahn Carlos

Bach. Corpus Saldaña, Frank Jefferson

Revisado y evaluado por el siguiente Jurado Evaluador:

Mg. Amancio Ramiro Rojas Flores  
**PRESIDENTE**  
DNI: 32806031  
CÓD. ORCID: 0000-0003-4897-7585

M.Sc. Julio Hipólito Néstor Escate Ravello  
**SECRETARIO**  
DNI: 32850228  
CÓD. ORCID: 0000-0001-9950-2999

Dr. Denis Javier Arangurí Cayetano  
**INTEGRANTE**  
DNI: 42009679  
CÓD. ORCID: 0000-0002-6119-2072

## ACTA DE SUSTENTACIÓN DE TESIS

Siendo las 11:00 a.m. del día miércoles 15 de octubre del año dos mil veinticinco, en el Aula E-3 de la Escuela Profesional de Ingeniería en Energía, y en cumplimiento de lo establecido en el Artículo 68° del Reglamento General de Grados y Títulos, aprobado mediante Resolución N.° 337-2024-CU-R-UNS de fecha 12 de abril de 2024, se dio inicio a la sesión de sustentación, instalándose el **Jurado Evaluador** designado mediante **Resolución N° 412-2025-UNS-CFI** de fecha 31 de julio de 2025, conformado por los siguientes docentes:

- Mg. Amancio Ramiro Rojas Flores : Presidente
- M.Sc. Julio Hipólito Néstor Escate Ravello : Secretario
- Dr. Denis Javier Arangurí Cayetano : Integrante

Y según la **Resolución Decanal N.° 682-2025-UNS-FI de fecha 6 de octubre de 2025**, se **DECLARA EXPEDITO** a los bachilleres para dar inicio a la sustentación y evaluación de Tesis, titulada: **"EVALUACIÓN TERMOCÓNOMICA DE TECNOLOGÍAS DE COMPRESIÓN Y REFRIGERANTES EN LA EFICIENCIA ENERGÉTICA DE UNA PLANTA DE HIELO INDUSTRIAL"**, presentada por los bachilleres: **CORPUS SALDAÑA FRANK JEFFERSON**, con código de matrícula N° 0201011030 y **CALDAS CHILICACEPA JAHN CARLOS**, con código de matrícula N.° 201011015, bajo la asesoría del **M.Sc. Ricardo Antonio Cedrón Maguiña**, designado mediante Resolución Decanal N.° 072-2023-UNS-FI de fecha 2 de enero de 2023.


Concluida la exposición, el bachiller absolvió las preguntas formuladas por los miembros del Jurado y por el público asistente.


Acto seguido, el Jurado Evaluador deliberó sobre los aspectos relacionados con el contenido, desarrollo y exposición del trabajo, formulando las observaciones y recomendaciones pertinentes. En concordancia con lo establecido en el Artículo 73° del Reglamento General de Grados y Títulos de la Universidad Nacional del Santa, el Jurado acuerda declarar:

BACHILLER	PROMEDIO	PONDERACIÓN
CALDAS CHILICACEPA JAHN CARLOS	17	Bueno

Siendo las 12:00 p.m. del mismo día, se dio por concluida la sesión, firmando los miembros del Jurado en señal de conformidad.

  
Mg. Amancio Ramiro Rojas Flores  
PRESIDENTE

  
M.Sc. Julio Hipólito Néstor Escate Ravello  
SECRETARIO

  
Dr. Denis Javier Arangurí Cayetano  
INTEGRANTE

## ACTA DE SUSTENTACIÓN DE TESIS

Siendo las 11:00 a.m. del día miércoles 15 de octubre del año dos mil veinticinco, en el Aula E-3 de la Escuela Profesional de Ingeniería en Energía, y en cumplimiento de lo establecido en el Artículo 68° del Reglamento General de Grados y Títulos, aprobado mediante Resolución N.º 337-2024-CU-R-UNS de fecha 12 de abril de 2024, se dio inicio a la sesión de sustentación, instalándose el **Jurado Evaluador** designado mediante **Resolución N° 412-2025-UNS-CFI** de fecha 31 de julio de 2025, conformado por los siguientes docentes:

- Mg. Amancio Ramiro Rojas Flores : Presidente
- M.Sc. Julio Hipólito Néstor Escate Ravello : Secretario
- Dr. Denis Javier Arangurí Cayetano : Integrante

Y según la **Resolución Decanal N.º 682-2025-UNS-FI de fecha 6 de octubre de 2025**, se **DECLARA EXPEDITO** a los bachilleres para dar inicio a la sustentación y evaluación de Tesis, titulada: **"EVALUACIÓN TERMOCÓNOMICA DE TECNOLOGÍAS DE COMPRESIÓN Y REFRIGERANTES EN LA EFICIENCIA ENERGÉTICA DE UNA PLANTA DE HIELO INDUSTRIAL"**, presentada por los bachilleres: **CORPUS SALDAÑA FRANK JEFFERSON**, con código de matrícula N° 0201011030 y **CALDAS CHILICACEPA JAHN CARLOS**, con código de matrícula N.º 201011015, bajo la asesoría del **M.Sc. Ricardo Antonio Cedrón Maguiña**, designado mediante Resolución Decanal N.º 072-2023-UNS-FI de fecha 2 de enero de 2023.

Concluida la exposición, el bachiller absolvió las preguntas formuladas por los miembros del Jurado y por el público asistente.

Acto seguido, el Jurado Evaluador deliberó sobre los aspectos relacionados con el contenido, desarrollo y exposición del trabajo, formulando las observaciones y recomendaciones pertinentes. En concordancia con lo establecido en el Artículo 73° del Reglamento General de Grados y Títulos de la Universidad Nacional del Santa, el Jurado acuerda declarar:

BACHILLER	PROMEDIO	PONDERACIÓN
CORPUS SALDAÑA FRANK JEFFERSON	16	REGULAR.

Siendo las 12:00 p.m. del mismo día, se dio por concluida la sesión, firmando los miembros del Jurado en señal de conformidad.

  
Mg. Amancio Ramiro Rojas Flores  
PRESIDENTE

  
M.Sc. Julio Hipólito Néstor Escate Ravello  
SECRETARIO

  
Dr. Denis Javier Arangurí Cayetano  
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: Jahn Carlos Caldas Chilicacepa  
Título del ejercicio: Evaluacion termo economica de tecnologias de compresion y r...  
Título de la entrega: Evaluación termo económica de tecnologías de compresion y r...  
Nombre del archivo: TESIS-\_JAHN\_y\_FRANK\_27\_10\_2025\_1.pdf  
Tamaño del archivo: 3.16M  
Total páginas: 87  
Total de palabras: 19,057  
Total de caracteres: 104,948  
Fecha de entrega: 05-nov-2025 07:38a. m. (UTC-0500)  
Identificador de la entrega: 2804240948

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



"Evaluación termo económica de tecnologías de compresión y refrigerantes en la eficiencia energética en una planta de hielo industrial"

TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO EN ENERGÍA

AUTORES:

Bach. Caldas Chilicacepa, Jahn Carlos

Bach. Cuevas Saldaña, Frank Jefferson

ASESOR:

M.Sc. Cobrin Magaña, Ricardo Antonio

NUEVO CHIMBOTE-PERÚ

2025

## Evaluación termo económica de tecnologías de compresion y refrigerantes en la eficiencia energética en una planta de hielo industrial

### INFORME DE ORIGINALIDAD

<b>16%</b> INDICE DE SIMILITUD	<b>15%</b> FUENTES DE INTERNET	<b>4%</b> PUBLICACIONES	<b>9%</b> TRABAJOS DEL ESTUDIANTE
-----------------------------------	-----------------------------------	----------------------------	--------------------------------------

### FUENTES PRIMARIAS

<b>1</b>	<b>silو.tips</b> Fuente de Internet	<b>1%</b>
<b>2</b>	<b>www.cofrico.com</b> Fuente de Internet	<b>1%</b>
<b>3</b>	<b>hdl.handle.net</b> Fuente de Internet	<b>1%</b>
<b>4</b>	<b>html.pdfcookie.com</b> Fuente de Internet	<b>1%</b>
<b>5</b>	<b>blogs.usil.edu.pe</b> Fuente de Internet	<b>1%</b>
<b>6</b>	<b>upc.aws.openrepository.com</b> Fuente de Internet	<b>1%</b>
<b>7</b>	<b>Submitted to Universidad Politecnica Salesiana del Ecuador</b> Trabajo del estudiante	<b>1%</b>
<b>8</b>	<b>repositorio.upse.edu.ec</b> Fuente de Internet	<b>&lt;1%</b>
<b>9</b>	<b>repositorio.zegel.edu.pe</b> Fuente de Internet	<b>&lt;1%</b>
<b>10</b>	<b>eduardomartinezconalep183.wordpress.com</b> Fuente de Internet	<b>&lt;1%</b>

## DEDICATORIA

**A Dios**, quien me brinda la vida y la salud cada día para luchar con ímpetu y denuedo por mis sueños y lograr este importante objetivo.

**A mis padres**, quienes, con su incondicional amor, sacrificio y apoyo constante, me brindaron los valores y las herramientas necesarias para alcanzar mis sueños.

**A mi amada esposa**, por su comprensión, paciencia y fortaleza, siendo mi pilar fundamental y mi inspiración en cada etapa de este camino.

**A mis queridos hijos**, la luz de mi vida, por ser mi mayor motivación y la promesa de un futuro mejor que me impulsa a crecer cada día.

*Caldas Chilicacepa Jahn Carlos*

**A Dios**, quien ha sido mi guía, fortaleza y su mano de fidelidad y amor han estado conmigo hasta el día de hoy

**A mi esposa y mis hijas** que son la inspiración de mis logros que me impulsa a seguir adelante en la vida

**A mis padres** quienes con su amor, paciencia y esfuerzo nos han permitido llegar a cumplir hoy un sueño más, gracias por inculcarnos en nosotros el ejemplo del esfuerzo y valentía, de no temer las adversidades porque Dios está con nosotros siempre

**A mis hermanos** por su cariño y apoyo incondicional, durante todo este proceso por estar con nosotros en todo momento

*Corpus Saldaña Frank Jefferson*



## AGRADECIMIENTO

La culminación de esta tesis representa no solo el esfuerzo individual, sino también el apoyo invaluable de diversas personas e instituciones a lo largo de este trayecto académico y personal.

En primer lugar, expresamos nuestra más profunda gratitud a nuestro asesor, **M.Sc. Cedrón Maguiña, Ricardo Antonio**, por su guía experta, su paciencia inquebrantable, sus valiosas correcciones y el constante estímulo que fueron fundamentales para el desarrollo y éxito de esta investigación. Su conocimiento y dedicación fueron pilares esenciales.

Extendemos nuestro sincero agradecimiento a los distinguidos **docentes de la Escuela Profesional de Ingeniería en Energía** de la Universidad Nacional del Santa, quienes, con su sabiduría, experiencia y pasión por la enseñanza, forjaron nuestros conocimientos y nos inspiraron a lo largo de nuestra formación profesional.

Asimismo, agradecemos a **nuestras familias y amigos** por su apoyo incondicional, su comprensión y el aliento constante en los momentos de desafío, siendo un soporte vital que nos permitió perseverar hasta alcanzar este logro.

Finalmente, manifestamos nuestra gratitud a la **Universidad Nacional del Santa** por brindarnos el entorno académico y los recursos necesarios para nuestra formación, y a todas aquellas personas e instituciones que, de manera directa o indirecta, contribuyeron al desarrollo de este trabajo.

## ÍNDICE GENERAL

<b>I. INTRODUCCIÓN</b> .....	1
1.1. Realidad problemática .....	1
1.2. Objetivos .....	5
1.2.1. Objetivo general.....	5
1.2.2. Objetivos específicos .....	5
1.3. Hipótesis .....	5
1.4. Justificación e Importancia .....	5
<b>II. MARCO TEÓRICO</b> .....	7
2.1. Antecedentes .....	7
2.2. Marco Conceptual .....	10
2.2.1. Características y propiedades del hielo .....	10
2.2.2. Tipos de hielo y su uso .....	11
2.2.2.1. Hielo en bloques .....	11
2.2.2.2. Hielo en bloques de fabricación rápida .....	12
2.2.2.3. Hielo en escamas .....	13
2.2.2.4. Bloque de trozos pequeños de hielo compactos .....	13
2.2.2.5. Hielo fundente .....	14
2.2.3. Sistemas de refrigeración .....	14
2.2.4. Sistema de refrigeración por compresión de vapor .....	15
2.2.5. Componentes de un sistema de refrigeración por compresión de vapor .....	16
2.2.5.1. Compresor .....	16
2.2.5.2. Línea de descarga .....	17
2.2.5.3. Condensador .....	17
2.2.6. Ciclos de compresión de vapor .....	17
2.2.7. Indicadores de un sistema de refrigeración por compresión de vapor .....	17
2.2.8. Balance de energía en planta de hielo .....	19
2.2.9. Refrigerante .....	22
2.2.9.1. Características de los refrigerantes .....	22
2.2.9.2. Estados y condiciones del refrigerante .....	23
2.2.9.3. Tipos de refrigerante usados en la presente investigación .....	24
<b>III. MATERIALES Y MÉTODOS</b> .....	27
3.1. Método de la Investigación .....	27
3.2. Diseño de la Investigación .....	27
3.3. Población y Muestra .....	27
3.4. Operacionalización de las Variables .....	27

<b>3.5. Técnica e Instrumento de recolección de datos</b> .....	28
<b>Técnicas</b> .....	28
<b>Instrumentos</b> .....	28
<b>b. Softwares</b> .....	28
<b>c. Ficha Técnica</b> .....	29
<b>3.6. Técnicas de análisis de resultados</b> .....	29
<b>3.6.1. Condiciones de la operación</b> .....	29
<b>3.6.2 Metodología de cálculo</b> .....	31
<b>IV. RESULTADOS</b> .....	32
<b>4.1. Cálculo de la carga térmica en la planta de hielo en bloques</b> .....	32
<b>4.1.1. Consideraciones de cálculo</b> .....	32
<b>4.1.2. Determinación de cargas térmicas intervinientes</b> .....	32
<b>4.1.3. Carga frigorífica total para el proceso</b> .....	34
<b>4.1.4. Resumen de cálculos</b> .....	34
<b>4.2. Balance de energía en el sistema de refrigeración</b> .....	35
<b>4.3. Caracterización del subenfriamiento y sobrecalentamiento</b> .....	39
<b>4.4. Balance de energía del sistema de refrigeración</b> .....	41
<b>4.5. Evaluación técnico- económica</b> .....	49
<b>4.6. Evaluación Ambiental</b> .....	54
<b>4.7. Discusión de Resultados</b> .....	58
<b>V. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES</b> .....	60
<b>VI. REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS</b> .....	63
<b>VII. ANEXOS</b> .....	68

## ÍNDICE DE TABLAS

<b>Tabla 1</b> Propiedades del hielo .....	11
<b>Tabla 2</b> Ventajas y desventajas que presenta el hielo en bloques .....	11
<b>Tabla 3</b> Ventajas y desventajas que presenta el hielo en escamas .....	13
<b>Tabla 4</b> Principales propiedades del amoniaco .....	24
<b>Tabla 5</b> Principales propiedades del R-744 (CO <sub>2</sub> ) .....	25
<b>Tabla 6</b> Instrumentos .....	28
<b>Tabla 7</b> Especificaciones técnicas del sistema de refrigeración industrial .....	29
<b>Tabla 8</b> Datos de ingreso para determinación de la carga térmica .....	32
<b>Tabla 9</b> Resumen de los datos de la Potencia de Carga Frigorífica .....	34
<b>Tabla 10</b> Valores del refrigerante R-717 en el ciclo de refrigeración por compresión de vapor .....	35
<b>Tabla 11</b> Valores del refrigerante R-744 en el ciclo de refrigeración por compresión ..	36
<b>Tabla 12</b> Resumen de los resultados obtenidos para los refrigerantes evaluados. ....	45
<b>Tabla 13</b> Compresores de Pistón y Tornillo para R744 - Potencias en Paralelo. ....	46
<b>Tabla 14</b> Características técnicas y económicas del compresor tipo tornillo GEA Grasso de 400Kw .....	48
<b>Tabla 15</b> Ahorro energético después de instalar el refrigerante R-744. ....	50
<b>Tabla 16</b> Datos económicos base del proyecto .....	50
<b>Tabla 17</b> Flujo de Caja Proyectado para los próximos 15 años. ....	51
<b>Tabla 18</b> Sensibilidad económica respecto a los ingresos .....	52
<b>Tabla 19</b> Sensibilidad económica respecto a los costos .....	52
<b>Tabla 20</b> Umbral de cambio para VAN = 0 .....	53
<b>Tabla 21</b> Clasificación de Seguridad de Refrigerantes ASHRAE .....	54
<b>Tabla 22</b> Cuadro de Clases de Toxicidad e Inflamabilidad .....	55
<b>Tabla 23</b> Potencial de Calentamiento Global (GWP) de refrigerantes varios .....	56
<b>Tabla 24</b> Cuadro Resumen Comparativo de la Evaluación Ambiental entre R-744 y R-717 .....	57

## ÍNDICE DE FIGURAS

<b>Figura 1</b> Representación del hielo en bloques y en escamas.....	12
<b>Figura 2</b> Elementos fundamentales de un sistema de refrigeración.....	16
<b>Figura 3</b> Generación de bloques de hielo en planta industrial.....	30
<b>Figura 4</b> Diagrama de Flujo de la Metodología para el Análisis de la Influencia del Subenfriamiento en la Eficiencia (COP) del Sistema de Refrigeración.....	31
<b>Figura 5</b> Ciclo termodinámico real de refrigeración por compresión de vapor, diagrama P-H.....	35

## ÍNDICE DE ANEXOS

<b>ANEXO 1.</b> Diagrama de flujo de la producción de hielo en bloques.....	68
<b>ANEXO 2.</b> Explicación sobre el uso del programa COOLPACK.....	69
<b>ANEXO 3.</b> Fichas Técnicas y Especificaciones de Compresores de CO <sub>2</sub> (R744).....	73

## RESUMEN

El presente estudio tuvo como objetivo principal evaluar técnico-económica y ambientalmente las tecnologías de compresión y refrigerantes en la eficiencia energética de una planta de hielo industrial. La metodología incluyó la determinación de la carga frigorífica de la planta (1093.28 kW) y un balance energético exhaustivo del sistema de refrigeración por compresión de vapor, analizando la influencia del subenfriamiento y sobrecalentamiento en el Coeficiente de Rendimiento (COP). Se realizó una evaluación económica detallada de los costos de inversión y operación, y una evaluación ambiental centrada en el Potencial de Calentamiento Global (GWP), la toxicidad y la inflamabilidad de los refrigerantes, comparando Amoníaco (R-717) y Dióxido de Carbono (R-744).

Los resultados clave indican que el R-744 demostró un COP significativamente superior (4.58) en comparación con el Amoníaco (3.41), lo que se traduce en ahorros energéticos sustanciales. La evaluación económica del sistema con R-744 proyectó un ahorro del 27%, un Valor Actual Neto (VAN) de S/ 1'656,467, una Tasa Interna de Retorno (TIR) del 32.8%, y un período de recuperación (Payback) de 3 años, con una vida útil de 15 años. Desde la perspectiva ambiental, el R-744 presenta un GWP de 1, nula toxicidad y nula inflamabilidad, posicionándolo como una opción altamente favorable.

**Palabras clave:** Refrigeración, Eficiencia energética, R-744, CO<sub>2</sub>, COP, Evaluación económica, GWP, Planta de hielo.

## ABSTRACT

The main objective of this study was to conduct a techno-economic and environmental assessment of compression technologies and refrigerants for energy efficiency in an industrial ice plant. The methodology included determining the plant's refrigeration load (1093.28 kW) and performing a comprehensive energy balance for the vapor compression refrigeration system, analyzing the influence of subcooling and superheating on the Coefficient of Performance (COP). A detailed economic evaluation of investment and operational costs was carried out, along with an environmental assessment focused on the Global Warming Potential (GWP), toxicity, and flammability of refrigerants, comparing Ammonia (R-717) and Carbon Dioxide (R-744).

Key results indicate that R-744 demonstrated a significantly higher COP (4.58) compared to Ammonia (3.41), leading to substantial energy savings. The economic evaluation of the R-744 system projected a 27% saving, a Net Present Value (NPV) of S/ 1'656,467, an Internal Rate of Return (IRR) of 32.8%, and a payback period of 3 years, with a useful life of 15 years. From an environmental perspective, R-744 has a GWP of 1, null toxicity, and null flammability, positioning it as a highly favorable option.

**Keywords:** Refrigeration, Energy efficiency, R-744, CO<sub>2</sub>, COP, Economic evaluation, GWP, Ice plant.

# I. INTRODUCCIÓN

## 1.1. Realidad problemática

Este estudio tiene como objetivo mejorar el Coeficiente de Rendimiento (COP), que es un indicador central de la eficiencia energética de los sistemas de refrigeración, mediante la implementación de refrigerantes como el amoníaco (R717). Tanto a nivel internacional como nacional, este tema enfrenta problemas respecto al impacto ambiental, la sostenibilidad energética y la seguridad y salud ocupacional.

La producción de hielo de grado industrial tiene desafíos globales relacionados con el refrigerante utilizado y la sostenibilidad energética. Por ejemplo, el CFC-12 (freón R12) es bien conocido por ser utilizado como refrigerante, pero está restringido y regulado internacionalmente por su muy alto potencial de calentamiento global (GWP) y su impacto en la capa de ozono. En el caso del amoníaco (R717), su impacto ambiental es mucho más benigno, por lo que se emplea de manera más eficiente, pero presenta otros problemas técnicos y económicos respecto a su adopción, particularmente en países en desarrollo con capital limitado para implementar estas tecnologías. En este sentido, la eficiencia energética representada por el COP es crítica, ya que cuanto mayor sea este índice, menos energía se requiere para producir la misma cantidad de frío. No obstante, muchas plantas industriales alrededor del mundo aún en la década de los ochenta utilizan tecnologías obsoletas que no optimizan este parámetro, aumentando significativamente los costos operativos y las emisiones de gases de efecto invernadero.

