



UNS
UNIVERSIDAD
NACIONAL DEL SANTA

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA

**Evaluación y diseño de un circuito frigorífico con dióxido de carbono en
estado subcrítico para una planta de congelado de frutas**

**TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO
MECÁNICO**

AUTORES:

- Bach. Ayala Guzman, Weslly Joseph
- Bach. Zare Carbonel, Álvaro Gustavo

ASESOR:

M.Sc. Ing. Iparraguirre Lozano, Arquímedes

Nuevo Chimbote - Perú, 2024

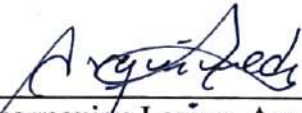


HOJA DE CONFORMIDAD DEL ASESOR

El presente informe de tesis titulado:

“EVALUACIÓN Y DISEÑO DE UN CIRCUITO FRIGORÍFICO CON DIOXIDO DE CARBONO EN ESTADO SUBCIRTICO PARA UNA PLANTA DE CONGELADO DE FRUTAS”, elaborado por los bachilleres **AYALA GUZMAN WESLLY JOSEPH** y **ZARE CARBONEL ÁLVARO GUSTAVO**, para optar por el Título Profesional de Ingeniero Mecánico.

Ha contado con el asesoramiento de quien deja constancia de su aprobación. Por tal motivo, firmo el presente trabajo en calidad de asesor.



Msc. Iparraguirte Lozano, Arquímedes
COD. ORCID. 0000-0002-1132-7688
DNI: 32766219
ASESOR



HOJA DE CONFORMIDAD DEL JURADO EVALUADOR

El presente informe de tesis titulado:

“EVALUACIÓN Y DISEÑO DE UN CIRCUITO FRIGORÍFICO CON DIOXIDO DE CARBONO EN ESTADO SUBCRÍTICO PARA UNA PLANTA DE CONGELADO DE FRUTAS”, elaborado por los bachilleres **AYALA GUZMAN WESLLY JOSEPH** y **ZARE CARBONEL ÁLVARO GUSTAVO**, para optar el título profesional de Ingeniero Mecánico.

Fue revisado y aprobado por el siguiente Jurado Evaluador.



Msc. Risco Ojeda, Rusber Alberto
COD. ORCID. 0000-0003-0194-169X
DNI: 32903454
PRESIDENTE



Msc. Escalante Espinoza, Nelder Javier
COD. ORCID. 000-0001-8586-3021
DNI: 32763819
SECRETARIO



Msc. Iparraguirre Lozano, Arquímedes
COD. ORCID. 0000-0002-1132-7688
DNI: 32766219
INTEGRANTE

ACTA DE SUSTENTACIÓN INFORME FINAL DE TESIS

A los cinco días del mes de enero del año dos mil veinticuatro, siendo las 09:00 a.m., en el Laboratorio de Uso Múltiple de la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica-FI-UNS, en concordancia a lo dispuesto en el Oficio Múltiple N° 034-2022-UNS-CU-SG, se instaló el Jurado Evaluador designado mediante Resolución N° 181-2023-UNS- CFI, y de expedito según Resolución Decanal N° 896-2023-UNS-FI integrado por los docentes: Msc.

Rusber Alberto Risco Ojeda (Presidente), Msc. Nelver Javier Escalante Espinoza (Secretario) y el Msc. Arquímedes Iparraguirre Lozano a (Integrante), para dar inicio a la sustentación de la Tesis titulada: **EVALUACIÓN Y DISEÑO DE UN CIRCUITO FRIGORIFICO CON DIOXIDO DE CARBONO EN ESTADO SUBCRITICO PARA UNA PLANTA DE CONGELADO DE FRUTAS**, perteneciente a los bachilleres: AYALA GUZMAN WESLLY JOSEPH, código de matrícula N°0201116031 y ZARE CARBONEL ALVARO GUSTAVO con código de matrícula N° 0201116019, quien fue asesorado por el Msc. Arquímedes Iparraguirre Lozano, según Resolución Decanal N° 337-2021-UNS-FI.


El Jurado Evaluador, después de deliberar sobre aspectos relacionados con el trabajo, contenido y sustentación del mismo, y con las sugerencias pertinentes en concordancia con el Reglamento General de Grados y Títulos, vigente, declaran aprobar:


BACHILLER	PROMEDIO VIGESIMAL	PONDERACIÓN
AYALA GUZMAN WESLLY JOSEPH	16	REGULAR

Siendo las 10:00 a m del mismo día, se dio por terminado el acto de sustentación, firmando la presente acta en señal de conformidad.

Nuevo Chimbote, enero 05 de 2024


Msc. Rusber Alberto Risco Ojeda
PRESIDENTE


Msc. Nelver Javier Escalante Espinoza
SECRETARIO


Msc. Arquímedes Iparraguirre Lozano
INTEGRANTE

ACTA DE SUSTENTACIÓN INFORME FINAL DE TESIS

A los cinco días del mes de enero del año dos mil veinticuatro, siendo las 09:00 a.m., en el Laboratorio de Uso Múltiple de la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica-FI-UNS, en concordancia a lo dispuesto en el Oficio Múltiple N° 034-2022-UNS-CU-SG, se instaló el Jurado Evaluador designado mediante Resolución N° 181-2023-UNS- CFI, y de expedito según Resolución Decanal N° 896-2023-UNS-FI integrado por los docentes: **Msc.**


Rusber Alberto Risco Ojeda (Presidente), Msc. Nelver Javier Escalante Espinoza (Secretario) y el Msc. Arquímedes Iparraguirre Lozano a (Integrante), para dar inicio a la sustentación de la Tesis titulada: **EVALUACIÓN Y DISEÑO DE UN CIRCUITO FRIGORIFICO CON DIOXIDO DE CARBONO EN ESTADO SUBCRITICO PARA UNA PLANTA DE CONGELADO DE FRUTAS**, perteneciente a los bachilleres: **AYALA GUZMAN WESLLY JOSEPH**, código de matrícula N°0201116031 y **ZARE CARBONEL ALVARO GUSTAVO** con código de matrícula N° 0201116019, quien fue asesorado por el Msc. Arquímedes Iparraguirre Lozano, según Resolución Decanal N° 337-2021-UNS-FI.


El Jurado Evaluador, después de deliberar sobre aspectos relacionados con el trabajo, contenido y sustentación del mismo, y con las sugerencias pertinentes en concordancia con el Reglamento General de Grados y Títulos