El estrés relacionado con el trabajo y su contexto, en sectores críticos, también afecta el sistema de refrigeración funcional. Por ejemplo, se reporta que las enfermeras que laboran en unidades de emergencia, en Indonesia, padecen de estrés extremo a causa de sus condiciones laborales (Kusumawati et al., 2024). Este fenómeno particular puede encontrarse en la industria del hielo, donde los operadores de sistemas de refrigeración enfrentan presiones análogas, como condiciones de temperatura extremas, así como el peligro de trabajar con materiales peligrosos. Estas condiciones laborales no solo son nocivas para la



salud de los trabajadores, sino que, además, hacen inaudible el control de la perturbadora modificación de un ciclo que se requiere para reducir el COP en el sistema.

La energía es uno de los principales temas que deben abordarse a nivel global. Finlandia estudia cómo la salud y el bienestar de los empleados afectan la productividad y también analiza la necesidad de utilizar tecnologías más eficientes y sostenibles (Lahteenmaki et al., 2024). En relación con la industria del hielo, esto significa el uso de sistemas de refrigeración que no solo reduzcan el consumo de energía, sino que también aumenten el COP, de tal manera que la producción de hielo use menos recursos. Además, en los Estados Unidos hay algunos sistemas de coproducción comunitaria diseñados para resolver problemas sociales más complejos que agilizan la interacción entre empresas, el gobierno y la comunidad (Rosenberger et al., 2024). Este tipo de intervención podría aplicarse en la industria del hielo al fomentar la actividad empresarial y el desarrollo sostenible mediante la colaboración de múltiples partes interesadas utilizando tecnologías innovadoras que aumenten el COP y reduzcan el impacto ambiental.

La ineficiencia en el uso de la energía es uno de los muchos problemas que Perú enfrenta con la producción de hielo industrial. Aún existen plantas de hielo que utilizan más R12 que funcionan con dispositivos obsoletos debido a su bajo impacto ambiental. Estas tecnologías, al no optimizar el COP, acaban derrochando energía y generando costos operativos insostenibles. Para que la nación produzca más con menos recursos, es esencial que el país instale equipos de refrigeración con compresoras y se use refrigerantes más amigables con el medio ambiente, como el amoníaco. A pesar de lo mencionado, para las empresas locales estas transiciones son extremadamente complicadas porque conllevan una gran inversión y capacitación técnica.

Los riesgos relacionados con productos químicos y la exposición a riesgos físicos son otro problema importante en Perú. Las personas que trabajan en las plantas de hielo también están en riesgo porque sufren fugas de amoníaco, así como estar en condiciones de frío extremo. Esto es relativo al problema del estrés ocupacional que ya se ha explorado en otras áreas como la enfermería en Indonesia (Kusumawati et al., 2024). En Finlandia, por ejemplo, un problema como el

bienestar en el lugar de trabajo se cuida adecuadamente (Lahteenmaki et al., 2024). A diferencia de Perú, sin embargo, no hay un plan que busque mejorar las condiciones laborales en la industria del hielo o proporcionar algún incentivo para la adopción de tecnologías más limpias. Estos factores afectan la capacidad de las plantas para operar de manera eficiente porque se requiere un mantenimiento y supervisión adecuados para optimizar el COP.

El mercado de la producción de hielo en la región de Perú presenta deficiencias, al parecer, por la falta de refrigeración y tecnologías de compresión. En este contexto, los bajo COPs indican que se debe gastar más energía para producir un volumen de hielo requerido. Esto incrementa no solo costos operacionales, sino también la emisión de gases de efecto invernadero. Esto severamente disminuye la competitividad de las empresas peruanas en el comercio internacional, sobre todo para industrias como la pesquera donde el hielo es una materia prima fundamental. Adicionalmente, en zonas como Pucusana y Chimbote, el hielo es de vital relevancia para los habitantes que ejercen la pesca de manera artesanal. Desafortunadamente, estas comunidades carecen de acceso a tecnología eficiente y sostenible, lo que impide que puedan competir en un mercado global.

La situación general en Perú se agrava por las políticas públicas inadecuadas y la negligencia de las agencias relevantes. A diferencia de otras regiones donde hay intentos de ayudar en el desarrollo de tecnologías innovadoras y prácticas respetuosas con el medio ambiente, Perú parece fallar en proporcionar iniciativas claras que motiven a las empresas a invertir en tecnologías que mejoren el COF y reduzcan las actividades dañinas. De esta manera, la competencia internacional se ve afectada ya que las comunidades locales y las empresas están estancadas utilizando tecnologías ineficientes y obsoletas (Mariños et al., 2017).

En resumen, la producción de hielo industrial, a nivel nacional e internacional, enfrenta desafíos únicos. Globalmente, el uso de refrigerantes, las condiciones laborales e incluso el enfoque hacia la sostenibilidad de la eficiencia energética impactan a la industria. En Perú, estos problemas se agravan por tecnologías obsoletas, políticas débiles y condiciones de trabajo peligrosas. La productividad de las plantas de hielo térmico, como resultado, supera la expectativa de cumplir

con los objetivos establecidos por dichas políticas, y en cambio contribuye al desarrollo sostenible, el crecimiento económico y la mejora de la calidad de vida en la comunidad. Además, desde la optimización del COP, las empresas sudamericanas tienen mayores ventajas en costos operativos y ambientales, lo que les ayuda a competir en el mercado global.

A nivel local, la planta frigorífica NAFTAES enfrenta un problema significativo en cuanto a la eficiencia energética y la seguridad operativa de su sistema de refrigeración. Actualmente, la planta opera un sistema convencional que emplea amoníaco (R717) como refrigerante. Aunque ofrece una eficiencia promedio razonable en términos termodinámicos, presenta varias limitaciones que afectan la productividad y la sostenibilidad. Existen desventajas importantes asociadas con la toxicidad del refrigerante y los riesgos de fuga, y esas preocupaciones son primordiales en términos de seguridad para el personal y el medio ambiente. Además, el sistema existente también es altamente ineficiente energéticamente, consumiendo cantidades excesivas de electricidad durante la etapa de congelación, donde la producción de hielo es significativamente alta. La demanda operativa incrementada para el control térmico tiende a elevar los estándares necesarios para lograr un rendimiento termodinámico fiable y estable. Económicamente, esto lleva a pagar facturas de energía más altas y disminuye la competitividad de la empresa en el mercado, que es cada vez más sensible a soluciones ecológicas rentables. Las preocupaciones ambientales aumentan los costos operativos, reduciendo la competitividad de la empresa en el mercado.

En este sentido, la alternativa tecnológica propuesta es la incorporación de sistemas de refrigeración en cascada con dióxido de carbono (R744) como refrigerante para la etapa de baja temperatura. El R744, por su parte, es un refrigerante natural que no presenta problemas de toxicidad o inflamabilidad y tiene un excelente rendimiento en frío. Esto aumenta el coeficiente de desempeño (COP) del sistema, por lo que es un mejorador potencial. Esta inversión podría llevar no solo a una menor optimización del consumo de energía, sino también a un menor riesgo operacional y un menor impacto en el medio ambiente, cumpliendo con las modernas estrategias sobre eficiencia energética y refrigeración verde. En este sentido, la propuesta central radica en definir y analizar soluciones termo-económicas que pueden implementar una comparación

entre tecnologías de compresión y refrigerantes, proyectando la oportunidad de incrementar el aprovechamiento energético, simplificar la seguridad operacional, y la sostenibilidad técnica, lógica y financiera de la planta de hielo industrial.

Teniendo en cuenta que la planta de hielo industrial tiene una elevada demanda viéndose afectada su productividad en la etapa de congelamiento en función a un tiempo reducido para formar hielo industrial óptimo se planteó el siguiente problema ¿Qué alternativas de evaluación termo económica de tecnologías de compresión y refrigerantes mejorarán la eficiencia energética de una planta de hielo industrial?

## **1.2.Objetivos**

Para llevar a cabo este objetivo, se plantearon los siguientes:

### **1.2.1. Objetivo general**

Evaluar las propuestas termo económicas de tecnologías de compresión y refrigerantes en la eficiencia energética en una planta de hielo industrial.

### **1.2.2. Objetivos específicos**

- Cuantificar la demanda eléctrica y térmica de la planta de hielo industrial.
- Determinar los parámetros termodinámicos de ciclo y aplicar el balance de exergía y energía del sistema de refrigeración por compresión de vapor.
- Caracterizar los parámetros técnicos de las tecnologías de compresores y propiedades termodinámicas de refrigerantes industriales.
- Determinar el performance de operación de ciclo y el balance de energía con cada propuesta.
- Establecer los indicadores tecno-económicos.

## **1.3.Hipótesis**

La evaluación de tecnologías de compresión indica que el compresor de tornillo es la mejor opción para una planta de hielo industrial con las especificaciones indicadas en este trabajo, y el refrigerante más adecuado es el R-744 (CO<sub>2</sub>), el cuál incrementa el COP en un 8.2%.

## **1.4.Justificación e Importancia**

Uno de los problemas que ha venido generando mayor impacto es el cambio climático, debido a los gases de efecto invernadero, el cual es considerado como uno de los principales problemas en la actualidad, dado que el contribuye al

incremento de la temperatura media del planeta (Jacobo, 2021). Según datos proporcionados por el Ministerio del Ambiente (2021), las actividades productivas de los sectores empresariales del Perú representan aproximadamente el 1% de las emisiones globales de toneladas de CO<sub>2</sub>. Ante estas cifras preocupantes, el gobierno peruano ha implementado diversas medidas, entre las cuales destaca la ley Marco sobre el Cambio Climático (2018). Esta legislación propone una serie de principios, enfoques y transporte de medidas relacionadas con la adaptación y mitigación del cambio climático. Sin embargo, aún persiste la situación en la que muchas empresas aún no toman en cuenta las repercusiones ambientales de sus actividades, lo cual subraya la necesidad de una mayor conciencia y compromiso por parte del sector empresarial de manera efectiva y responsable (Grados, 2022).

El uso generalizado de refrigerantes es una práctica habitual en una amplia gama de aplicaciones, que van desde las neveras convencionales hasta las complejas instalaciones de congelación o refrigeración a gran escala. No obstante, es importante destacar que ciertos tipos de refrigerantes pueden tener un impacto ambiental significativo (Plazas, 2012). Reducir la huella de carbono tiene número beneficios para las empresas. Entre ellos se incluyen el ahorro de costos mediante una gestión eficiente de los recursos y la adopción de buenas prácticas (Arteaga, 2017)

Debido al significativo impacto que conlleva el uso eficiente de la energía eléctrica, así como la combinación de tecnologías eficientes y refrigerantes de bajo impacto ambiental, tanto a nivel ambiental como económico, la empresa NAFTES, con sede en la ciudad de Chimbote, Ancash, y con muchos años de experiencia en la producción de hielo, se ha propuesto mejorar su sistema de refrigeración convencional, que actualmente utiliza agua de salmuera. El objetivo es el incrementar el coeficiente de rendimiento (COP) y optimizar el uso de recursos. E este sentido, la empresa ha planteado evaluar propuestas termo económicas que involucren tecnologías de compresión y refrigerantes más eficientes para mejorar la eficiencia energética de sus procesos.

## II. MARCO TEÓRICO

### 2.1. Antecedentes

Lee et al. (2024) llevaron a cabo un estudio experimental sobre la cantidad óptima de carga del refrigerante R-744 en un enfriador de salmuera, aplicado a la producción de semiconductores. El estudio se centró en la evaluación del efecto de la carga de R-744, considerado un refrigerante eco-amigable en reemplazo de los "Freones" regulados por su alto ODP y GWP. El objetivo fue analizar cómo la cantidad de carga impacta el rendimiento del sistema, basándose en la temperatura de descarga después de enfriar los objetos y operando bajo condiciones subcríticas. Los resultados revelaron que la carga óptima de refrigerante varía significativamente si se optimiza para el coeficiente de rendimiento (COP) o para la máxima capacidad de enfriamiento. Específicamente, para el aparato de prueba utilizado en el estudio, la carga óptima de R-744 para obtener la máxima capacidad de enfriamiento se estimó en 8.2 kg cuando la temperatura del objeto a enfriar estaba en el rango de  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$  a  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ , y en 9.2 kg cuando la temperatura del objeto era de  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Sin embargo, en términos del COP, la carga óptima se estimó en 8.2 kg para el rango de temperatura del objeto entre  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$  y  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Los autores atribuyeron esta diferencia a la variación en la capacidad calorífica de evaporación requerida, la cual depende de la temperatura objetivo del objeto a enfriar. Este trabajo enfatiza la importancia de una gestión precisa y diferenciada de la carga de R-744 para optimizar el rendimiento en aplicaciones industriales específicas.

Vargas (2022) llevó a cabo un estudio con el objetivo de analizar el rendimiento exergético de la refrigeración de ciclo en cascada (CRS) enfocado en probar diferentes fluidos de trabajo. La metodología consistió en realizar un análisis termodinámico y de sensibilidad utilizando el Resolutor de Ecuaciones de Ingeniería de dos etapas (EES), comenzando con refrigeración a alta temperatura y posteriormente pasando a refrigeración a baja temperatura. Se evaluaron diferentes pares de refrigerantes al aplicar indicadores de sostenibilidad y un análisis de sensibilidad del ciclo. Los resultados revelaron que el comportamiento del sistema cambia significativamente con los refrigerantes variables, influyendo en la eficiencia exergética, los indicadores de sostenibilidad y otras métricas de impacto. En conclusión, se encontró que el análisis exergético y de sostenibilidad

facilita la selección adecuada de la sostenibilidad para controlar óptimamente el rendimiento del ciclo, por lo tanto, se sugiere utilizar el método de toma de decisiones multicriterio EES y el software CoolSelector junto con EES.

Söylemez et al. (2022) presentaron un estudio que aborda el desarrollo y el estado actual de los sistemas de refrigeración con dióxido de carbono (R-744) a bordo de buques pesqueros. El objetivo principal del estudio fue proporcionar una visión general de cómo el R-744 se posiciona como una alternativa eco-amigable y cada vez más viable frente al R-22, ampliamente utilizado pero dañino para el medio ambiente. Los autores destacaron que el R-744 es una solución efectiva para reemplazar al R-22 y, en ciertas aplicaciones, puede ser una opción más adecuada que el R-717 (amoníaco), especialmente donde la inflamabilidad es una preocupación o se requiere una mayor capacidad de congelación. La investigación señaló una tendencia creciente en la instalación de unidades R-744 en buques pesqueros, impulsada por mejoras en los compresores, la eficiencia energética y la integración de sistemas de recuperación de calor. Sin embargo, Söylemez et al. concluyeron que existe una notable carencia de esfuerzos científicos y estudios académicos específicos sobre la aplicación de sistemas de R-744 en buques pesqueros, indicando que gran parte del desarrollo ha provenído de los fabricantes. Esta conclusión subraya la necesidad de más investigación para optimizar y expandir las aplicaciones de R-744 en este y otros sectores.

Cadena y Vásquez (2021) llevaron a cabo una investigación con el objetivo de aumentar la productividad de la empresa productora de hielo industrial LIMARICE S.A. a través de la implementación de un plan. Para este propósito, realizaron un análisis de la situación actual utilizando herramientas de diagnóstico como el diagrama de Ishikawa y la recopilación de información histórica y varios testimonios del personal. La metodología desarrollada incluyó la creación de un plan de mantenimiento para la maquinaria, la agilización del proceso de compras y la propuesta de automatización para la carga de las bandejas cúbicas. En consecuencia, se logró un incremento en la productividad del 14.3% y un aumento en la eficiencia operativa del 8.27%. Al final, se calculó el beneficio económico como S/ 0.17 por cada sol invertido. Se determinó que la implementación de estas mejoras tiene un impacto positivo en la rentabilidad y eficiencia del negocio.

Por otro lado, el estudio de Relayze (2019) buscó optimizar el sistema de control de producción de una fábrica industrial de hielo en bloque utilizando los ciclos de Deming (PHVA) y metodologías SMED, con énfasis en minimizar el tiempo no productivo y mejorar el rendimiento operativo. Esta investigación se llevó a cabo en la empresa INREVIG ubicada en Ancón, Lima, que presentaba problemas respecto al control del proceso de producción, como el llenado manual de las bañeras, ineficiencias en el sistema de refrigeración y demoras en la etapa de acarreo del producto terminado. Se encontró que, a través de análisis de causas, validación técnica y evaluación económica, se podrían implementar soluciones como la mejora del sistema de refrigeración con un intercambiador de calor y la instalación de sensores de nivel automatizados controlados con bucles de retroalimentación PID. Los resultados mostraron una reducción de una hora en el tiempo de fabricación, lo que se tradujo en ahorros de S/ 73.945, un aumento en la eficiencia térmica mejoró el tiempo de congelación de 24 horas a un rango entre 18.9 a 22.7 horas. Para finalizar, la aplicación de estas mejoras resultó en la reducción de la producción en un 9% de los tiempos de producción, disminución de las pérdidas de agua en 6180 toneladas anuales, optimización del acarreo de 2572 toneladas de hielo y un impacto económico positivo estimado en S/ 177.675 anuales, evidenciando que la automatización y el rediseño de procesos son fundamentales para mejorar la productividad y competitividad en la industria del hielo.

Mariños et al. (2017) llevaron a cabo un estudio con el objetivo de evaluar la aplicabilidad de una evaluación termo-exergética al sistema de compresión de vapor en una planta industrial para reducir el tiempo de congelación de formación de hielo en la planta de refrigeración industrial. El estudio, que fue de tipo descriptivo, analizó el ciclo de refrigeración por vapor existente con un intercambiador de compresión de vapor y lo comparó con un sistema alternativo utilizando unidades de escala y compresores basados en un diseño modular. A través del análisis de irreversibilidades y eficiencia exergética, se lograron mejoras significativas en el rendimiento del sistema. Los resultados observados incluyeron un aumento en el COP del 8.28%, una disminución en el tiempo de congelación de hielo del 22.25% (o 3 horas y 45 minutos), y una reducción



estimada en los gastos de energía de 2800.00 soles en seis meses. Los autores destacaron que tal evaluación mejora el rendimiento energético de las plantas frigoríficas, disminuye los costos operativos y aumenta la eficiencia en la producción de hielo.

Paredes y Córdova (2015) elaboraron un estudio para explotar R-707 refrigerante subenfriado y sobrecalentado, en un torno de producción de hielo en bloques, y su efecto en el incremento de COP. La solución se orientó hacia el ciclo de refrigeración por compresión de vapor, tratando el refrigerante en condiciones térmicas variacionales, aun así, su atención se centraba en el intercambiador de calor. Se alcanzaron resultados que evidencian que el subenfriamiento de la parte condensadora aumenta el COP de 3.24 a 3.86 que indica un 14% mejora. En conclusión, se demostró que la termorregulación del refrigerante, principalmente en el intercambiador, controla la eficiencia energética y por ende, el consumo del sistema de refrigeración, constituyendo una solución para el incremento de rendimiento en la industria de hielo.

## **2.2. Marco Conceptual**

### **2.2.1. Características y propiedades del hielo**

El hielo es un producto muy conocido y utilizado para diferentes usos, ya sea para conservar alimentos o para la salud, su obtención es a través del congelamiento del agua a 0°C, es decir se transforma de estado líquido a sólido, se caracteriza por ser sólido y de color cristalino a 0°C y a presión atmosférica, su obtención se produce por medios naturales como artificiales, posee una densidad de 0.92 kg/l, un punto de fusión de 0°C y un calor latente de fusión de 80 kcal/kg (tabla 1). Presenta una dureza muy baja (1.5-5 grados bajo cero), se cristaliza en el sistema hexagonal, formando primas alargados (Graham, et al., 1993 y Iriondo, 2007).

En cuanto al hielo de agua del mar a diferencia del hielo elaborado con agua dulce, puede ser menos homogéneo, además pierde salmuera por lixiviación durante su almacenamiento, por lo que su punto de fusión no se encuentra bien determinado (Graham, et al., 1993).

**Tabla 1***Propiedades del hielo*

<b>Propiedades</b>	<b>Unidades métricas</b>
Densidad del hielo	0.92 kg/l
Calor específico a 0°C	0.49 kcal/kg °C
Calor específico a -20°C	0.46 kcal/kg °C
Calor latente de fusión	80 kcal/kg
Conductividad térmica a 0°C	1.91 kcal/mh °C
Conductividad térmica a -10°C	1.99 kcal/mh °C
Conductividad térmica a -20°C	2.08 kcal/mh °C
Punto de fusión	0°C

Fuente: Graham, (1993)

**2.2.2. Tipos de hielo y su uso**

Si hablamos sobre los tipos de hielo que existen, la Organización de las Naciones Unidas para la Alimentación y la Agricultura (FAO) (2005), enumera los siguientes tipos:

**2.2.2.1. Hielo en bloques**

Este tipo de hielo es conocido como hielo de moldes, es el más utilizado en la industria. Se produce llenando moldes de metal con agua y sumergiéndolos en una salmuera refrigerada a temperaturas por debajo del punto de congelación del agua. Su proceso de producción es discontinuo, ya que el agua en los moldes se congela durante varias horas, luego los bloques son retirados de los moldes mediante inmersión en agua y finalmente almacenados. Las ventajas y desventajas de este tipo de hielo se detallan en la tabla 2.

**Tabla 2***Ventajas y desventajas que presenta el hielo en bloques*

<b>Ventajas</b>	<b>Desventajas</b>
Presentan un almacenamiento, manipulación y transporte sencillo	Se necesitan periodos de tiempo largos para poder completar la congelación del agua
Presenta una tasa de fusión baja	Los costos de mano de obra son elevados
El hielo es compacto	No es un proceso continuo ni automático
Se puede reducir en diferentes tamaños.	Necesita de salmueras con tratamientos adecuados para

reducir la corrosión de los equipos.

Fuente: Elaboración propia adaptado de la FAO (2005).

### 2.2.2.2. Hielo en bloques de fabricación rápida

Este tipo de hielo se distingue por su rápida producción, ya que las máquinas generan hielo en un corto periodo de tiempo. A diferencia del proceso de sumergir moldes de hielo en salmuera, este método implica congelar el agua de los moldes mediante un refrigerante que circula por la parte exterior de cada molde. Una vez completado el ciclo de congelación, los bloques se liberan rápidamente del molde mediante un sistema de descongelación con gas caliente y se extraen por gravedad, entre las ventajas de este tipo de producción de hielo se encuentran:

- Requiere poco espacio en comparación con las máquinas tradicionales de hielo en bloques.
- Las operaciones de la puesta en marcha y parada son relativamente sencillas y más rápidas en comparación con las máquinas tradicionales de hielo en bloques.

**Figura 1** Representación del hielo en bloques y en escamas.



Fuente: Elaboración propia con asistencia de IA.

### 2.2.2.3.Hielo en escamas

El hielo en escamas se distingue por ser seco y subenfriado, presentando fragmentos pequeños con forma de oblea irregular. Su proceso de fabricación implica rociar o verter agua sobre una superficie refrigerada, típicamente en forma de cilindro o tambor. El agua se congela en capas delgadas de 2 a 3 mm de espesor, luego una cuchilla retira el hielo subenfriado, fragmentado en pequeños trozos. Las principales ventajas del hielo en escamas se encuentran detalladas en la tabla 3.

**Tabla 3**

*Ventajas y desventajas que presenta el hielo en escamas*

<b>Ventajas</b>	<b>Desventajas</b>
El hielo en escamas tiene una superficie de intercambio de calor mayor, Debido a que el hielo en escamas está ligeramente subenfriado (entre $-5$ y $-7$ °C), puede ceder 83 kcal por kg al fundirse transformándose en agua.	Debido a su mayor superficie, el hielo en escamas se funde más rápidamente. Debido a su mayor superficie, el hielo en escamas se funde más rápidamente.
Resulta fácil de almacenar y manipular cuando se dispone de un recipiente termoaislado, subenfriado ( $-5$ °C) y debidamente diseñado para su almacenamiento.	A igual peso, el hielo en escamas requiere mayor espacio de almacenamiento.
La máquina es pequeña y compacta, y requiere menos espacio que las de hielo en bloques.	El hielo producido ha de ser pesado antes de su venta, en lugar de ser vendido por unidades

Fuente: Elaboración propia adaptado de la FAO (2005).

### 2.2.2.4.Bloque de trozos pequeños de hielo compactos

Este tipo de hielo se elabora a partir de pequeños fragmentos o escamas de hielo, que se compactan para formar bloques de tamaño estándar. Es especialmente adecuado para su uso a bordo de embarcaciones de pequeño tamaño y ofrece las mismas ventajas que el hielo en bloques convencional. Además, es fácil de romper en fragmentos más pequeños según sean necesario.

### **2.2.2.5.Hielo fundente**

Se trata de una mezcla fluida de cristales de hielo y agua que se forma mediante la congelación de cristales en una salmuera poco concentrada en un intercambiador de calor tubular. Estos diminutos cristales de forma redonda o elíptica y con un diámetro de 0.2 a 1.3 mm, se llevan luego a un depósito de almacenamiento con agua. Las ventajas de este tipo de hielo son las siguientes:

- Su alta capacidad de transferencia de calor que garantiza un enfriamiento rápido y uniforme.
- Ofrece un contacto más efectivo con la superficie del pescado sin grietas ni daños por aplastamiento.
- Se reduce significativamente la contaminación del hielo, ya que el sistema de la máquina de hielo y el depósito está diseñado como un conjunto herméticamente cerrado.
- Es posible bombear el hielo directamente a su destino, eliminando la necesidad de disponer de espacio adicional para su almacenamiento.

### **2.2.3. Sistemas de refrigeración**

La refrigeración es una técnica que ha evolucionado con el tiempo y se basa en dispositivos mecánicos que aprovechan las propiedades termodinámicas de la materia para transferir energía termina en forma de calor entre dos o más puntos, según sea necesario, ya que su función principal es extraer el calor. Sus aplicaciones son muy diversas, siendo una de las más comunes la conservación de alimentos, acondicionamiento ambiental, el enfriamiento de equipos y más recientemente, los avances tecnológicos en el área de la informática (Guanipa, 2010; Bonilla, et al., 2018 y Rapin y Jacquard 1998)

En el proceso de refrigeración y acondicionamiento de aire, se utilizan diversos equipos que se ajustan a procesos termodinámicos específicos, como la evaporación, compresión, condensación y expansión. Cada sistema tiene sus propias características distintivas. Los compresores varían su mecanismo de compresión incluyendo alternativos, rotativos, helicoidales, entre otros. Por otro lado, los dispositivos de control están diseñados para mantener parámetros de

funcionamiento dentro de los límites específicos, como temperaturas, presiones, y prevención de acumulación de hielo, entre otros fenómenos contables. La elección de sistemas de refrigeración depende de la carga térmica a extraer, el tipo de instalación requerida y los costos iniciales y de mantenimiento asociados (Guanipa, 2010).

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

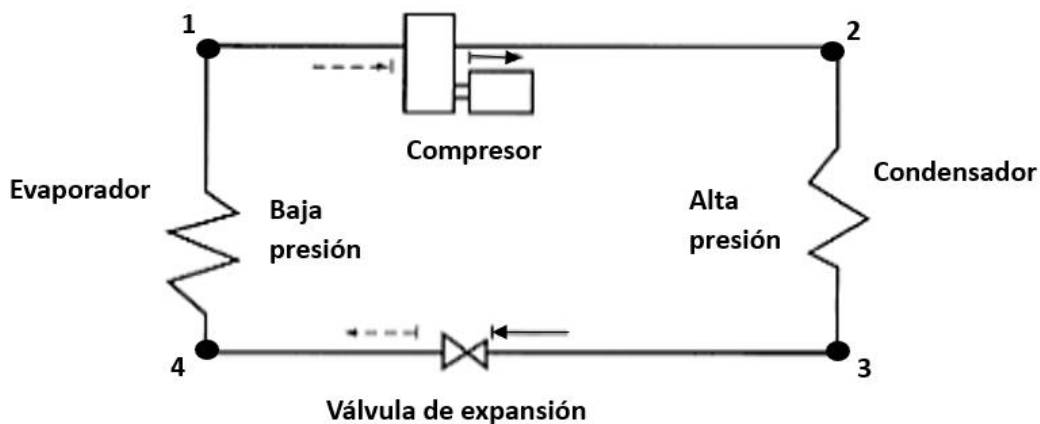
La refrigeración por compresión de vapor es ampliamente utilizada debido a su capacidad para generar bajas temperaturas a un costo relativamente bajo, lo cual es fundamental en sistemas de refrigeración. Este sistema funciona mediante evaporación de un refrigerante líquido, manteniéndolo a presiones que permitan la evaporación a temperaturas inferiores a las del ambiente que se desea enfriar. El refrigerante, en fase vapor, retorna a estado líquido al expulsar calor, completando así el ciclo de refrigeración. Para que el gas pueda liberar calor al ambiente al condensarse, la temperatura de condensación debe ser mayor que la temperatura ambiente y, por supuesto, mucho mayor que la del líquido que se está evaporando (Ruano, 2011 y Bonilla, et al., 2018).

Ya que el proceso de refrigeración por compresión se lleva a cabo al evaporar un gas refrigerante que se encuentra en estado líquido a través de un dispositivo de expansión dentro de un intercambiador de calor llamado evaporador. Para que el refrigerante se evapore, debe absorber calor latente de vaporización y cambiar su estado de líquido a vapor. Durante este cambio de estado, el refrigerante en estado de vapor absorbe energía térmica del medio en contacto con el evaporador, que puede ser tanto gaseoso como líquido. Posteriormente, un compresor mecánico aumenta la presión del vapor para poder condensarlo en otro intercambiador de calor conocido como condensador. En este condensador, se libera el sistema frigorífico tanto el calor latente como el sensible, ambos componentes de la carga térmica. El aumento de presión también conlleva a un aumento en la temperatura del refrigerante, por lo que se requiere enfriarlo dentro del condensador para producir su subenfriamiento. Esto se logra utilizando aire y/o agua, dependiendo del tipo de condensador definido en función del refrigerante. Una vez el refrigerante está en estado líquido, puede pasar nuevamente a través de la válvula de expansión y repetir el ciclo de refrigeración por compresión (Rapin y Jacquard, 1998).

Por otro lado, Franco (2006), señala que los sistemas de refrigeración por compresión constan de cuatro elementos principales:

- a) Compresor: Su función es aspirar el fluido refrigerante a la presión establecida de baja y comprimirlo, elevando así su presión y temperatura hasta niveles que permitan la condensación.
- b) Condensador: Este componente transforma el fluido refrigerante del estado de vapor a líquido. El refrigerante ingresa al condensador en forma de gas y sale en estado líquido, a una temperatura igual o incluso menor a la temperatura de condensación si se produce subenfriamiento.
- c) Dispositivo de expansión: Su tarea es reducir la presión del fluido, que entra en estado líquido, hasta el nivel necesario en el evaporador. Además, controla la cantidad de refrigerante que entrará en el evaporador.
- d) Evaporador: Este elemento se encarga de enfriar o acondicionar el espacio, ya sea dentro o fuera de la cámara. Su objetivo es que el fluido refrigerante realice el enfriamiento del área.

**Figura 2** Elementos fundamentales de un sistema de refrigeración



Fuente: Franco (2006)

## 2.2.5. Componentes de un sistema de refrigeración por compresión de vapor

### 2.2.5.1. Compresor

Una de las funciones fundamentales del compresor es mover el refrigerante a través del sistema de refrigeración, al mismo tiempo que separa la alta presión del lado de baja presión. Además, el compresor tiene la tarea de elevar la temperatura del vapor de refrigerante por encima de la temperatura ambiente

y comprimir los vapores del refrigerante, lo que resulta en un aumento de la densidad del vapor (Tomczyk, et al., 2002).

#### **2.2.5.2.Línea de descarga**

La función principal del condensador es transportar el vapor sobrecalentado de alta presión desde la válvula de descarga del compresor hasta la entrada del condensador. Además, cumple el papel de recalentador al enfriar los vapores sobrecalentados que han sido comprimidos por el compresor, liberando ese calor al ambiente (Tomczyk, et al., 2002).

#### **2.2.5.3.Condensador**

Una de las funciones primordiales del condensador es convertir el vapor en líquido refrigerante, y esta condensación varía según el sistema, generalmente ocurriendo en los dos tercios inferiores del condensador. Una vez que la temperatura de saturación o condensación se alcanza en el condensador y el gas refrigerante llega a estar al 100% de saturación, la condensación se completa al añadir más calor (Tomczyk, et al., 2002).

#### **2.2.6. Ciclos de compresión de vapor**

Franco (2006) indica que el ciclo de compresión de vapor es el más utilizado, el cual emplea como fuente de energía el trabajo mecánico. Se puede utilizar tanto para aprovechar el efecto frigorífico en el vapor como para aprovechar el efecto calorífico en el condensador, se caracteriza por:

- Ha de comprimir un vapor, con el gasto energético que esta operación presupone.
- Ha de utilizar un fluido frigorífico que reúna las características adecuadas
- El COP, tanto de la maquina frigorífica como de la bomba de calor, es alto, siempre que las relaciones de compresión sean modestas.

#### **2.2.7. Indicadores de un sistema de refrigeración por compresión de vapor**

Paredes y Cordova, (2015), citan los siguientes principios generales de refrigeración:



**a) Efecto del refrigerante**

Se encarga de medir la capacidad que tiene el refrigerante para poder absorber el calor de un sistema. En resumen, es la diferencia entre el calor que contiene la mezcla y el calor contenido en el vapor después de pasar por el evaporador.

$$ER = m_r * (h_1 - h_4) \dots\dots\dots (1)$$

Donde:

$m_r$ = Es el flujo másico del refrigerante (kg/sg)

$h_1$ = Es la entalpia del refrigerante a la salida del evaporador y su valor se determina en función de la entalpia de vapor saturado del refrigerante a la presión de baja del sistema de refrigeración.

$h_4$ = Es la entalpia del refrigerante a la entrada del evaporador y su valor es igual a la entalpia del líquido saturado a la presión de alta del sistema de refrigeración por compresión de vapor.

**b) Potencia de compresión**

Mide la potencia mecánica que absorbe el compresor, para poder comprimir el refrigerante desde la presión de baja hasta la presión de alta del sistema de refrigeración por compresión de vapor. Su evaluación es en función de la siguiente ecuación:

$$PC = m_r * (h_2 - h_1) \dots\dots\dots (2)$$

Donde:

$h_2$ = Es la entalpia del refrigerante a la salida del compresor y entrada del evaporador. Su valor es igual a la entalpia del refrigerante en estado de vapor sobrecalentado.

Al ser el compresor accionado por un motor eléctrico, la potencia que suministra ese motor es igual a:

$$P_{mec} = n_c * n_{mec} * P \dots\dots\dots (3)$$

Donde:

$n_c$  = Eficiencia mecánica del compresor, en compresores recíprocos es igual a 0.8 y para tipo de tornillo es 0.85.

$n_{mec}$  = Eficiencia del motor eléctrico que acciona al compresor.

P = Potencia entregada por el motor eléctrico

**c) Potencia térmica de rechazo**

Asocia a la energía que el flujo refrigerante debe liberar del ciclo de refrigeración hasta el medio ambiente. Se evaluó utilizando la siguiente ecuación.

$$PTR = m_r * (h_2 - h_3) \dots\dots\dots (4)$$

**d) Coeficiente de performance**

Hace comparación del efecto de refrigeración sobre la potencia que absorbe el compresor

$$COP = \frac{Efecto Refrigerante}{Calor de compresion} \dots\dots\dots (5)$$

**2.2.8. Balance de energía en planta de hielo**

Para poder determinar la carga o potencia frigoríficas, es preciso el poder determinar las cargas necesarias de todos los componentes inmersos en la piscina de la salmuera (Paredes y Córdova, 2015).

**a) Carga frigorífica para la fabricación de hielo en bloques**

Se determina como la suma del enfriamiento del agua desde la temperatura ambiente hasta 0°C, la congelación y el subenfriamiento del hielo hasta -3°C, utilizándose las siguientes ecuaciones:

**– Carga frigorífica para el enfriamiento del agua**

Esta dado por la variación de calor sensible, y que se debe extraer al agua para pasar desde la temperatura inicial del agua hasta los 0°C

$$\dot{P}_{ew} = \dot{m}_w * cp_w * (T_{wi} - T_{wf}) \dots\dots\dots (6)$$

Donde:

$\dot{P}_{ew}$  = Carga frigorífica para enfriar el agua desde la temperatura ambiental hasta el punto de congelamiento.

$\dot{m}_w$  = Flujo másico de agua

$cp_w$  = Calor específico a presión constante del agua.

$T_{wi}, T_{wf}$  = Representan las temperaturas del agua inicial hasta la temperatura final de congelamiento a 0°C

– **Carga frigorífica para la congelación del agua**

Es la variación de calor latente o de cambio de fase del agua desde el estado líquido al estado sólido a presión atmosférica.

$$\dot{P}_{cw} = \dot{m}_w * \Delta h_{fg} \dots\dots\dots (7)$$

Donde:

$\dot{P}_{cw}$  = Carga frigorífica para el congelamiento o cambio de fase del agua

$\Delta h_{fg}$  = Calor latente del agua de fusión a 0°C.

– **Carga frigorífica para el subenfriamiento del agua**

Es la variación de calor sensible y que se debe extraer al hielo para el subenfriamiento desde la temperatura de congelamiento hasta la temperatura de 3°C.

$$\dot{P}_{ea} = \dot{m}_w * c_{pH} * (T_{wf} - T_H) \dots\dots\dots (8)$$

Donde:

$\dot{P}_{ea}$  = Carga frigorífica para el sub enfriamiento del agua

$c_{pH}$  = Calor específico a presión constante del hielo.

$T_H$  = Temperatura final del hielo sub enfriado (-3°C)

Finalmente, la carga frigorífica para la fabricación de hielo en bloque es igual a:

$$\dot{P}_{sfw} = \dot{P}_{ew} + \dot{P}_{cw} + \dot{P}_{ea} \dots\dots\dots (9)$$

**b) Carga frigorífica para el enfriamiento de los moldes**

El agua congelada contenida dentro de los moldes de acero inoxidable, según la siguiente ecuación:

$$\dot{P}_{em} = N_m * \dot{m}_M * C_{pM} * (T_{Mi} - T_{Mf}) \dots\dots\dots (10)$$

Dónde:

$N_m$  = Numero de moldes a enfriar

$\dot{m}_M$  = Masa de los moldes.

$C_{pM}$  = Calor específico del material del molde

$T_{Mi}, T_{Mf}$  = Temperatura inicial y final del material del molde

**c) Carga frigorífica de los agitadores del agua de salmuera**

La carga frigorífica debido a la acción de los agitadores es igual al equivalente térmico de la potencia de los mismos.

$$\dot{P}_{eas} = P_{ag} * N_{ag} \dots\dots\dots (11)$$

Donde:

$\dot{P}_{eas}$  = Carga frigorífica por la acción de los agitadores del agua de salmuera

$P_{ag}$  = Potencia eléctrica del motor de cada agitador.

$N_{ag}$  = Número de agitadores de agua en el tanque de salmuera

**d) Carga frigorífica por pérdidas a través de las paredes del tanque de salmuera**

Comprenden las pérdidas por transferencia de calor a través de las paredes del tanque. El aislamiento se calcula de forma que el flujo térmico máximo no sea superior a un valor determinado. La tasa de calor que entra en la cámara por transmisión de calor a través de las paredes y el techo viene dado por la siguiente expresión:

$$\dot{P}_{epts} = U * A * \Delta t \dots\dots\dots (12)$$

Donde:

U = Coeficiente global de transferencia de calor.

A = Superficie de cerramiento (envuelve de la cámara frigorífica)

$\Delta t$  = Salto térmico en la cámara frigorífica.

**e) Carga frigorífica total para el proceso**

La carga frigorífica total en planta de hielo por bloques es:

$$\dot{P}_{CFT} = \dot{P}_{cfw} + \dot{P}_{em} + \dot{P}_{eas} + \dot{P}_{epts} \dots\dots\dots (13)$$

**f) Carga térmica del efecto del refrigerante**

En función de transferencia de calor del sistema el efecto refrigerante debe ser igual a:

$$\dot{P}_{ER} = \frac{\dot{P}_{CFT}}{\text{Eficacia de transferencia de calor evaporador y planta de hielos}} \dots\dots\dots (14)$$

### **2.2.9. Refrigerante**

Un refrigerante es un compuesto químico en forma de líquido o gas que se puede licuar fácilmente y se emplea como medio para transferir calor entre dos elementos en una máquina térmica, especialmente en equipos de refrigeración. Los usos principales incluyen refrigeradores y acondicionadores de aire. Estos compuestos se identifican por su fórmula, denominación química o designación alfanumérica, siendo insuficiente todos los casos su nombre comercial (Conesa, 2011).

Según Çengel, Y. et. al. (2009), el fluido refrigerante experimenta cambios de estado a lo largo del circuito de la siguiente manera:

- El compresor ingresa en un estado gaseoso, a baja presión y temperatura, y sale con una presión y temperatura más elevadas.
- Del condensador, el refrigerante sale en estado líquido y entra al dispositivo de expansión.
- Desde el dispositivo, sale en forma de mezcla de líquido y gas a baja presión y temperaturas.
- Luego, del evaporador, el refrigerante sale en estado gaseoso, a baja presión y temperatura, desde donde es aspirado por el compresor, dando inicio a un nuevo ciclo.

#### **2.2.9.1. Características de los refrigerantes**

Según Franco, J. (2006) las características principales que debe tener un refrigerante son las siguientes:

- Su punto de congelación debe ser inferior a cualquier temperatura presente en el sistema, evitando así congelaciones en el evaporador.
- Su calor específico debe ser lo más alto posible, de manera que una pequeña cantidad de líquido pueda absorber una gran cantidad de calor.
- El volumen específico debe de ser lo más bajo posible para reducir el tamaño de las líneas de aspiración y compresión
- La densidad debe ser elevada para permitir el uso de líneas de líquidos pequeñas.

- La temperatura de condensación, a la presión máxima de trabajo debe ser lo más baja posible.
- La temperatura de ebullición debe ser relativamente baja a presiones cercanas a la atmosférica.
- El punto crítico debe ser lo más elevado posible.
- No debe ser inflamable, corrosivos ni tóxico.
- Dado que deben interaccionar con el lubricante del compresor, debe ser miscibles en fase líquida y no nocivos para el aceite

### **2.2.9.2.Estados y condiciones del refrigerante**

Tomczyk, et al. (2002), argumentan que las condiciones del refrigerante pueden ser:

#### **a) Saturado**

La temperatura de saturación es la temperatura en la cual el fluido cambia de líquido a vapor o de vapor a líquido. La saturación ocurre en el evaporador y condensador. En la saturación, el líquido experimenta su máxima temperatura para la presión y el vapor experimenta su temperatura mínima.

#### **b) Sobrecalentado**

Cuando se habla de sobrecalentamiento, se refiere a un vapor, ya que un vapor sobrecalentado, es aquel que está por encima de su temperatura de saturación para determinada presión. Esta adición de calor ocasiona que el vapor aumente en temperatura y obtenga un calor sensible, lo que provoca un cambio en la temperatura de una sustancia. El vapor sobrecalentado ocurre en el evaporador, línea de succión y compresor.

#### **c) Subenfriado**

El subenfriamiento se refiere a un líquido que está a una temperatura menor a su temperatura de saturación para determinada presión. El subenfriamiento puede ocurrir en el condensador y línea de líquido y es un proceso de calor sensible.

### 2.2.9.3. Tipos de refrigerante usados en la presente investigación

#### a. Amoniaco

El amoniaco es un refrigerante que ha sido muy utilizado, su fórmula química es NH<sub>3</sub>, se caracteriza por estar firmado por un átomo de nitrógeno y tres hidrogeno, se caracteriza por ser considerablemente más ligero que el aire, debido a que densidad es de solamente el 60% de la del aire. Es uno del más utilizado debido a su bajo costo y alta eficiencia (González, 2012).

En cuanto a su comercialización a nivel mundial llega a los 120 millones de toneladas de los cuales solo el 5% es utilizado en sistemas de refrigeración, y aunque no causa mucha contaminación ya que no contribuye directamente con el incremento del gas de invernadero, este tiene un fuerte olor el cual es dañino para el organismo (Matías y Torres, 2019).

Entre las principales características que presenta el amónica se encuentra, que presenta una temperatura de ebullición de -33.4°C y punto de solidificación de -77.9°C, es incoloro y explosiona cada vez que el amoniaco consigue, en presencia del aire, una cantidad notable alrededor del 13% al 16% y hay chispas o llamas presentes (Arboleda, 2019).

**Tabla 4**

*Principales propiedades del amoniaco*

N°	Propiedad	Detalle
1	Peso molecular FASE SOLIDA	17.03 g/mol
2	Densidad del líquido (1.013 bar en el punto de ebullición)	681.97 kg/m <sup>3</sup>
3	Punto de ebullición (1.013 bar)	-33.33°C
4	Calor latente de vaporización (1.013 bar en el punto de ebullición) FASE GASEOSA	1369.5 kJ/kg
5	Densidad del gas (1.013 bar en el punto de ebullición)	0.889 kg/m <sup>3</sup>
6	Viscosidad (1.013 bar y 0°C (32°F))	9.1931E-05 Poise
7	Conductividad térmica (1.013 bar y 0°C (32°F)) OTRAS	22.916 Mw/(m.K)
8	Materiales compatibles	Acero inoxidable y aluminio
9	Olor	Picante, irritante
10	Código ONU	UN1005

11 Peligro mayor	Inhalación y contacto con la piel
12 OT Hazard class (USA)	NO INFLAMABLE

Fuente: Quispe y Velasquez, 2015

#### b. R-744 (Dióxido de Carbono)

El R-744, conocido comúnmente como dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ), es un refrigerante natural que ha ganado popularidad en los últimos años debido a su bajo impacto ambiental. A diferencia de los clorofluorocarbonos (CFC) como el freón, el R-744 no daña la capa de ozono y tiene un potencial de calentamiento global (GWP) de 1, lo que lo convierte en una alternativa ecológica. Es un gas incoloro, inodoro y no inflamable, que se encuentra naturalmente en la atmósfera. Su uso se ha extendido en aplicaciones de refrigeración comercial, transporte y sistemas de bomba de calor, especialmente en configuraciones transcíticas. Sin embargo, su alta presión de operación y la necesidad de componentes específicos representan desafíos técnicos que deben ser considerados en el diseño del sistema. A pesar de ello, su eficiencia energética y sostenibilidad lo posicionan como una opción viable frente a refrigerantes sintéticos.

**Tabla 5**

*Principales propiedades del R-744 ( $\text{CO}_2$ )*

Nº	Propiedades físicas	Detalle
1	Peso molecular (g/mol)	44.01
2	Temperatura de ebullición (1.013 bar)	-78.5 °C
3	Temperatura crítica	31.1 °C
4	Presión crítica (bar abs)	73.8
5	Densidad del líquido (0 °C)	918 kg/m <sup>3</sup>
6	Densidad del gas (0 °C, 1 atm)	1.98 kg/m <sup>3</sup>
7	Presión de vapor (25 °C)	64 bar abs
8	Calor de vaporización en el punto de ebullición	200 kJ/kg
9	Calor específico del líquido (25 °C)	2.1 kJ/kg·K
10	Calor específico del gas (25 °C y presión constante)	0.844 kJ/kg·K
11	Conductividad térmica del líquido (25 °C)	0.154 W/m·K
12	GWP (Potencial de calentamiento global)	1
13	ODP (Potencial de agotamiento del ozono)	0

Fuente: Quispe y Velasquez, 2015



### c. Salmuera

La salmuera es un elemento fundamental en los sistemas de producción de hielo industrial. Se trata de una solución de agua con una alta concentración de sal, comúnmente cloruro de sodio (NaCl). Su principal función es actuar como un fluido secundario o medio de transferencia de calor. Esto significa que la salmuera es la encargada de transportar la energía térmica (la "carga de refrigeración") desde el punto donde se genera el frío (el evaporador) hasta el lugar donde se desea producir el hielo (las cubetas o moldes).

Un aspecto crucial de la salmuera es su punto de congelación. A diferencia del agua pura, cuya temperatura de congelación es 0°C, la adición de sal al agua reduce significativamente este punto. Esto permite que la salmuera pueda operar a temperaturas por debajo de 0°C sin congelarse, lo cual es indispensable para la formación de hielo.

La concentración de la salmuera se mide típicamente en grados Baumé (°Bé), una escala que indica la densidad del líquido. En el contexto de esta investigación, la salmuera debe alcanzar los -22 °Bé. Para la producción de hielo, es vital que la salmuera mantenga una concentración adecuada para asegurar que no se congele dentro del sistema y pueda extraer eficientemente el calor del agua que se convertirá en hielo. Cuando esta salmuera fría entra en contacto con las cubetas que contienen el agua a congelar, la temperatura de la salmuera desciende por debajo del punto de congelación del agua. A medida que el agua dentro de las cubetas pierde calor y se enfría, comienza a formar cristales de hielo. Al mismo tiempo, la concentración de la solución residual de agua sin congelar aumenta hasta que se alcanza la temperatura eutéctica. En este punto, la solución restante y el hielo se congelan simultáneamente, formando una mezcla solidificada de hielo y solución eutéctica. (ASHRAE, 2023)

### III. MATERIALES Y MÉTODOS

#### 3.1. Método de la Investigación

La investigación se desarrolla bajo el método cuantitativo, deductivo y analítico debido a que se estudiará a sus componentes de forma individual.

#### 3.2. Diseño de la Investigación

Corresponde al tipo descriptivo porque no se altera ningún indicador de las variables de estudio.



O1 : Coeficiente de performance antes (actual).

O2 : Coeficiente de performance después.

X : Tecnología de compresión y Refrigerante en la compresión de vapor.

G. E : Sistema de refrigeración.

#### 3.3. Población y Muestra

Corresponde a una población y muestra única, a lo cual la muestra fue seleccionada intencionalmente. En este caso es la planta de hielo industrial NAFTES S.A.

#### 3.4. Operacionalización de las Variables

**Variable independiente:** Tecnologías de compresión y refrigeración.

Indicadores:

- Temperatura de recalentamiento y subenfriamiento (°C)
- Presión de compresor (Bar)

**Variable dependiente:** Eficiencia energética y COP.

Indicadores:

- Indicador de desempeño energético técnico (Ton. Hielo/ Kw-hr)
- Indicador de desempeño energético económico (Ton. Hielo/ facturación energía eléctrica)

### 3.5. Técnica e Instrumento de recolección de datos

#### Técnicas

Las técnicas de recolección de datos fueron las siguientes:

- Técnica de campo u Observación.
- Técnica documental o Documentación.

#### Instrumentos

##### a. Planta

Los instrumentos de planta que se emplearon son los siguientes:

**Tabla 6**

*Instrumentos*

<b>Categoría</b>	<b>Elemento</b>	<b>Descripción</b>
Instrumentación	Manómetros de alta y baja compresión	Miden la presión en los puntos de alta y baja del sistema de refrigeración.
Instrumentación	Termómetros en puntos de ciclo de refrigeración	Miden la temperatura en diferentes puntos clave del ciclo de refrigeración.
Instrumentación	Termómetro para la temperatura de agua de salmuera	Mide la temperatura del agua de salmuera utilizada en el sistema.
Instrumentación	Termómetro para la temperatura del ambiente	Mide la temperatura del aire ambiente.
Instrumentación	Termómetro para la temperatura de aceite	Mide la temperatura del aceite en el sistema.
Instrumentación	Medidores de tensión, frecuencia, corriente y potencia	Miden parámetros eléctricos para evaluar el desempeño del sistema.

Fuente: Elaboración propia

##### b. Softwares

###### **COOLPACK**

El cual es una colección de programas de simulación el cual se utilizará para el análisis y optimización de los sistemas de refrigeración.

###### **Hoja de calculo**

Se utilizó el software de hoja de cálculo Microsoft Excel, en donde se elaboró el balance de materia y energía del sistema de refrigeración por compresión de vapor, y se comparó el desempeño energético.

### c. Ficha Técnica

Para la determinación del inventario de planta se tomó lo datos aportados por la empresa NAFTES.

**Tabla 7**

*Especificaciones técnicas del sistema de refrigeración industrial*

<b>DATOS CENTRAL</b>	<b>ESPECIFICACIONES</b>
Refrigerante	R717
Capacidad	150 Ton/día
<b>COMPRESOR</b>	Vapor saturado generado a 10 bares
Tipo	PISTON
Potencia del motor	200 HP
Presión alta	200 PSI
Presión baja	25 PSI
Temperatura final del compresor	70°C
Temperatura del aceite	60 °C
<b>CONDENSADOR</b>	
Tipo	Evaporativo
Potencia de ventiladores	7.5 HP
Temperatura del aire inicial	20°C
Temperatura del aire final	30 °C
<b>EVAPORADOR</b>	
Tipo	Inundado con banco de tubos de acero inox de 1.5"
Dimensiones Posa de salmuera	13.5m x 5m x 1.4m
Salinidad del agua	22 baume
Temperatura de salmuera (°C)	-14
Agitadores	12 HP

Fuente: Elaboración propia

### 3.6. Técnicas de análisis de resultados

Se empleó las herramientas metodológicas de la investigación descriptiva a fin de contrastar la hipótesis y validarla mediante sus indicadores respectivos. Para la determinación de los indicadores de desempeño energético se utilizó la información suministrada por la Empresa, los cuales se presentan a continuación:

#### 3.6.1. Condiciones de la operación

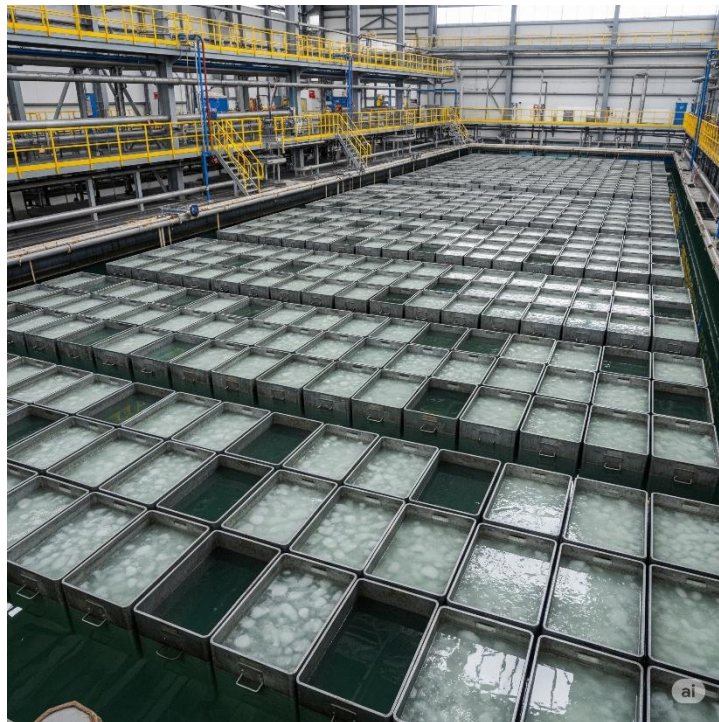
En cuanto a la fabricación que tiene la empresa NAFTES se caracteriza para la fabricación de 150 TON de hielo:

##### a. Producción

La producción de hielo de la empresa NAFTES se caracteriza porque:

- La generación de los bloques de hielo se realiza en 400 envases de fierro galvanizado (cubetas) de 50 kg cada uno de ellos, las cuales se encuentran semi-sumergidas en una piscina de salmuera de 22 baume de salinidad.
- El periodo de producción es de 18 horas
- El banco de tubos del evaporador de tipo inundado se encuentra sumergido dentro del agua de salmuera, actuando como un refrigerante primario, y refrigerante secundario.
- La homogeneidad de la temperatura del agua de salmuera dentro de la piscina de generación de hielo en bloque se consigue mediante la agitación del agua a través de un agitador accionado por un motor eléctrico de 12 HP.

**Figura 3** *Generación de bloques de hielo en planta industrial.*



Fuente: Elaboración propia con asistencia de IA.

### **b. Energía**

En cuanto a la energía se caracteriza por:

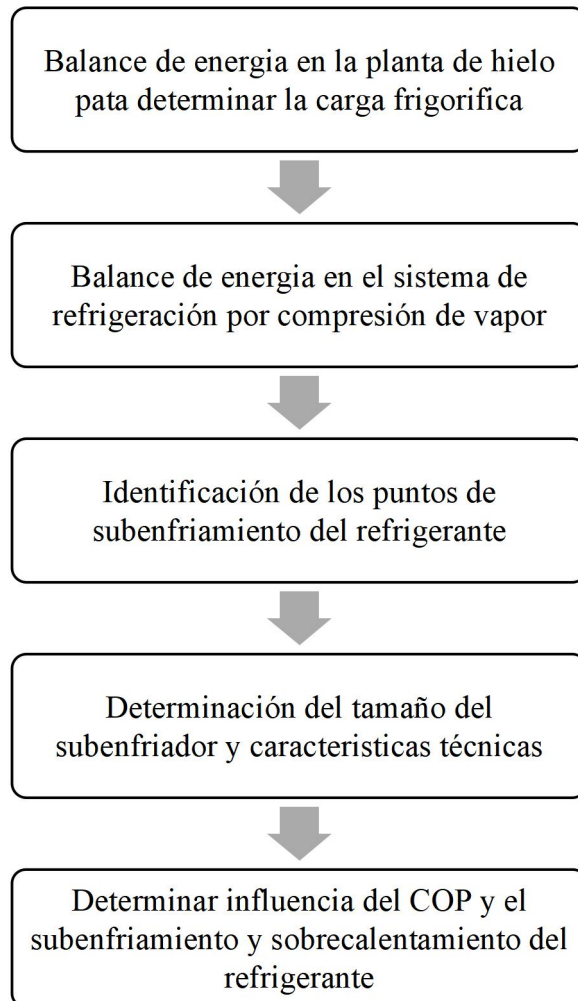
- La generación de hielo se consigue manteniendo las presiones de alta del sistema en 200 PSI y la presión baja en 25 PSI.
- El sistema que permite la circulación del refrigerante es el compresor PISTÓN, el cual este accionado por un motor eléctrico de 200 HP.

- La temperatura del tanque de la salmuera se mantiene a  $-14^{\circ}\text{C}$ , mientras que la temperatura del aire al final del condensador es de  $30^{\circ}\text{C}$ .

### 3.6.2 Metodología de cálculo

Se realizó el siguiente cálculo:

**Figura 4** Diagrama de Flujo de la Metodología para el Análisis de la Influencia del Subenfriamiento en la Eficiencia (COP) del Sistema de Refrigeración.



Fuente: Elaboración propia.

## IV. RESULTADOS

### 4.1. Cálculo de la carga térmica en la planta de hielo en bloques

#### 4.1.1. Consideraciones de cálculo

##### a) Datos de ingreso

Los datos de ingreso están presentados en la tabla.

**Tabla 8**

*Datos de ingreso para determinación de la carga térmica*

PARAMETROS FISICOS	SIMBOLOGÍA	ESPECIFICACIÓN	UNIDADES
Capacidad	$\dot{m}_w$	150	Ton/días
Temperatura ambiente	$T_a$	20	°C
Temperatura del agua inicial	$T_{wi}$	20	°C
Temperatura final del hielo	$T_{wf}$	0	°C
Temperatura final del hielo sub enfriado	$T_H$	-3	°C
Calor específico del agua	$C_{pw}$	4.18	KJ/kg°C
Calor de fusión del agua	$\Delta h_{fg}$	334	KJ/kg
Calor de específico del hielo	$C_{pH}$	2.1	KJ/kg°C
Calor específico del molde	$C_{pM}$	0.5	KJ/kg°C
Temperatura final salmuera	$T_{fs}$	-15	°C
Grado Baume		22	°BAUME
Numero de moldes	$N_m$	400	
Masa del molde	$\dot{m}_M$	14	kg
Temperatura inicial de la materia del molde	$T_{Mi}$	20	°C
Temperatura final del materia del molde	$T_{Mf}$	-5	°C
Numero de agitadores	$N_{ag}$	6	
Potencia del agitador	$P_{ag}$	12	HP
Coefficiente global de transferencia de calor.	$U$	0.21	W/m <sup>2</sup> °C
Salto térmico en la cámara frigorífica.	$\Delta t$	35	°C
Área de techo	A	360	m <sup>2</sup>

Fuente: Elaboración propia.

#### 4.1.2. Determinación de cargas térmicas intervinientes

##### a) Carga frigorífica para la fabricación de hielo en bloque

Se tiene los siguientes componentes:

- Carga frigorífica para el enfriamiento del agua

Es la carga frigorífica que se debe extraer al agua para que pueda pasar desde la temperatura inicial hasta los 0°C, obteniéndose el siguiente valor:

$$\dot{P}_{ew} = 150 * 4.18 * (20 - 0) * \frac{1 \text{ día}}{18 \text{ horas}} * \frac{1 \text{ hora}}{3600 \text{ seg}} * 1000$$

$$\dot{P}_{ew} = 193.52 \text{ Kw}$$

– **Carga frigorífica para la congelación del agua**

Se evaluará en función a la ecuación

$$\dot{P}_{cw} = 150 * 334 * \frac{1 \text{ día}}{18 \text{ horas}} * \frac{1 \text{ hora}}{3600 \text{ seg}} * 1000$$

$$\dot{P}_{cw} = 773.15 \text{ Kw}$$

– **Carga frigorífica para el subenfriamiento del agua**

Se evaluará según la ecuación.

$$\dot{P}_{ea} = 150 * 2.1 * (20 - 3) * \frac{1 \text{ día}}{18 \text{ horas}} * \frac{1 \text{ hora}}{3600 \text{ seg}} * 1000$$

$$\dot{P}_{ea} = 14.58 \text{ Kw}$$

Finalmente, la carga térmica para la fabricación de hielo en bloques es:

$$\dot{P}_{cfw} = 193.52 + 773.15 + 14.58 = 981.25 \text{ Kw}$$

**b) Carga frigorífica para el enfriamiento de los moldes**

Según la ecuación, los moldes ejercen un efecto térmico en función a su calor sensible, teniendo en cuenta el número de moldes y su masa y que son de material a presión constante se obtiene:

$$Cp_M = 0.5 \frac{Kj}{kg^{\circ}C}$$

$$\dot{P}_{em} = 400 * 14 * 0.5 * (20 - 5) * \frac{1 \text{ día}}{18 \text{ horas}} * \frac{1 \text{ hora}}{3600 \text{ seg}}$$

$$\dot{P}_{em} = 1.08 \text{ Kw}$$



**c) Carga frigorífica de los agitadores del agua de salmuera**

La carga térmica debido a la acción de los agitadores se avaló según la ecuación.

$$\dot{P}_{eas} = 6 * 12 \text{ HP} * 0.745 \frac{\text{Kw}}{\text{HP}}$$

$$\dot{P}_{eas} = 53.64 \text{ Kw}$$

**d) Carga térmica por perdida de transferencia de calor por el techo**

Se aplicará la ecuación, obteniendo el siguiente resultado:

$$\text{Área del techo} = (12*30) = 360 \text{ m}^2$$

$$\dot{P}_t = \frac{0.21 * 360 * (20 - 15)}{1000}$$

$$\dot{P}_t = 2.65 \text{ Kw}$$

**4.1.3. Carga frigorífica total para el proceso**

Se aplicó la ecuación, y se aplicó un conjunto de pérdidas del 5%

$$\dot{P}_{CFT} = \frac{1}{0.95} * (981.25 + 1.08 + 53.64 + 2.65)$$

$$\dot{P}_{CFT} = 1093.28 \text{ Kw}$$

**4.1.4. Resumen de cálculos**

El resumen de los cálculos obtenidos se observa en la tabla.

**Tabla 9**

*Resumen de los datos de la Potencia de Carga Frigorífica*

<b>CARGA FRIGORIFICA</b>	<b>POTENCIA (Kw)</b>	<b>PORCENTAJE (%)</b>
Carga frigorífica para la fabricación de hielo en bloques	981.25	93.02
Carga frigorífica para el enfriamiento de los moldes	1.08	0.10
Carga frigorífica para los agitadores del agua en salmuera	53.64	1.70
Carga térmica por perdida de transferencia de calor por el techo	2.65	0.18
Perdidas adicionales	52.68	5.00
<b>Total</b>	<b>1093.28</b>	<b>100.00</b>

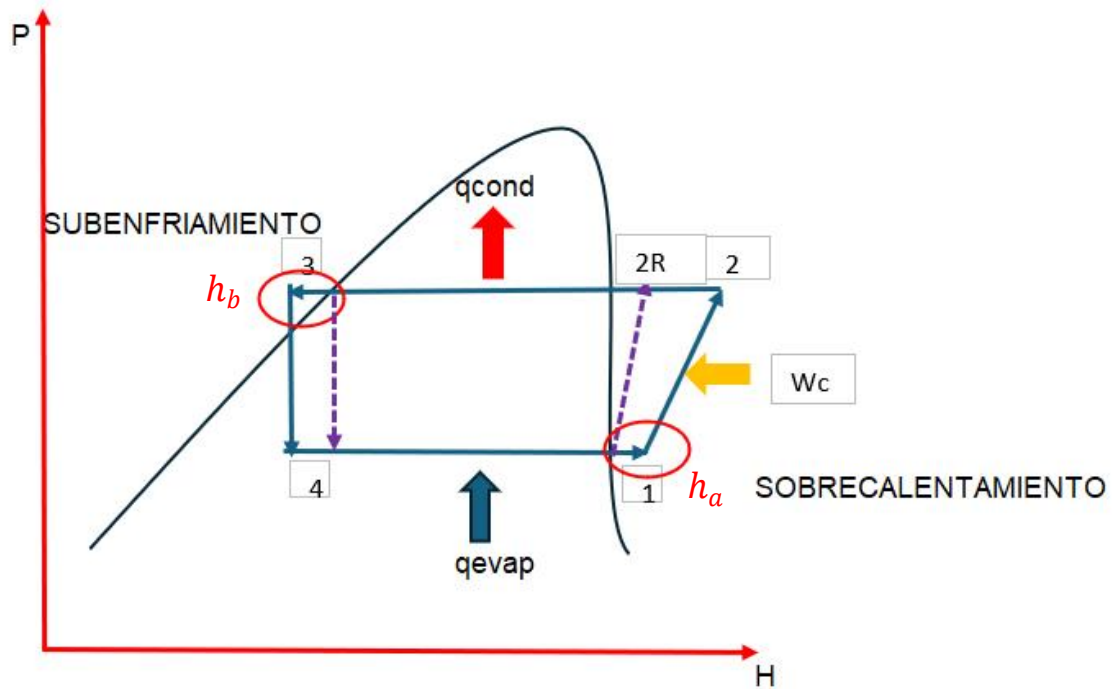
Fuente: Elaboración propia.

## 4.2. Balance de energía en el sistema de refrigeración

### a) Valores termodinámicos de ingreso según los parámetros de operación

Se utilizó el Software Cool Pack (Ver explicación en Anexo 2), para determinar las propiedades de cada uno de los refrigerantes:

**Figura 5** Ciclo termodinámico real de refrigeración por compresión de vapor, diagrama P-H.



Fuente: Elaboración propia

### – R-717 (Amoniaco)

**Tabla 10**

Valores del refrigerante R-717 en el ciclo de refrigeración por compresión de vapor

PARAMETRO	SIMBOLOGÍA	CANTIDAD	UNIDADES
Presión de alta	Pa	15.5	Bar
Temperatura final del condensador	Tc	40	°C
Presión baja	Pb	2.35	Bar
Temperatura en el evaporador	Te	-15	°C
Temperatura de ingreso al condensador	T2	140	°C

Caída de presión a la salida del evaporador	P	0.1	Bar
Punto	CRITERIO DE CALCULO	CANTIDAD	UNIDADES
Punto 1	Vapor saturado a la Pbaja	1491.19	kJ/kg
Punto 2R	Palta y a la temperatura T2 a la entrada al condensador	1814.88	kJ/kg
Punto 3	Líquido saturado a la Palta	386.42	kJ/kg
Punto 4	Vapor igual al del punto 3	386.42	kJ/kg

Fuente: Elaboración propia con asistencia de Software Cool Pack.

– **R-744 (CO<sub>2</sub>)**

**Tabla 11**

*Valores del refrigerante R-744 en el ciclo de refrigeración por compresión*

PARÁMETRO	SIMBOLOGÍA	CANTIDAD	UNIDADES
Presión de alta	Pa	90	Bar
Temperatura final del condensador	Tc	31	°C
Presión baja	Pb	30	Bar
Temperatura en el evaporador	Te	-15	°C
Temperatura de ingreso al condensador	T2	120	°C
Caída de presión a la salida del evaporador	P	0.2	Bar
PUNTO	CRITERIO	CANTIDAD	UNIDADES
Punto 1	Vapor saturado a la presión baja	442.12	kJ/kg
Punto 2R	Vapor saturado a la presión alta y a la temperatura T2	486.86	kJ/kg
Punto 3	Líquido saturado a la presión alta	279.14	kJ/kg
Punto 4	Vapor igual al del punto 3	279.14	kJ/kg

Fuente: Elaboración propia con asistencia de Software Cool Pack.

## b) Caracterización del ciclo de refrigeración por compresión de vapor

### Amoniaco

#### – Flujo másico del refrigerante

Se evaluó en función a lo obtenido en el ítem anterior, el cual es 1093.28| kW, el cual se reemplazará en la ecuación mencionada anteriormente.

$$1093.28 \frac{kJ}{sg} = \dot{m}_r * (1491.19 - 386.42)$$

$$\dot{m}_r = 0.99 \text{ kg/sg}$$

#### – Potencia del compresor

Se evaluó en función a la ecuación, obteniendo el siguiente resultado:

$$P_C = 0.99 \frac{kg}{sg} * (1814.88 - 1491.19) \frac{kJ}{kg}$$

$$P_C = 320.45 \text{ KW}$$

Luego se determinó la potencia del motor eléctrico, teniendo en cuenta los siguientes datos:

$$n_C = 0.8 \qquad n_{me} = 0.8$$

$$P_e = \frac{320.45}{0.8 * 0.8} = 500.7 \text{ Kwe}$$

#### – Potencia térmica de rechazo

Para determinar la potencia del rechazo se realizó en función a la ecuación, obteniendo el siguiente resultado:

$$PTR = 0.99 \frac{kg}{sg} * (1814.88 - 386.42) \frac{kJ}{kg}$$

$$PTR = 1414.17 \text{ Kw}$$

#### – Coeficiente de performance

El coeficiente de performance se determinó por la ecuación, obteniéndose el siguiente resultado:

$$COP = \frac{1093.28}{320.45}$$

$$COP = 3.41$$

– **Efecto refrigerante**

Se evaluó en función al flujo másico obtenido anteriormente, el cual se reemplazó en la ecuación.

$$ER = 0.99 \frac{kg}{sg} * (1491.19 - 386.42) \frac{kJ}{kg}$$
$$ER = 1093.28 kW$$

– **Tonelada de refrigeración**

Se determinó las toneladas de refrigeración del sistema, obteniéndose el siguiente resultado

$$T.R = 0.99 \frac{kg}{sg} * (1491.19 - 386.42) \frac{kJ}{kg} * \left( \frac{1 TON}{3.516854525 kJ/sg} \right)$$
$$T.R = 310.99 TON$$

**R-744**

– **Flujo másico del refrigerante**

Se evaluó en función a lo obtenido en el ítem anterior, el cual se reemplazará en la ecuación mencionada anteriormente.

$$1093.28 \frac{kJ}{sg} = \dot{m}_r * (442.12 - 279.14)$$
$$\dot{m}_r = 6.7 kg/sg$$

– **Potencia del compresor**

Se evaluó en función a la ecuación, obteniendo el siguiente resultado:

$$P_C = 6.7 \frac{kg}{sg} * (486.86 - 442.12) \frac{kJ}{kg}$$
$$P_C = 299.8KW$$

Luego se determinó la potencia del motor eléctrico, teniendo en cuenta los siguientes datos:

$$n_C = 0.85 \qquad n_{me} = 0.8$$
$$P_e = \frac{299.8}{0.85 * 0.8} = 440.9 Kwe$$

– **Potencia térmica de rechazo**

Para determinar la potencia del rechazo se realizó en función a la ecuación, obteniendo el siguiente resultado:

$$PTR = 6.7 \frac{kg}{sg} * (486.86 - 279.14) \frac{kJ}{kg}$$
$$PTR = 1391.7 Kw$$

– **Efecto refrigerante**

Se evaluó en función al flujo másico obtenido anteriormente, el cual se reemplazó en la ecuación.

$$ER = 6.7 \frac{kg}{sg} * (442.12 - 279.14) \frac{kJ}{kg}$$
$$ER = 1091.62 kW$$

– **Coefficiente de performance**

El coeficiente de performance se determinó por la ecuación, obteniéndose el siguiente resultado:

$$COP = \frac{1093.28}{299.8}$$
$$COP = 3.64$$

– **Tonelada de refrigeración**

Se determinó las toneladas de refrigeración del sistema, obteniéndose el siguiente resultado

$$T.R = 6.7 \frac{kg}{sg} * (486.86 - 279.14) \frac{kJ}{kg} * \left( \frac{1 TON}{3.516854525 kJ/sg} \right)$$
$$T.R = 395.7 TON$$

#### 4.3. Caracterización del subenfriamiento y sobrecalentamiento

La ecuación, caracteriza el proceso de transferencia de calor en el inter-enfriador, con una eficiencia de 0.9

$$Cp_v * (T_3 - T_b) * 0.9 = Cp_t * (T_a - T_1)$$

La ecuación mencionada anteriormente, también se puede representar de la siguiente manera:

$$\dot{m}_r * (h_3 - h_b) * 0.9 = \dot{m}_r * (h_a - h_1)$$

Teniendo en cuenta que el ciclo de refrigeración es cerrado, la expresión anterior queda expresada de la siguiente manera:

$$(h_3 - h_b) * 0.9 = (h_a - h_1)$$

Donde:

$h_3$  esta referida a la entalpia a la salida del condensador

$h_1$  esta referida a la entalpia a la salida del evaporador

Teniendo en cuenta que la temperatura a la salida del condensador es de 40°C. Se opta por reducir la temperatura saliente del interenfriador por el lado del condensador en 2.5 °C

Por el lado del evaporador se determinó la entalpia de cada fluido refrigerante, tomando como limite la temperatura del agua de salmuera -5, debido a que el valor de la temperatura de cada fluido refrigerante no debe superar este valor, para no afectar la estabilidad térmica durante el proceso de producción de hielo en bloques.

Tomando como valor la temperatura de la corriente fluida en 37.5°C y a partir del software Cool pack se determina el valor de entalpia

– **Amoniaco**

A una temperatura de 37.5°C, se obtiene un valor de:

$$h_b = 374.47 \text{ kJ/kg}$$

– **R-744**

A una temperatura de 28.5°C, se obtiene un valor de:

$$h_b = 270.7 \text{ kJ/kg}$$

Se tiene el siguiente cálculo:

– **Amoniaco**

$$(386.42 - 374.47) * 0.9 = (h_a - 1491.19)$$

$$h_a = 1502.9 \text{ kJ/kg}$$

$$T_a = -9.8^\circ\text{C}$$

– **R-744**

$$(279.14 - 270.70) * 0.9 = (h_a - 442.12)$$

$$h_a = 449.72 \text{ kJ/kg}$$

$$T_a = -9.7^\circ\text{C}$$

#### 4.4. Balance de energía del sistema de refrigeración

– **Amoniaco**

– **Efecto refrigerante**

Se evaluó en función al flujo másico obtenido anteriormente, el cual se reemplazó en la ecuación.

$$ER = 0.99 \frac{\text{kg}}{\text{sg}} * (1491.19 - 374.47) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$ER = 1105.55 \text{ kW}$$

Entonces, el incremento del efecto refrigerante:

$$\text{Incremento ER} = 1105.55 - 1093.72$$

$$\text{Incremento ER} = 11.83 \text{ kW}$$

Porcentaje de incremento del Efecto refrigerante:

$$\% \text{ Incremento del ER} = \frac{1105.55 - 1093.72}{1105.55} * 100\%$$

$$\% \text{ Incremento del ER} = 1.07\%$$

– **Potencia del compresor**

La potencia del compresor se evaluó según la ecuación.

$$P_C = \dot{m}_r * (h_2 - h_a)$$

$$P_C = 0.99 \frac{\text{kg}}{\text{sg}} * (1814.88 - 1502.09) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$



$$P_C = 309.66 \text{ kW}$$

La reducción de la potencia mecánica del compresor:

$$\text{Reducción } P_C = 320.45 - 309.66$$

$$\text{Reducción } P_C = 10.79 \text{ kW}$$

Por lo que, el porcentaje de reducción de la potencia mecánica del compresor es:

$$\% \text{ Reducción } P_C = \frac{320.45 - 309.66}{320.45} * 100\%$$

$$\% \text{ Reducción } P_C = 3.4$$

Según la ecuación, se determinó la potencia del motor eléctrico del compresor

$$n_C = 0.85 \qquad n_{me} = 0.8$$

$$P_e = \frac{309.66}{0.8 * 0.85} = 455.38 \text{ Kwe}$$

Reducción de la potencia del motor eléctrico del compresor:

$$\text{Reducción } P_{me} = 500.7 - 455.38$$

$$\text{Reducción } P_{me} = 45.32 \text{ kW}$$

Porcentaje de reducción de la potencia mecánica del compresor:

$$\text{Reducción } P_C = \frac{500.7 - 455.38}{500.7} * 100\%$$

$$\text{Reducción } P_C = 9.05\%$$

– **Coefficiente de performance**

Se determinó según la ecuación.

$$COP = \frac{1105.55}{309.66}$$

$$COP = 3.57$$

Mejora del coeficiente de Performance:

$$\text{Mejora del COP} = 3.57 - 3.41$$

$$\text{Mejora del COP} = 0.16$$

Porcentaje de mejora del COP

$$\% \text{ Mejora del COP} = \frac{3.57 - 3.41}{3.57} * 100\%$$

$$\% \text{ Mejora del COP} = 4.5\%$$

– **R-744**

– **Efecto refrigerante**

Se evaluó en función al flujo másico obtenido anteriormente, el cual se reemplazó en la ecuación.

$$ER = 6.7 \frac{kg}{sg} * (449.12 - 279.14) \frac{kJ}{kg}$$

$$ER = 1138.87 \text{ kW}$$

Entonces, el incremento del efecto refrigerante:

$$\text{Incremento ER} = 1138.87 - 1091.62$$

$$\text{Incremento ER} = 47.25 \text{ kW}$$

Porcentaje de incremento del Efecto refrigerante:

$$\% \text{ Incremento del ER} = \frac{1138.87 - 1091.62}{1138.87} * 100\%$$

$$\% \text{ Incremento del ER} = 4.2\%$$

– **Potencia del compresor**

La potencia del compresor se evaluó según la ecuación.

$$P_C = \dot{m}_r * (h_2 - h_a)$$

$$P_C = 6.7 \frac{kg}{sg} * (486.86 - 449.71) \frac{kJ}{kg}$$

$$P_C = 248.91 \text{ kW}$$

La reducción de la potencia mecánica del compresor:

$$\text{Reducción } P_C = 299.8 - 248.91$$

$$\text{Reducción } P_C = 50.89 \text{ kW}$$

Por lo que, el porcentaje de reducción de la potencia mecánica del compresor es:

$$\% \text{ Reducción } P_C = \frac{299.8 - 248.91}{299.8} * 100\%$$

$$\% \text{ Reducción } P_C = 16.9\%$$

Según la ecuación, se determinó la potencia del motor eléctrico del compresor TORNILLO

$$n_C = 0.85 \qquad n_{me} = 0.8$$

$$P_e = \frac{248.91}{0.8 * 0.85} = 366.04 \text{ Kwe}$$

Reducción de la potencia del motor eléctrico del compresor:

$$\text{Reducción } P_{me} = 440.9 - 366.04$$

$$\text{Reducción } P_{me} = 74.86 \text{ kW}$$

Porcentaje de reducción de la potencia mecánica del compresor:

$$\text{Reducción } P_C = \frac{440.9 - 366.04}{440.9} * 100\%$$

$$\text{Reducción } P_C = 17\%$$

– **Coefficiente de performance**

Se determinó según la ecuación.

$$COP = \frac{1138.87}{193.63}$$

$$COP = 4.58$$

Mejora del coeficiente de Performance:

$$\text{Mejora del COP} = 4.58 - 3.41$$

$$\text{Mejora del COP} = 1.17$$

Porcentaje de mejora del COP

$$\% \text{ Mejora del COP} = \frac{4.58 - 3.41}{4.58} * 100\%$$

$$\% \text{ Mejora del COP} = 25.5 \%$$

– **Resumen de los datos obtenidos**

La tabla, muestra los resultados

**Tabla 12**

*Resumen de los resultados obtenidos para los refrigerantes evaluados.*

REFRIGERANTE	TECNOLOGÍA COMPRESIÓN	SIN INTERCAMBIADOR DE CALOR(IHX)		CON INTERCAMBIADOR DE CALOR (IHX)		(%)
		POT ELECT. COMP (Kw)	COP	POT. ELECT. COMP (Kw)	COP	MEJORA COP
<b>AMONIACO</b>	<b>PISTÓN</b>	500.7	3.41	455.38	3.57	4.5
<b>R-744 (CO2)</b>	<b>TORNILLO</b>	440.9	3.64	366.04	4.58	25.5

Fuente: Elaboración propia.

La Tabla 12 presenta un resumen de los resultados calculados para la evaluación termodinámica del sistema de refrigeración, comparando el rendimiento del Amoniacó (R-717) y el Dióxido de Carbono (R-744) cuando operan con un compresor de pistón. Los parámetros clave considerados incluyen, la potencia eléctrica consumida por el compresor ( $P_e$ ), el Coeficiente de Rendimiento (COP), y el porcentaje de mejora del COP.

Como se observa en los resultados, el sistema que emplea R-744 demuestra un COP significativamente superior (4.58) en comparación con el Amoniacó (3.41). Este valor más alto de COP indica una mayor eficiencia energética, ya que el sistema con R-744 es capaz de proporcionar una mayor capacidad de refrigeración por unidad de potencia consumida por el compresor. Además, el R-744 exhibe un mayor porcentaje de mejora en el COP (25.5%), lo que subraya su ventaja en términos de eficiencia operativa.

Basándose en estos hallazgos termodinámicos, el R-744 se selecciona como el refrigerante óptimo para el sistema de refrigeración propuesto, debido a su notable superioridad en el Coeficiente de Rendimiento, lo que se traduce directamente en una mayor eficiencia energética para la planta de hielo industrial. Este aspecto es fundamental para la viabilidad técnica y operativa del sistema.

**Tabla 13** *Compresores de Pistón y Tornillo para R744 - Potencias en Paralelo.*

<b>Marca</b>	<b>Tipo de Compresor</b>	<b>Serie / Modelo de Ejemplo (para CO2)</b>	<b>Potencia Eléctrica Aprox. (por unidad)</b>	<b>Comentarios / Adecuación para paralelo</b>
<b>Bitzer</b>	Pistón	Transcríticos (ej. 6FE-50Y, 8FE-80Y)	40 - 70 Kw	Modelos de mayor tamaño en la serie ECOLINE para CO2 transcrito. Ideales para configuraciones booster con varias etapas. Permiten gran flexibilidad.
<b>Bitzer</b>	Tornillo	HS.53, HS.64, HS.74, HS.85 (modelos de alta capacidad para CO2)	80 - 200 Kw	Compresores semiherméticos de tornillo diseñados para grandes capacidades. Se pueden usar 2 o 3 unidades en paralelo para alcanzar la potencia deseada.
<b>Dorin</b>	Pistón	Transcritical (ej. CDS)	50 - 70 Kw	Modelos robustos para CO2 transcrito. Adecuados para formar racks de compresores con gran fiabilidad.
<b>Dorin</b>	Tornillo	Serie TH (modelos de alta capacidad)	80 - 180 Kw	Compresores de tornillo de alta eficiencia para aplicaciones industriales con CO2. Aptos para configuraciones en paralelo para grandes potencias frigoríficas.
<b>Frascold</b>	Pistón	TK HD Series (ej. TKHD-56, TKHD-83)	60 - 100 Kw	Modelos de mayor desplazamiento para aplicaciones CO2 transcricas e industriales. Con tecnología HD para altas presiones, idóneos para racks.
<b>Frascold</b>	Tornillo	(Varios modelos específicos de tornillo para CO2)	100 - 300 Kw	Frascold ofrece compresores de tornillo de gran capacidad adecuados para R744 en sistemas industriales. Pueden ser una alternativa a los de pistón para grandes potencias.
<b>GEA</b>	Pistón	(Modelos de la serie para aplicaciones de baja temperatura)	80 - 150 Kw	GEA Bock es conocida por sus compresores de pistón de CO2 robustos, utilizados a menudo en sistemas booster o en cascada. Estos modelos más grandes serían ideales para un rack que sume los 285 kW.
<b>GEA Grasso</b>	Tornillo	(Serie de compresores para grandes capacidades en frío industrial)	150 - 400 Kw	GEA es un líder en refrigeración industrial. Sus compresores de tornillo (ej. GEA Grasso M series, GEA CompaX) están diseñados para sistemas de alta demanda de CO2.

Fuente: Elaboración propia a partir de datos de fabricantes.

**La tabla 13** presenta una variedad de compresores de pistón y de tornillo aptos para sistemas de CO<sub>2</sub> (R744). (Ver Detalle en Anexo 3). Al considerar los compresores de tornillo, estos ofrecen ventajas distintivas que los hacen ideales para aplicaciones de mayor demanda y operación continua.

Una de las principales ventajas de los compresores de tornillo es su alta potencia eléctrica por unidad, como se evidencia en los rangos de 80 kW a 400 kW. Esto significa que puedes alcanzar los 366 kW totales con menos unidades en paralelo en comparación con los compresores de pistón. Menos unidades implican una instalación potencialmente más compacta y menos conexiones.

Además, los compresores de tornillo son conocidos por su operación más suave y con menor vibración en comparación con los de pistón, lo que puede contribuir a una mayor vida útil del equipo y a menores requisitos de mantenimiento a largo plazo para el compresor en sí. Su diseño volumétrico continuo los hace muy eficientes a cargas base elevadas, siendo una excelente opción para sistemas con una demanda de refrigeración constante y significativa. Finalmente, son adecuados para grandes capacidades en frío industrial, lo que se alinea con la magnitud de potencia eléctrica que se necesita.

*Por lo tanto, se seleccionó al compresor de tipo tornillo de la marca GEA Grasso de 400Kw*

### **Datos Reales y Características Técnicas Compresor Tornillo GEA Grasso 400KW**

Estos datos provienen de la serie **GEA Grasso LT / M / X**.

La serie LT tiene modelos con capacidades de refrigeración que van desde  $\approx$  400 kW, dependiendo de condiciones de operación (ej.: evaporación / condensación, tipo de fluido refrigerante, etc.).

Presión de diseño típica: 28 bar o también versiones de 90 bar.

### **Vida Útil Esperada**

Depende mucho del mantenimiento, condiciones de operación, limpieza, entorno, etc. Pero para estos equipos industriales de buena marca, con mantenimiento adecuado:

Vida útil principal de los componentes críticos (rotor, cilindro / carcasa, rodamientos): quizá **15 años**.

Componentes auxiliares / partes sujetas a desgaste (sellos, empaquetaduras, elementos de transmisión, válvulas, separadores de aceite, filtros): pueden requerir reemplazo o mantenimiento mayor cada **3-5 años** o antes, dependiendo de uso.

### Costo Estimado

Esto es más aproximado, ya que depende de país, transporte, aranceles, instalación, tipo de cambio, etc. Pero te doy un rango estimativo general para un compresor de 150-400 kW, nuevo, con instalación básica:

**Tabla 14**

*Características técnicas y económicas del compresor tipo tornillo GEA Grasso de 400Kw*

Concepto	Estimación
<b>Precio del equipo (solo compresor + motor, sin instalación)</b>	USD $\approx$ 300.000 y Soles $\approx$ <b>1.032.000</b> dependiendo del modelo, potencia, opciones (presión, velocidad variable, auxiliares, fluido refrigerante).
<b>Costo de instalación (obra civil, fundaciones, tuberías, conexiones eléctricas, refrigerante, control)</b>	Puede agregar otro <b>20-50%</b> al precio del equipo.
<b>Mantenimiento anual</b>	Dependiendo de horas de operación, podría costar del <b>1-3%</b> del valor del equipo para mantenimiento preventivo + repuestos menores. En ambientes severos puede ser más.
<b>Consumo eléctrico</b>	Uno de los costos más significativos. Si funciona muchas horas y no está optimizado, el costo de energía puede superar con creces los costos de capital a lo largo de la vida útil.

Fuente: Elaboración propia a partir de datos del fabricante.

## **4.5.Evaluación técnico- económica**

### **A. Introducción**

La planta NAFTES actualmente utiliza un sistema de refrigeración en cascada basado en amoníaco (R-717) con una capacidad de 150 toneladas de hielo por día y 5 compresores de pistón 1 de 200 HP y 4 de 150 HP. Este análisis evalúa la viabilidad técnica y económica de reemplazar el R-717 por el R-744 (dióxido de carbono), implementando estrategias específicas para optimizar el COP (Coeficiente de Rendimiento) y reducir el consumo energético.

### **B. Justificación Técnica**

El reemplazo del R-717 por el R-744 requiere modificaciones clave debido a las características termodinámicas del CO<sub>2</sub>, como operar a altas presiones y su menor eficiencia en climas cálidos. Las estrategias propuestas incluyen:

- Uso de sistemas en cascada: Permite que el R-744 opere en condiciones subcríticas, mejorando el COP y reduciendo pérdidas en climas cálidos.
- Incorporación de intercambiadores de calor internos (IHX): Aumenta el subenfriación del líquido y mejora la eficiencia del ciclo.
- Optimización del ciclo transcrito: Ajusta la presión de alta y utiliza enfriadores de gas eficientes para maximizar la eficiencia.
- Uso de compresores de alta eficiencia: Diseñados específicamente para CO<sub>2</sub>, reducen el trabajo de compresión y manejan altas presiones.
- Recuperación de calor: Aprovecha el calor residual del enfriador de gas para otros procesos, mejorando la eficiencia global.

### **C. Especificaciones del Sistema Optimizado**

- Refrigerante: R-744 (CO<sub>2</sub>)
- Capacidad: 150 toneladas de hielo/día
- Compresor: compresor tornillo tipo **GEA Grasso 400KW**
- Subenfriador: Incorporado (IHX)
- Costo de cambio de sistema (S/): 1,083,600



- Vida útil estimada: 15 años

#### D. Impacto en el COP

El sistema actual tiene un COP de **3.41** Con las modificaciones propuestas, se espera un aumento del COP en un **25.5 %**, alcanzando un valor de **4.58**. Esto se traduce en una reducción significativa del consumo energético.

Compresor de 500.7 kW consume 2,924,088 kWh/año trabajando 16 horas diarias.

Compresor de 366.04 kW consume 2,141,674 kWh/año trabajando 16 horas diarias

**Tabla 15**

*Ahorro energético después de instalar el refrigerante R-744.*

<b>Parámetro</b>	<b>Antes del R-744</b>	<b>Después del R-744</b>
<b>COP</b>	3.41	4.58
<b>Consumo energético (Kwh/año)</b>	2'924,088	2'141,674
<b>Ahorro energético (%)</b>	782,414	27%

Fuente: Elaboración propia.

#### E. Análisis Económico

##### E.1 Indicadores Financieros

**Tabla 16**

*Datos económicos base del proyecto*

<b>Datos del Proyecto</b>	
<b>Inversión inicial (S/)</b>	1'083,600
<b>Ingresos anuales (S/)</b>	391,207
<b>Costos anuales (S/)</b>	30,960
<b>Tasa de descuento (%)</b>	10
<b>Vida útil del proyecto (años)</b>	15
<b>Precio de la energía eléctrica (<math>\frac{S/}{Kwh}</math>)</b>	0.5
<b>Flujo Neto Anual (S/)</b>	360,247
<b>VAN Base (S/)</b>	1'656,467
<b>TIR (%)</b>	32.8
<b>PAYBACK (años)</b>	3

Fuente: Elaboración propia.

## E.2 Flujo de Caja Proyectado

**Tabla 17**

*Flujo de Caja Proyectado para los próximos 15 años.*

<b>Año</b>	<b>Ahorro Energético (S/)</b>	<b>Costo de Mantenimiento (S/)</b>	<b>Flujo Neto (S/)</b>
<b>1</b>	391,207	30,960	360,247
<b>2</b>	391,207	30,960	360,247
<b>3</b>	391,207	30,960	360,247
<b>4</b>	391,207	30,960	360,247
<b>5</b>	391,207	30,960	360,247
<b>6</b>	391,207	30,960	360,247
<b>7</b>	391,207	30,960	360,247
<b>8</b>	391,207	30,960	360,247
<b>9</b>	391,207	30,960	360,247
<b>10</b>	391,207	30,960	360,247
<b>11</b>	391,207	30,960	360,247
<b>12</b>	391,207	30,960	360,247
<b>13</b>	391,207	30,960	360,247
<b>14</b>	391,207	30,960	360,247
<b>15</b>	391,207	30,960	360,247

Fuente: Elaboración propia.

### E.3 Análisis de sensibilidad económica

**Tabla 18**

*Sensibilidad económica respecto a los ingresos*

<b>Análisis de Sensibilidad - Ingresos</b>		
<b>Variación de ingresos</b>	<b>VAN(S/)</b>	<b>Interpretación</b>
<b>-20%</b>	1,061,357.01	Rentable con menor ganancia.
<b>-10%</b>	1,358,912.17	Rentable con VAN aún alto.
<b>0%</b>	1,656,467.32	Base.
<b>+10%</b>	1,954,022.48	Muy rentable.
<b>+20%</b>	2,251,577.63	Altamente rentable.

Fuente: Elaboración propia.

- Aunque los ingresos bajen un 20%, el proyecto **sigue siendo rentable (VAN > 0)**.
- El **VAN aumenta o disminuye casi linealmente** con los ingresos.
- Esto muestra que el proyecto **no es extremadamente sensible a los ingresos**: puede soportar caídas moderadas sin perder rentabilidad.

**Tabla 19**

*Sensibilidad económica respecto a los costos*

<b>Análisis de Sensibilidad - Costos</b>		
<b>Variación de costos</b>	<b>VAN(S/)</b>	<b>Interpretación</b>
<b>-20%</b>	1,703,564.17	Rentabilidad mejora ligeramente.
<b>-10%</b>	1,680,015.75	Rentabilidad apenas mejora.
<b>0%</b>	1,656,467.32	Base.
<b>+10%</b>	1,632,918.90	Muy poca reducción en VAN.
<b>+20%</b>	1,609,370.48	Rentabilidad sigue alta.

Fuente: Elaboración propia.

- Incluso con un **aumento del 20% en costos**, el VAN sigue siendo alto.
- El proyecto **es poco sensible a los costos**.
- Esto indica **margen operativo amplio** o **bajo peso de los costos** sobre los ingresos.

**Tabla 20***Umbral de cambio para VAN = 0*

<b>Variable</b>	<b>Umbral de cambio para VAN = 0</b>	<b>Sensibilidad</b>	<b>Comentario</b>
<b>Ingresos</b>	< -70% (aprox.)	<b>Baja a moderada</b>	Puede soportar caídas fuertes en ventas.
<b>Costos</b>	> +400% (aprox.)	<b>Muy baja</b>	Aumentos importantes en costos no comprometen la rentabilidad.

Fuente: Elaboración propia.

- El proyecto es **financieramente sólido y robusto**.
- Mantiene un **VAN positivo incluso en escenarios pesimistas**.
- La variable más crítica sigue siendo el **nivel de ingresos**, pero incluso allí la sensibilidad es **moderada**, lo que da margen de seguridad.

#### 4.6.Evaluación Ambiental

La evaluación ambiental es un componente crucial en el análisis de cualquier sistema industrial, y en el contexto de las plantas de hielo, es fundamental para garantizar la sostenibilidad y seguridad operativa. En este apartado, nos centraremos en la evaluación del impacto ambiental de los refrigerantes amoníaco (R-717) y dióxido de carbono (R-744), prestando especial atención a su Potencial de Calentamiento Global (GWP). Esta selección se debe a su relevancia como alternativas para la eficiencia energética en sistemas de refrigeración industrial.

**Tabla 21**

*Clasificación de Seguridad de Refrigerantes ASHRAE*

CLASIFICACIONES DE SEGURIDAD DE REFRIGERANTES ASHRAE		
Número de refrigerante	Toxicidad	Inflamabilidad
R-11	A	1
R-12	A	1
R-22	A	1
R-123	B	1
R-134a	A	1
R-401A	A	1
R-404A	A	1
R-406A	A	2
R-407C	A	1
R-410A	A	1
R-500	A	1
R-502	A	1
R-507A	A	1
R-717	B	2L
R-744	A	1

Fuente: ANSI/ASHRAE Standard 34-210

Los refrigerantes utilizados en sistemas industriales se clasifican según sus características de seguridad, que incluyen su nivel de toxicidad y inflamabilidad. De acuerdo con la normativa ANSI/ASHRAE (2010), el amoníaco (R-717) se clasifica con una toxicidad B y una inflamabilidad 2L. Por otro lado, el dióxido de carbono (R-744) presenta una toxicidad A y una inflamabilidad 1.

**Tabla 22***Cuadro de Clases de Toxicidad e Inflamabilidad*

	<b>Menor toxicidad</b>	<b>Mayor toxicidad</b>
<b>Mayor inflamabilidad</b>	A3	B3
<b>Inflamable</b>	A2	B2
<b>Menor inflamabilidad</b>	A2L	B2L
<b>Sin propagación de llamas</b>	A1	B1

Fuente: ISO 817 Refrigerants – Designation and safety classification

La clasificación de seguridad de los refrigerantes, establecida por la norma ISO 817, es esencial para comprender los riesgos asociados a cada sustancia. Esta clasificación combina las características de toxicidad e inflamabilidad para categorizar los refrigerantes en diferentes grupos, como A3, A2, A2L, A1, B3, B2, B2L y B1. Las letras A y B denotan la baja y alta toxicidad, respectivamente. Los números 1, 2, 2L y 3 indican la ausencia de inflamabilidad, baja inflamabilidad, inflamabilidad reducida y alta inflamabilidad, en ese orden. Esta matriz permite una evaluación rápida y estandarizada de los peligros potenciales de cada refrigerante en su aplicación.

**Tabla 23***Potencial de Calentamiento Global (GWP) de refrigerantes varios*

<b>TIPO</b>	<b>NÚMERO ASHRAE</b>	<b>FÓRMULA MOLECULAR</b>	<b>GWP</b>
<b>CFC</b>	R-12	CCl <sub>2</sub> F <sub>2</sub>	10,900
	R-11	CCl <sub>3</sub> F	4,750
	R-502	HCFC-22/CFC-115	4,520
<b>HCFC</b>	R-22	CHClF <sub>2</sub>	1,810
	R-123	CHCl <sub>2</sub> CF <sub>3</sub>	77
<b>HFC</b>	R-410a	HFC-32/125	2,090
	R-407c	HCF-32/125/134a	1,770
	R-134a	CH <sub>2</sub> FCF <sub>3</sub>	1,430
	R-32	CH <sub>2</sub> F <sub>2</sub>	675
	R-454b	HFC-32/HFO-1234yf	466
	R-152a	CH <sub>3</sub> CHF <sub>2</sub>	124
<b>HFO</b>	R-1234yf	CH <sub>2</sub> =CFCF <sub>3</sub>	1
<b>REFRIGERANTES NATURALES, INCLUIDOS LOS HIDROCARBUROS</b>	R-290	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> (Propano)	10
	R-600a	CH(CH <sub>3</sub> ) <sub>3</sub> (ISOBUTANO)	4
	R-1270	C <sub>3</sub> H <sub>6</sub> (PROPILENO)	3
	R-744	CO <sub>2</sub> (Dióxido de carbono)	1
	R-717	NH <sub>3</sub> (Amoniac)	<1

Fuente: IPCC's Fifth Assessment Report (2014)

El Potencial de Calentamiento Global (GWP) es una métrica fundamental para evaluar el impacto de un refrigerante en el cambio climático. Este valor es una medida relativa de cuánto calor atrapa una determinada masa de un gas de efecto invernadero en la atmósfera durante un periodo de tiempo específico, usualmente 100 años, en relación con la misma masa de dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>). En otras palabras, el GWP nos permite comparar el impacto de diferentes gases en el efecto invernadero, tomando al CO<sub>2</sub> como la unidad de referencia. Por definición, el CO<sub>2</sub> tiene un GWP de 1. Un GWP

alto significa que una pequeña cantidad de ese gas puede tener un efecto de calentamiento mucho mayor que una gran cantidad de CO<sub>2</sub>. Por el contrario, un GWP bajo indica que el gas contribuye mínimamente al calentamiento global.

Según el Quinto Informe de Evaluación del Panel Intergubernamental del Cambio Climático (IPCC, 2014), el R-744 (dióxido de carbono), que es un refrigerante natural, tiene un GWP de 1. Este valor lo convierte en el estándar de comparación para otros gases de efecto invernadero, lo que significa que su impacto en el calentamiento global es el mismo que el del propio CO<sub>2</sub> atmosférico. En contraste, el R-717 (amoníaco), otro refrigerante natural ampliamente utilizado, posee un GWP menor a 1, a menudo reportado como cero o despreciable en muchas fuentes. Esto se debe a que el amoníaco no es un gas de efecto invernadero directo como el CO<sub>2</sub>; es decir, no absorbe la radiación infrarroja de la misma manera que los gases que causan el calentamiento global. Cualquier contribución indirecta al GWP del amoníaco estaría relacionada con su ciclo de vida o impactos en la calidad del aire local, pero no como un potente gas de efecto invernadero. Esta característica posiciona al R-717 como una opción con un impacto directo casi nulo en el calentamiento global, haciéndolo muy favorable desde una perspectiva ambiental en términos de GWP.

**Tabla 24**

*Cuadro Resumen Comparativo de la Evaluación Ambiental entre R-744 y R-717*

<b>Tipo</b>	<b>Número ASHRAE</b>	<b>Fórmula Molecular</b>	<b>GWP</b>	<b>Toxicidad e Inflamabilidad</b>
<b>Refrigerantes Naturales</b>	R-744	CO <sub>2</sub> (Dióxido de Carbono)	1	A1
<b>incluidos los hidrocarburos</b>	R-717	NH <sub>3</sub> (Amoníaco)	<1	B2L

Fuente: Elaboración Propia.

Considerando los aspectos ambientales y de seguridad, la selección del R-744 (dióxido de carbono) como refrigerante preferente en esta investigación se fundamenta en su perfil de bajo impacto. Aunque el R-717 presenta un GWP similarmente bajo, el R-744 destaca por su baja toxicidad (Clase A) en comparación con la toxicidad moderada (Clase B) del amoníaco, lo que reduce los riesgos para la salud humana en caso de fugas.



Adicionalmente, el R-744 posee una inflamabilidad Clase 1, lo que indica que no es inflamable, a diferencia del R-717 que es ligeramente inflamable (Clase 2L). Estas características de seguridad, combinadas con un GWP mínimo, hacen del R-744 una alternativa robusta y ambientalmente responsable para aplicaciones en plantas de hielo industrial, alineándose con las tendencias actuales de sostenibilidad y seguridad operativa.

#### **4.7. Discusión de Resultados**

##### **A. Análisis del Coeficiente de Rendimiento (COP)**

Los resultados de los balances energéticos y el análisis de eficiencia revelan que el Coeficiente de Rendimiento (COP) es la métrica más crítica para la eficiencia de un sistema de refrigeración. Se ha determinado que la selección del refrigerante influye directamente en este valor. Específicamente, el sistema que opera con R-744 (dióxido de carbono) mostró un COP de 4.58, lo cual es notablemente superior al 3.41 obtenido con Amoniaco (R-717). Este COP más elevado para el R-744 se traduce directamente en un mayor ahorro energético para la planta de hielo industrial. En la práctica, una mayor eficiencia energética no solo reduce el consumo eléctrico y, por ende, los costos operativos, sino que también minimiza la demanda sobre la red eléctrica, contribuyendo a la sostenibilidad general de la operación.

##### **B. Interpretación de la Eficiencia Energética y Ventajas Adicionales del R-744**

La eficiencia energética, cuantificada por el COP, es la capacidad del sistema de entregar una mayor cantidad de efecto refrigerante por cada unidad de energía de entrada. En este sentido, la superioridad del R-744 (4.58 vs 3.41 para Amoniaco) lo posiciona como la opción preferente desde una perspectiva operativa. Esta mayor eficiencia se debe, en parte, a las propiedades termodinámicas del CO<sub>2</sub>, que permiten ciclos con diferencias de temperatura más ajustadas y, en ocasiones, con menores relaciones de compresión en las condiciones de operación estudiadas.

Más allá del COP, la adopción del R-744 ofrece ventajas adicionales significativas. Desde el punto de vista técnico-operativo, el R-744, como refrigerante transcrito, puede operar con presiones de descarga muy elevadas, lo que requiere componentes robustos, pero a su vez ofrece un excelente rendimiento volumétrico. Esto puede

permitir el uso de compresores de menor tamaño para la misma capacidad frigorífica en comparación con otros refrigerantes. Adicionalmente, el CO<sub>2</sub> es inodoro y no corrosivo para los materiales comunes del sistema (excepto en presencia de humedad), simplificando el mantenimiento a largo plazo. Su densidad de vapor es significativamente mayor que la del amoníaco, lo que puede permitir diámetros de tubería más pequeños.

### **C. Consistencia con la Literatura Existente**

Los resultados obtenidos en este estudio, particularmente la alta eficiencia y el atractivo del R-744 como refrigerante, se confirman y alinean consistentemente con las tendencias y hallazgos reportados en la bibliografía científica reciente. Múltiples investigaciones y desarrollos tecnológicos a nivel global han destacado el potencial del CO<sub>2</sub> en sistemas de refrigeración industrial debido a sus favorables propiedades termodinámicas y ambientales, especialmente en aplicaciones de baja temperatura o sistemas transcríticos. No se encontraron contradicciones significativas con la literatura existente, lo que refuerza la validez de los cálculos y conclusiones presentadas en este trabajo.

### **D. Implicaciones y Tendencias de Implementación**

Las implicaciones prácticas de estos hallazgos son considerables para el sector de plantas de hielo industrial. La elección de refrigerantes de alta eficiencia como el R-744 no solo representa un avance hacia la optimización del consumo energético y la reducción de los costos operativos, sino que también responde a una tendencia global creciente en los últimos años hacia la utilización del refrigerante CO<sub>2</sub>. Esta inclinación se debe a su excelente rendimiento termodinámico y, como se abordará más adelante, a sus beneficios ambientales. Estos resultados pueden servir como una base sólida para la toma de decisiones en la selección de tecnologías de refrigeración en proyectos de nuevas plantas o en la modernización de instalaciones existentes, impulsando la adopción de soluciones más eficientes y sostenibles.

## V. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

### 5.1. Conclusiones

Se evaluaron las propuestas termo-económicas de tecnologías de compresión y refrigerantes para mejorar la eficiencia energética de la planta de hielo industrial. Los resultados demuestran que el compresor tipo tornillo y el refrigerante con las características del R-744 (dióxido de carbono) se posicionan como la opción más favorable desde una perspectiva combinada de eficiencia energética, viabilidad económica y bajo impacto ambiental.

La carga frigorífica de la planta de hielo industrial se cuantificó con precisión, estableciéndose en 1093.28 kW. Este valor es fundamental para el dimensionamiento y diseño del sistema de refrigeración.

Se estableció un balance de energía detallado para el sistema de refrigeración por compresión de vapor, lo cual permitió calcular y comparar el Coeficiente de Rendimiento (COP) actual, que es de 3.41, con el COP proyectado de la propuesta R-744, que alcanza un valor de 4.58.

La caracterización de los parámetros técnicos de los compresores y de las propiedades termodinámicas de los refrigerantes industriales, confirmaron que el R-744 posee un Potencial de Calentamiento Global (GWP) igual a 1, lo que lo clasifica como un refrigerante con impacto directo despreciable en el cambio climático. Además, presenta nula toxicidad y flamabilidad, lo que le confiere ventajas significativas en términos de seguridad operativa y ambiental frente a otras alternativas.

Tras los cálculos del incremento del efecto refrigerante, se confirmó que el adecuado manejo de estas condiciones es crucial para la mejora significativa del COP, obteniéndose un mayor porcentaje de mejora en el sistema con R-744 y un compresor tipo tornillo de 400 Kw. El sistema optimizado con R-744 y un compresor de tipo tornillo de 400 Kw, incrementará el COP en un 25.5%, reduciendo el consumo energético en un 27%.

Se proyectó un ahorro del 27%, un Valor Actual Neto (VAN) de 1'656,467 una Tasa Interna de Retorno (TIR) del 32.8%, un Período de Recuperación (Payback) de 3 años y una vida útil estimada de 15 años. Estos indicadores confirman la sólida viabilidad económica de la implementación del R-744.

## **5.2. Recomendaciones**

### **Para la implementación del R-744 en plantas de hielo industrial:**

Considerar la implementación del refrigerante R-744 en futuros proyectos y renovaciones de plantas de hielo industrial, dada su superioridad en eficiencia energética y sus favorables atributos ambientales y de seguridad.

Establecer programas de capacitación especializados para el personal técnico y operativo en el manejo de sistemas con R-744, dadas las altas presiones de operación y las particularidades de los equipos transcíticos. Realizar un monitoreo continuo del COP y del consumo energético para validar los resultados proyectados.

Desarrollar y aplicar protocolos de seguridad específicos y rigurosos para la instalación, operación y mantenimiento de sistemas con CO<sub>2</sub>. Aunque el R-744 es de baja toxicidad y no inflamable, su alta densidad y la posibilidad de desplazamiento de oxígeno en caso de fuga masiva requieren medidas de ventilación y detección adecuadas.

Evaluar la necesidad de nuevos equipos o adaptaciones en la infraestructura existente. La implementación del R-744 puede requerir compresores, condensadores de gas (gas coolers en ciclos transcíticos), válvulas de expansión y tuberías diseñadas para soportar presiones significativamente más altas que los sistemas convencionales. La inversión en estos componentes específicos son parte del análisis técnico-económico detallado.

### **Para futuras investigaciones:**

Expandir el análisis a la evaluación de un rango más amplio de refrigerantes naturales y de bajo GWP, incluyendo mezclas y otras alternativas emergentes, para ofrecer un panorama aún más completo.

Realizar variaciones en las condiciones de operación (temperaturas de evaporación y condensación, carga parcial) para determinar el rendimiento óptimo del R-744 bajo diferentes escenarios operativos reales de una planta de hielo. Considerar la recuperación de calor para maximizar la eficiencia global del sistema.

Profundizar en el análisis de diferentes modelos y tecnologías de compresores compatibles con el R-744 (por ejemplo, compresores de tornillo o centrífugos específicos para CO<sub>2</sub>), incluyendo su eficiencia a carga parcial y su adaptabilidad a la

carga frigorífica requerida. Esto es relevante dado que se identificó la posibilidad de incluir una tabla de diferentes modelos de compresores que cumplen con la carga.

Investigar la integración de sistemas de refrigeración con R-744 con fuentes de energía renovable (e.g., solar fotovoltaica) para maximizar la sostenibilidad y reducir aún más la huella de carbono de las plantas de hielo.

**Para la industria del sector:**

Promover la transición hacia refrigerantes ambientalmente responsables como el R-744, buscando no solo la eficiencia energética y el ahorro económico, sino también la protección del medio ambiente y la seguridad laboral de los empleados.

Fomentar la inversión en tecnologías de refrigeración avanzadas y sostenibles que permitan a las empresas adaptarse a las regulaciones ambientales futuras y posicionarse como líderes en la industria.

-

## VI. REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

- Arboleda, O. (2019). Diseño e implementación de sistema de congelación para hielo industrial en escama con refrigerante amoníaco para industria hielera [proyecto de grado, Universidad Politécnica Salesiana]. <https://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/17837>
- Arteaga, K. (2017). *¿Cómo reducir costos reduciendo la Huella de Carbono? 5 Recomendaciones*. [A2G.pe] [https://www.a2g.pe/noti\\_16\\_006.html](https://www.a2g.pe/noti_16_006.html)
- ASHRAE. (2022). *ASHRAE Handbook—Refrigeration (SI Edition)*. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.
- ASHRAE. (2023). *Manual ASHRAE 2023 - Aplicaciones HVAC*. ASHRAE.
- Bonilla, S. Castelo, J., Orozco, L., Jácome, E. (2018). Análisis del funcionamiento de sistemas de refrigeración por compresión y absorción. *Observatorio de la economía latinoamericana*, 20: 1696-8352.
- Cadena Quispe, K. J., & Vásquez Coronado, M. H. (2021). Plan de mejora para aumentar la productividad de la empresa LIMARICE S.A. *Revista Ingeniería: Ciencia, Tecnología e Innovación*, 8(1). Recuperado de <https://revistas.uss.edu.pe/index.php/ING/article/view/1537>
- Cengel, Y. A., & Boles, M. A. (2011). *Thermodynamics: An engineering approach* (7th ed.). The McGraw-Hill Companies, Inc.
- Conesa, (2011). Sistema de refrigeración por compresión. <https://rua.ua.es/dspace/bitstream/10045/17271/1/refrigeracion.pdf>
- Dlamini, N. G., & Dlamini, N. D. (2024). Understanding the well-being challenges confronting academic staff in South African universities: A narrative review. *Discover Education*, 3(1). <https://doi.org/10.1007/s44217-024-00089-8>
- FAO, (2005). El uso de hielo en pequeñas embarcaciones de pesca.
- FAO, (s.f.). El uso de hielo en pequeñas embarcaciones de pesca. <https://www.fao.org/3/y5013s/y5013s.pdf>

- Franco, J. (2006). Manual de refrigeración. Ed. Reverté, S.A.  
[https://www.google.com.pe/books/edition/Manual\\_de\\_refrigeraci%C3%B3n/F7-dmrTl0TAC?hl=es&gbpv=1&dq=sistema+de+refrigeraci%C3%B3n+libro&printsec=frontcover](https://www.google.com.pe/books/edition/Manual_de_refrigeraci%C3%B3n/F7-dmrTl0TAC?hl=es&gbpv=1&dq=sistema+de+refrigeraci%C3%B3n+libro&printsec=frontcover)
- Galíndez, M. Mogollón, C. (2020). Los refrigerantes y el trabajo de los científicos Rowland y Molina. *Publicaciones en Ciencias y Tecnología*. 14(1), 51-63.  
<https://revistas.uclave.org/index.php/pcyt>
- Gonzáles, M. (2012). Análisis técnico a capacidades y necesidades de reemplazo de equipos que utilizan al amoniaco como refrigerante enfocado a una industria alimenticia, [Tesis de grado, Escuela superior politécnica del litpral].  
<http://www.dspace.espol.edu.ec/xmlui/handle/123456789/31150>
- Grados, D. (2022). Impacto de la medición de Huella de Carbono en empresas aseguradoras del Perú. <https://blogs.usil.edu.pe/sostenibilidad/impacto-de-la-medicion-de-huella-de-carbono-en-empresas-aseguradoras-del-peru>
- Graham, J., Johnson, W., Nicholson, F. (1993). El hielo en las pesquerías.  
<https://www.fao.org/3/T0713S/T0713S00.htm#TOC>
- Guanipa, G. (2010). *Sistemas de Refrigeración. Refrigeración mecánica.*
- Haro Ortuño, J., Mota Babiloni, A., Navarro Esbrí, J., & Barragán Cervera, Á. (2019). COMPARACIÓN TEÓRICA ENTRE LOS REFRIGERANTES R404A Y R455A EN SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN. *Revista Iberoamericana de Ingeniería Mecánica*, 23(2), 39–47.
- Iriondo, M. (2007). Introducción a la Geología.  
[https://www.google.com.pe/books/edition/Introducci%C3%B3n\\_a\\_la\\_Geolog%C3%ADa/4i1\\_97TllyoC?hl=es&gbpv=0](https://www.google.com.pe/books/edition/Introducci%C3%B3n_a_la_Geolog%C3%ADa/4i1_97TllyoC?hl=es&gbpv=0)
- Isaza, C., & Jara, N. (2015). Análisis comparativo de sistemas de refrigeración doméstica utilizando refrigerantes R600a y R134a. *ReserchGate*, (August), 9. Retrieved from <https://www.researchgate.net/publication/304627433>
- Jacobo, G. (2021). *Energía y Tecnología de la construcción. Especialización Arquitectura Sustentable EASCEEHAS-FAU-UNT.*

- Jutglar, L., Miranda, Á. (2010). Técnicas de refrigeración [https://www.google.com.pe/books/edition/T%C3%A9cnicas\\_de\\_Refrigeraci%C3%B3n/KWrwEVx-DAwC?hl=es&gbpv=0](https://www.google.com.pe/books/edition/T%C3%A9cnicas_de_Refrigeraci%C3%B3n/KWrwEVx-DAwC?hl=es&gbpv=0)
- Kusumawati, H. I., Galischawati, S., Warsini, S., Achmad, B. F., Fatma, N. A., Tiyani, N. S., Nirmalasari, D., & Santoso, E. B. (2024). Determinants of work stress among emergency department nurses in Sleman, Yogyakarta, Indonesia. *Australasian Emergency Care*, 27(4), 254–258. <https://doi.org/10.1016/j.auec.2024.06.002>
- Lähteenmäki, S. F., Fagerström, L. M., & Forsman, A. K. (2024). Investigating self-rated health and wellbeing among teachers in Finland from a salutogenic perspective. *Psychology, Society and Education*, 16(3), 31–40. <https://doi.org/10.21071/pse.v16i3.17096>
- Lee, J., Kim, J., Heo, I., Yoon, J., Son, C., Nam, J., Kim, H., Cha, S., and Seol, S. (2024) Optimal charge amount for semiconductor chiller applying eco-friendly refrigerant R-744, *Case Studies in Thermal Engineering*, Volume 59, 104461, ISSN 2214-157X, <https://doi.org/10.1016/j.csite.2024.104461>.
- Lorentzen, G., & Pettersen, J. (1993). A new, efficient and environmentally benign system for car air-conditioning. *International Journal of Refrigeration*, 16(1), 4–12. [https://doi.org/10.1016/0140-7007\(93\)90051-P](https://doi.org/10.1016/0140-7007(93)90051-P)
- Mariños Rosado, D. J. ., De los Santos Reyna, Y. ., & Chucuya Huallpachoque, R. . (2017). Evaluación termoexérgica del sistema de refrigeración y su influencia en el tiempo de congelamiento del hielo en una planta frigorífica. *INGnosis*, 3(1), 57–73. <https://doi.org/10.18050/ingnosis.v3i1.2023>
- Matías, C., Torres, J. (2019). Estudio de factibilidad técnico- económico de cambio de refrigerante R-507 por amoniaco para incrementar el ahorro energético en el sistema de refrigeración de una empresa de productos lácteos [Instituto tecnológico metropolitano]. <http://hdl.handle.net/20.500.12622/1638>
- Organización de las naciones unidas para el desarrollo industrial, (2020). Buenas prácticas en sistemas de refrigeración y climatización. <https://ozono.mma.gob.cl/wp-content/uploads/2021/03/Manual-Buenas-Practicas-Refrigeracion-y-Climatizacion.pdf>

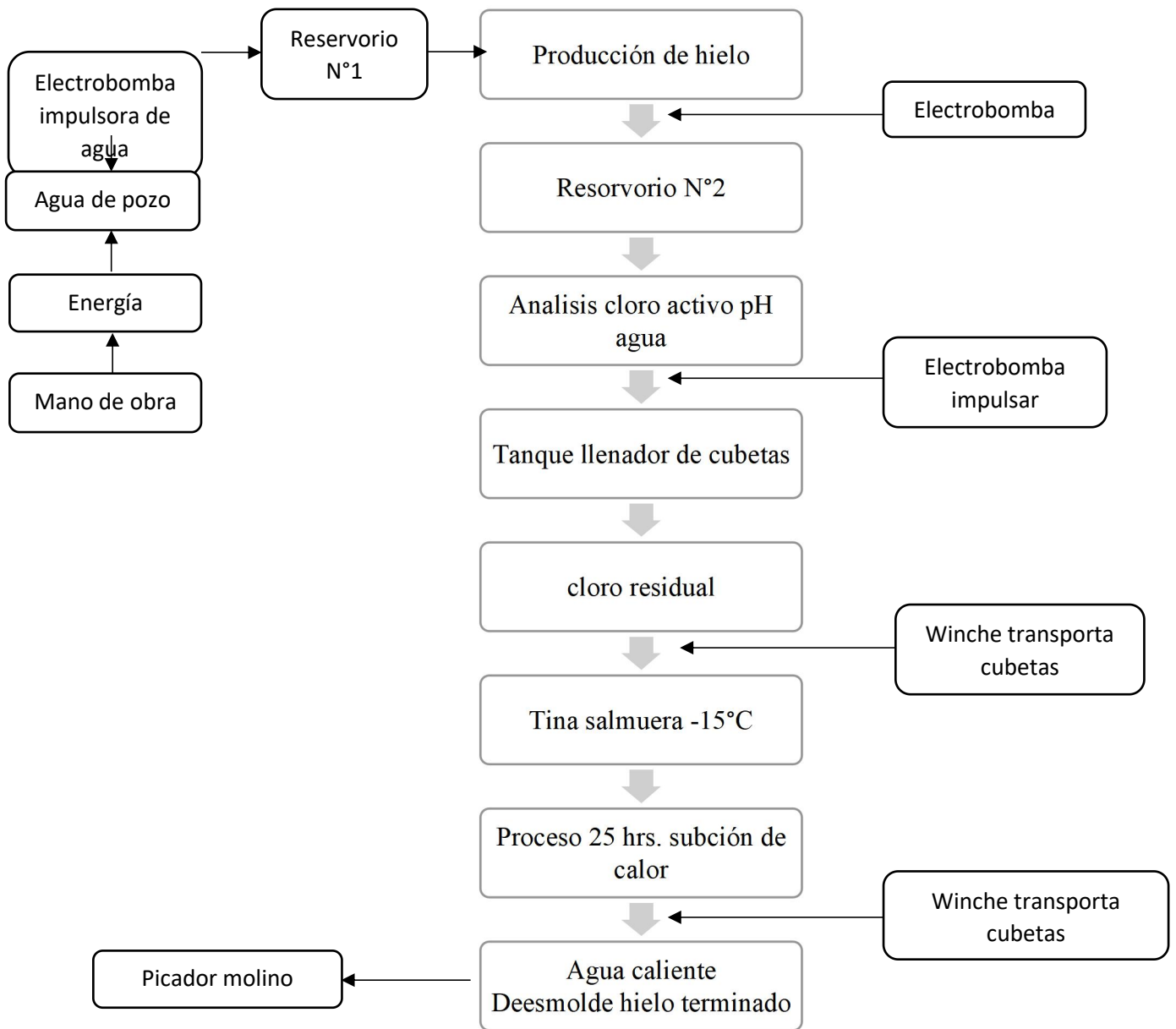


- Paredes Quispe, A., & Córdova Velasquez, J. A. (2015). Subenfriamiento y sobrecalentamiento del refrigerante R-707 y su relación con el incremento del coeficiente de performance de la fábrica de hielo Lesser S.A.C [Tesis de licenciatura, Universidad Nacional del Santa]. Repositorio UNS. <https://hdl.handle.net/20.500.14278/1998>
- Plazas, J. (2012). Los refrigerantes y el medio ambiente [proyecto de trabajo final, Universidad Politécnica de Catalunya]. [https://upcommons.upc.edu/bitstream/handle/2099.1/16336/Memoria\\_PFC\\_Plazas\\_Monroy\\_Juan\\_Pablo.pdf](https://upcommons.upc.edu/bitstream/handle/2099.1/16336/Memoria_PFC_Plazas_Monroy_Juan_Pablo.pdf)
- Poblete, N. (2004). Reconversión de refrigerante R12 a R134a, en el proceso productivo de refrigeradores domésticos [Trabajo para optar el título, Universidad Austral de Chile]. <http://cybertesis.uach.cl/tesis/uach/2004/bmfcip739r/doc/bmfcip739r.pdf>
- Qutishat, M., & Al Sabei, S. (2024). Relationship between burnout and fear of missing out among nurses in Oman: Implication for nursing practice. *Journal of Education and Health Promotion*, 13(1). [https://doi.org/10.4103/jehp.jehp\\_429\\_24](https://doi.org/10.4103/jehp.jehp_429_24)
- Rapin/Jacquard (1998). Instalaciones Frigoríficas (Tomo I Física Aplicada). Ed. MARCOMBO. ISBN 978-84-267-1091-8.
- Relayze, E. (2024). Optimización en el sistema de control de producción en una fábrica de hielo industrial en bloques utilizando las herramientas ciclo Deming y Smed [Tesis para optar el título, Universidad Peruana de Ciencias Aplicadas]. <http://hdl.handle.net/10757/625744>
- Rodríguez, I., Silva, P. (2018). Evaluación del rendimiento de una bomba de calor asistida por energía solar que funciona con un compresor de 1/6 HP mediante el uso de refrigerantes R12- R407C-R410A como fluidos de trabajo [Trabajo para optar el título, Universidad Politécnica Salesiana]. <https://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/15970>
- Rosenberger, C. A., Elias, C., Ruiz, Y., Toombs, A., Lee, S., Marceau, K., MacDermid Wadsworth, S., et al. (2024). Community members as design partners: Codesign workshops of the families tackling tough times together

- program. Family Relations, 73(5), 3419–3439.  
<https://doi.org/10.1111/fare.13072>
- Ruano, R. (2011). Sistemas de refrigeración- Evaluación de la eficiencia. Ingeniería Energética General, 1-8.  
[http://www.energianow.com/Articulos/sistema\\_refrigeracion\\_eficiencia.pdf](http://www.energianow.com/Articulos/sistema_refrigeracion_eficiencia.pdf)
- Söylemez, E., Widell, K., Gabriellii, C., Ladam, Y., Lund, T., & Hafner, A. (2022) Overview of the development and status of carbon dioxide (R-744) refrigeration systems onboard fishing vessels. International Journal of Refrigeration, Volume 140, Pages 198-212, ISSN 0140-7007,  
<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2022.05.007>.
- Tomczyk, J., Dick, J. (2002). Seguridad y capacitación universales del R-410a.  
[https://www.google.com.pe/books/edition/Seguridad\\_y\\_capacitacion\\_universal\\_es\\_del/67mCDwAAQBAJ?hl=es&gbpv=0](https://www.google.com.pe/books/edition/Seguridad_y_capacitacion_universal_es_del/67mCDwAAQBAJ?hl=es&gbpv=0)
- Vargas Villada, C. C., & Serna Tusarma, B. S. (2022). Análisis exerético de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor en cascada operando con diferentes refrigerantes [Trabajo de grado, Universidad Tecnológica de Pereira]. Repositorio UTP. <https://repositorio.utp.edu.co/entities/publication/0c132b09-cfc4-4efe-bf14-44302a500162>

## VII. ANEXOS

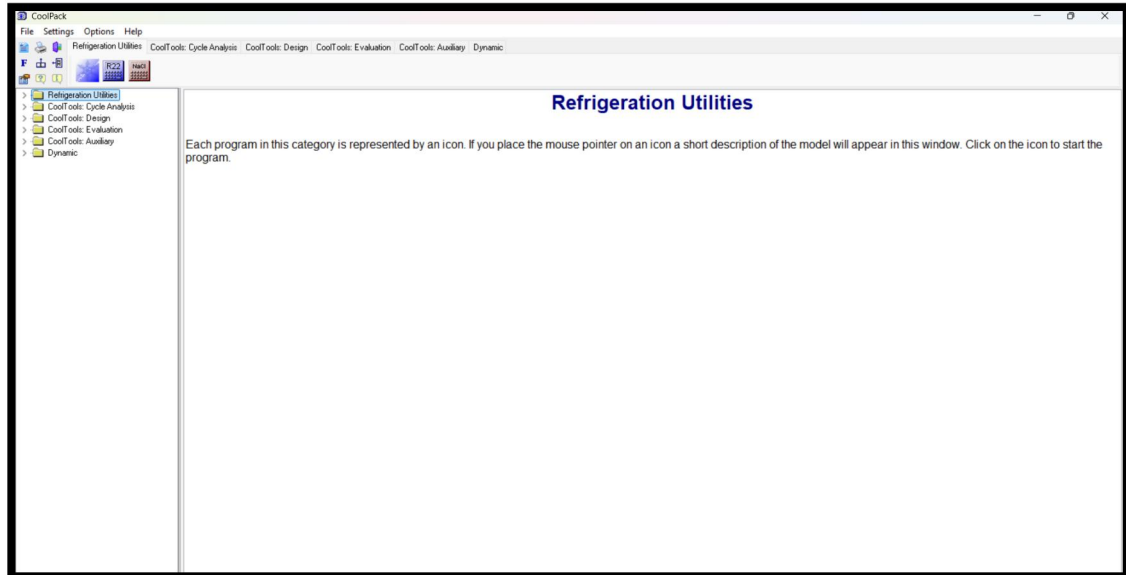
### ANEXO 1. Diagrama de flujo de la producción de hielo en bloques

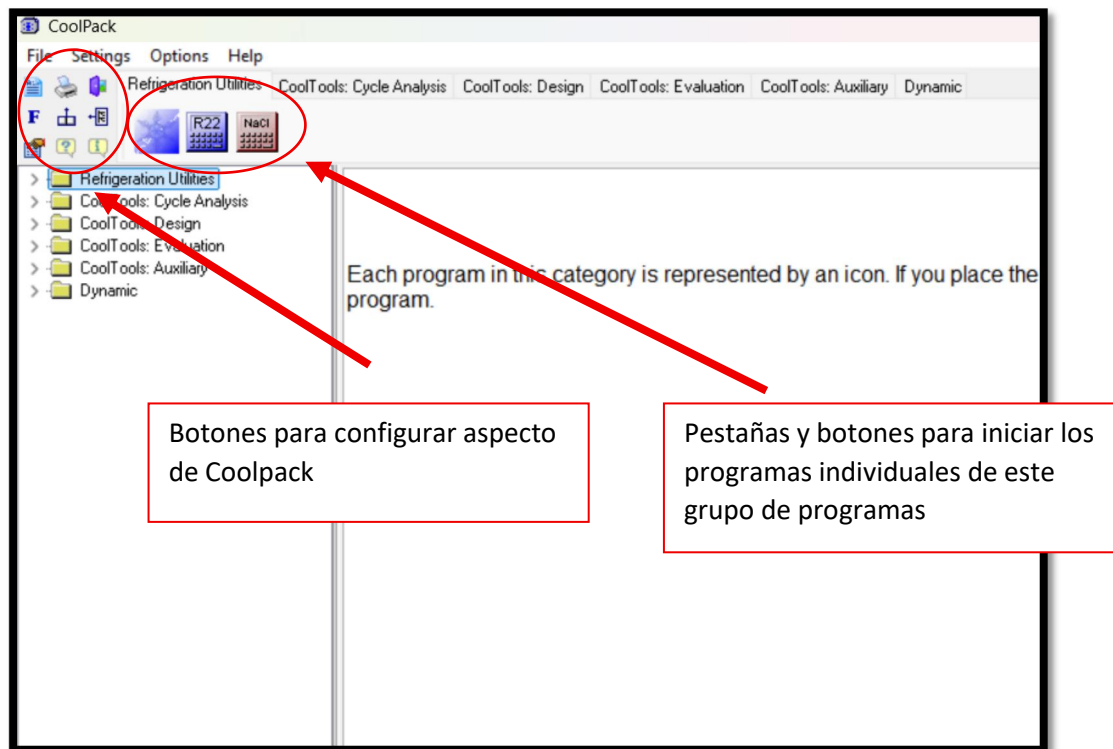


## ANEXO 2. Explicación sobre el uso del programa COOLPACK

El programa de simulación Coolpack se ocupa solamente del tipo de sistema de refrigeración y tiene un propósito específico de investigación. Éste solo requiere de las entradas/selecciones necesarias para describir las condiciones de operación.

### *Pantalla principal en Coolpack*



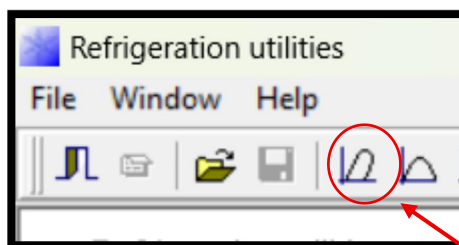


Pulse sobre la pestaña de las *Refrigeration Utilities* (Utilidades de Refrigeración) en la ventana principal de CoolPack. Podrá ver tres iconos. El primero representa el programa principal de este grupo. Los otros dos representan los programas prácticos para el cálculo de las características específicas de los refrigerantes y los líquidos secundarios.

*Empiece el programa pulsando en el icono:*



Se abrirá la siguiente ventana

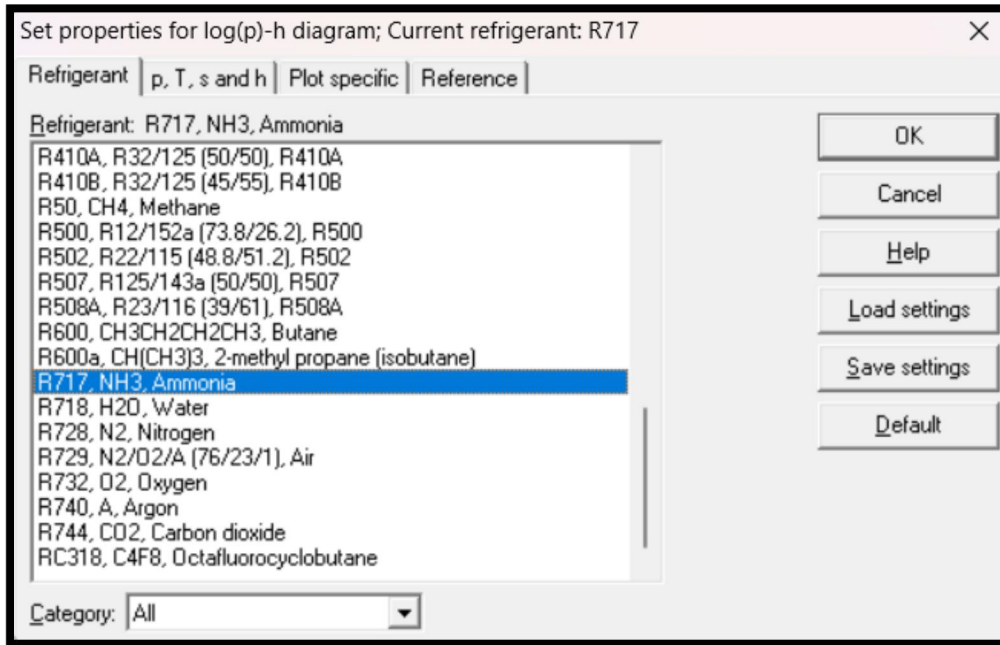


*Pulse el botón: para dibujar un diagrama log (p)-h*

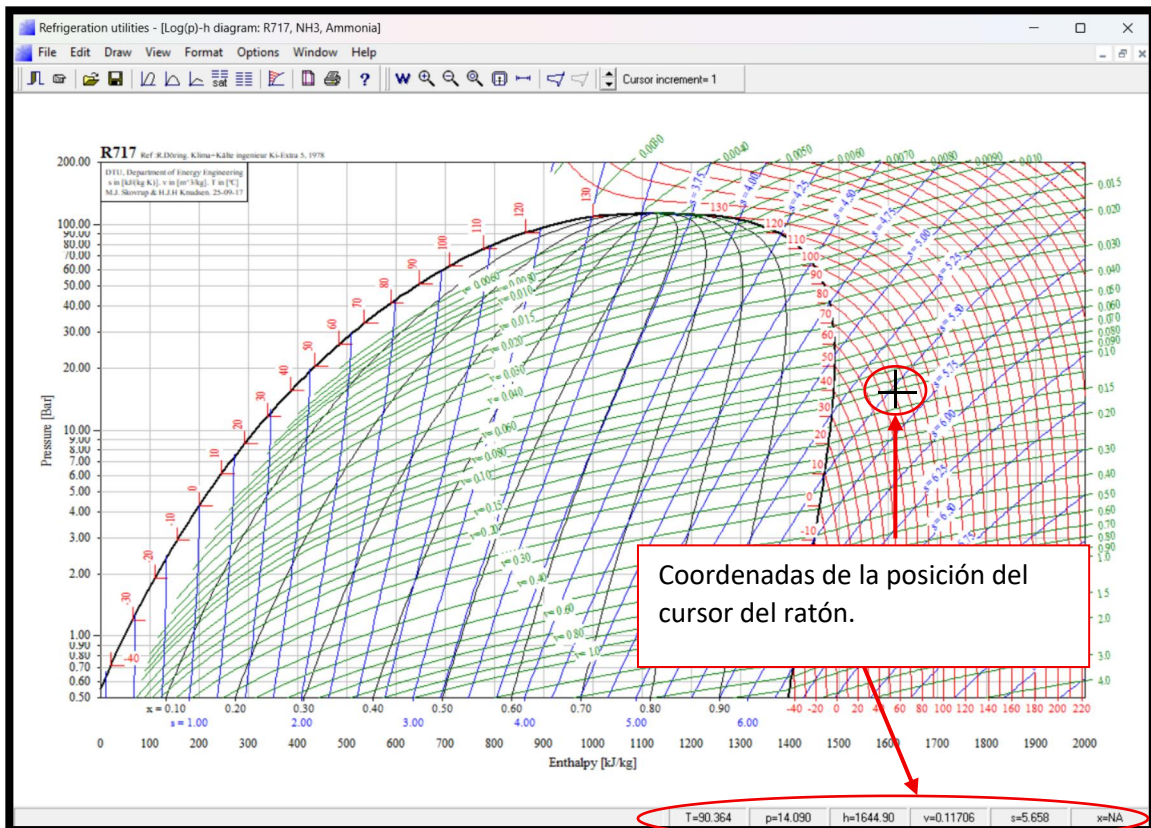
Aparecerá una lista de refrigerantes

Seleccione R717 (amoníaco) y pulse en el botón OK

**Lista de refrigerantes del programa Coolpack.**



**Diagrama: log(p)-h en Utilidades de Refrigeración.**



El diagrama  $\log(p)$ - $h$  del R717 se muestra en la pantalla con los valores prefijados de formato (isotermas, entropías, títulos, volúmenes específicos, etc., trazados en distintas líneas de colores). Note que a medida que mueve el puntero del ratón en el área del diagrama las coordenadas termodinámicas, como la presión, la temperatura, etc., de la posición del indicador del ratón se muestran en la esquina inferior izquierda. Si pulsa el botón del ratón cuando el puntero está dentro del área del diagrama, las coordenadas termodinámicas se copiarán a un portapapeles local. Utilice el menú de “*Options (Opciones)*”, “*Show log. (Mostrar log(p)-h)*” para ver estas coordenadas.

## ANEXO 3. Fichas Técnicas y Especificaciones de Compresores de CO<sub>2</sub> (R744)



### SERIE ECOLINE (CO<sub>2</sub> TRANSCRÍTICO)

La serie transcritical ECOLINE combina un alto rendimiento, silencio de marcha, un amplio rango de aplicaciones, diseño robusto y alta fiabilidad, y todo combinado con el refrigerante natural CO<sub>2</sub>.

<b>Refrigerantes</b>	<b>Aplicaciones</b>
// R744 (CO <sub>2</sub> )	// Temperatura normal
<b>Rango de potencia</b>	// Climatización
// 5 tamaños de carcasas	// Funcionamiento en paralelo del compresor
// 16 volúmenes desplazados	<b>Sectores industriales</b>
// 3,3 m <sup>3</sup> /h ... 99,2 m <sup>3</sup> /h@50Hz	// Refrigeración comercial
<b>Certificaciones</b>	// Bombas de calor
// CE	// Sector naval
// EAC	// Transporte AC
// UL	
// KHK	

#### Características

##### Aspectos destacados

- // Presión máxima admisible elevada:
  - // 2MTE-4...6GTE-50 LP/HP 100/160 bar
  - // 8FTE-100 ... 8CTE-140 LP/HP 80/150 bar
- // Diseño fiable, con biela y pistón
- // Amplio campo de aplicación: Modos de funcionamiento transcriticals o subcriticals
- // Baja tasa de expulsión de aceite

##### Ejecuciones de producto

- // Versión del motor 1: funcionamiento en paralelo del compresor y MT y AC
- // Versión del motor 2: aplicaciones MT

##### Regulación de potencia para un alto rendimiento de carga total y parcial

- // VARISTEP (regulación de potencia mecánica)
- // Adecuado para funcionamiento a velocidad de giro regulada
- // VARIPACK (variador de frecuencia interno de BITZER)

##### Supervisión de los límites de aplicación

- // Sistema de alarma multietapa
- // Aviso de alta presión y función de desconexión (\*no sustituye al presostato de seguridad de alta presión)
- // Función de desconexión por baja presión

##### IQ Module

- // Protección
- // Supervisión
- // Diagnóstico
- // Funcionamiento
  - // VARISTEP
  - // Gestión del nivel de aceite
- // Comunicación

##### Gestión precisa del nivel de aceite

- // Medición continua mediante flotación
- // Medición e inyección simultáneas
- // Medición fiable del nivel de aceite, nivel de aceite suave tras la inyección sin retardo en la lectura del nivel
- // Alta precisión independiente de la espuma del refrigerante
- // Sin errores de medición debidos a la contaminación
- // Sin errores de medición debidos a la reflexión o a la luz parásita
- // Conectado directamente de fábrica o como complemento
- // Fácil configuración a través del IQ Module
- // Registro de datos y gestión avanzada de alarmas
- // Monitorización de nivel de aceite en BEST y BDN





## SERIE HS.95

HS.95 es la nueva serie de compresores de tornillo de tipo semihermético de BITZER para grandes aplicaciones de refrigeración comercial, industrial y de procesos industriales con grandes requisitos de rendimiento. Esta serie combina una mayor potencia frigorífica con una fiabilidad probada y un rendimiento energético excepcional a plena carga y a carga parcial. El IQ MODULE integrado simplifica la instalación y el servicio, además de aumentar el tiempo de funcionamiento del sistema.

### Refrigerantes

- // HFC, mezclas de HFC, HCFC, no inflamables, A1
- // Mezclas de HFO, no inflamables, A1
- // Mezclas de HFO, inflamables, A2L
- // HFO, inflamables, A2L

### Rango de potencia

- // 4 modelos: De 700 hasta 1015 m<sup>3</sup>/h a 50 Hz

### Certificaciones

- // CE
- // EAC

### Aplicaciones

- // Almacenamiento MT y LT refrigerado
- // Unidades enfriadoras de líquido/congeladoras ultrarrápidas
- // Refrigeradores de procesos y A/C
- // Producción de hielo
- // Recuperación de calor

### Sectores industriales

- // Industria alimentaria y de bebidas
- // Industria química y farmacéutica
- // Industria naval y offshore

## Características

### Aspectos destacados

- // Líder de la industria en rendimiento energético a plena carga y a carga parcial
- // Amplísimo rango de aplicaciones
- // Sencilla batería de compresores en paralelo para mayor potencia de la instalación
- // Apto para el funcionamiento con velocidad de giro regulada
- // rango de frecuencias 25- 60 Hz

### Tecnología de última generación

- // IQ MODULE integrado
- // Protección, supervisión, diagnóstico, funcionamiento y comunicación
- // Tecnología de corredera doble
- // Regulación continua de potencia mecánica: 25 %- 100 %
- // Adaptación Vi automática

### Ejecuciones de productos

- // HSK (motor 1): uso universal en aplicaciones de LT, MT y A/C
- // HSK (motor 2): optimizado para R134a para A/C y MT con temperatura de condensación máx. de +65 °C
- // HSN: Mayor rendimiento en aplicaciones LT



**SERIES**

- TH**

**RANGE**

- All models**
- TH35
- TH41
- TH5
- TH6
- TH7

**MODELS-**

- TH 1101CS
- TH 1401CC
- TH 1401CS
- TH 1501CC
- TH 1501CS
- TH 2002CC
- TH 1601CS
- TH 2003CC
- TH 1701CS

Technical Data	Features	Documents
Displacement @ 50 Hz		489,55 [m <sup>3</sup> /h]
Displacement @ 60 Hz		587,46 [m <sup>3</sup> /h]
Suction valve		80s [mm]
Discharge valve		2 × 54s [mm]
Oil charge		19,0 [L]
Net weight		769 [kg]
		0



**SERIES**

- H
- HEX
- HEX\_EM
- HEP
- HI
- CDS**
- CD

**RANGE**

- All models**
- CDS11
- CDS35
- CDS41
- CDS7

**MODELS-**

- CDS101B
- CDS151B
- CDS181B
- CDS301B
- CDS351B
- CDS381B
- CDS401B
- CDS501B
- CDS701B

Technical Data	Features	Documents
No. cylinders		8
Bore		68 [mm]
Stroke		36 [mm]
Displacement @ 50 Hz		91,00 [m <sup>3</sup> /h]
Displacement @ 60 Hz		109,2 [m <sup>3</sup> /h]
Suction valve		54 s. [mm]
Discharge valve		42 s. [mm]
Oil charge		8,5 [L]
Net weight		346.0 [kg]

## Compressori SERIE CO<sub>2</sub> - Transcritico Heavy Duty

frascold

### Compressori a pistoni semiermetici

I compressori a pistoni transcritici Heavy Duty sono la scelta ideale per una massima silenziosità ed affidabilità di tutte le applicazioni a CO<sub>2</sub> transcritiche.

L'innovativa costruzione della serie, composta da 34 modelli, permette di operare in ampi campi applicativi con la più elevata sicurezza.



#### Refrigeranti

CO<sub>2</sub>

#### Spostamento volumetrico

1,9 - 37,9 m<sup>3</sup>/h

#### Potenza elettrica

2,2 - 37,3 kW

#### Settori

Raffreddamento di processo - Refrigerazione industriale - Refrigerazione commerciale - Comfort - Trasporto refrigerato

4 Taglie disponibili in base ai filtri



## Compressori SERIE CX Aria - UL

frascold

### Compressori a vite semiermetici compatti

La serie CX Aria di Frascold, con certificazione UL, si contraddistingue per l'ampia offerta di compressori a vite compatti, adatti all'utilizzo con tutte le più comuni tipologie di refrigerante e perfetti per applicazioni con elevati rapporti di compressione.

La serie, composta da 31 modelli, è caratterizzata dalla massima efficienza, affidabilità e flessibilità.



#### Refrigeranti

CO<sub>2</sub>

#### Spostamento volumetrico

199 - 1085 m<sup>3</sup>/h

#### Potenza elettrica

37,3 - 231,2 kW

#### Settori

Raffreddamento di processo - Refrigerazione industriale - Comfort - Trasporto refrigerato

3 Taglie disponibili in base ai filtri





### Serie GEA Grasso M

La serie GEA Grasso M ofrece ocho tamaños con una cilindrada comprendida entre 231 y 870 m<sup>3</sup>/h (a 2.940 rpm).

**GEA**

## SERIE GEA GRASSO M

- Extraordinaria eficiencia energética
- Montaje de paquete sencillo
- Diseño apto para refrigerantes comunes
- Disponibilidad conforme a la normativa API 619 e ISO 10440
- Cilindrada: 231 – 870 m<sup>3</sup>/h a 2.940 rpm
- Gama de velocidad: 1.000 - 6.000 rpm
- Presión de diseño: 28 bar, 52 bar

### Serie GEA Grasso M

Tipo de compresor	Cilindrada (m <sup>3</sup> /h)		Capacidad de refrigeración (kW) Compresor 28 bar <sup>1)</sup>		Calefacción/refrigeración capacidad (kW) Compresor 52 bar <sup>1)</sup>	
	2.940 rpm	4500 rpm	R717, -35/+35 °C <sup>2)</sup>	R717, 0/+35 °C	R744, -50/-5 °C	R717, +35/+80 °C
C	231	354	n/d	n/d	n/d	n/d
D	265	406	n/d	n/d	n/d	n/d
E	321	491	n/d	n/d	n/d	n/d
G	372	569	n/d	n/d	n/d	n/d
AI	471	721	115	444	486	1,258
I	544	833	133	513	562	1,457
M	708	1,084	174	673	743	2,202
N	870	1,332	215	828	914	2,474

<sup>1)</sup> a 2.940 rpm con recalentamiento 5 K y subenfriamiento 0 K, valores de temperatura declarados: evaporación/condensación

<sup>2)</sup> con economizador

# TECHNICAL DATA

## GEA GRASSO SP1 HP (R744)

Swept volume size* Model	Motor speed (rpm)	Cooling capacity Freezing mode (kW)		Cooling capacity Defrosting mode (kW)		Dimensions** (mm)		
		R744 -50/-5°C	R744 -50/+10°C	R744 -40/+10°C	R744 -50/+10°C	L	W	H
GEA Grasso SP1 HP-C	3,600	399	270	302	205	3,050	1,400	2,000
GEA Grasso SP1 HP-D	3,600	474	321	359	243	3,050	1,400	2,000
GEA Grasso SP1 HP-E	3,600	582	390	451	303	3,050	1,400	2,000
GEA Grasso SP1 HP-G	3,600	682	448	529	348	3,250	1,400	2,000
GEA Grasso SP1 HP-H	3,600	922	618	716	481	3,650	1,400	2,000
GEA Grasso SP1 HP-L	3,600	1,065	714	827	555	3,750	1,450	2,010
GEA Grasso SP1 HP-M	3,600	1,240	829	999	678	3,900	1,450	2,010
GEA Grasso SP1 HP-N	3,300	1,525	1,032	1,229	834	3,900	1,450	2,090
GEA Grasso SP1 HP-P	3,300	1,363	921	1,115	733	3,200	1,400	2,050
GEA Grasso SP1 HP-R	3,300	1,761	1,190	1,427	966	3,500	1,400	2,050
GEA Grasso SP1 HP-S	3,300	2,228	1,505	1,769	1,198	3,500	1,400	2,050
GEA Grasso SP1 HP-T	3,300	2,521	1,704	2,002	1,356	3,550	1,450	2,100
GEA Grasso SP1 HP-V	3,300	2,963	1,983	2,353	1,593	4,050	1,800	2,100
GEA Grasso SP1 HP-W	3,300	3,457	2,313	2,745	1,859	4,050	1,800	2,100
GEA Grasso SP1 HP-Y	3,300	4,153	2,806	3,297	2,233	4,100	1,800	2,150
GEA Grasso SP1 HP-Z	3,300	-	3,260	-	-	4,450	1,800	2,190
GEA Grasso SP1 HP-XA	3,300	-	-	-	-	4,450	1,800	2,190
GEA Grasso SP1 HP-XB	-	-	-	-	-	-	-	-
GEA Grasso SP1 HP-XC	-	-	-	-	-	-	-	-
GEA Grasso SP1 HP-XD	-	-	-	-	-	-	-	-

\* Depending on the project specific conditions the compressor frame size can differ from the swept volume size (heavy-duty operation with shortened rotors).

\*\* Dimensions and weights are based on standard exemplary applications. Values can differ depending on the specific operating conditions.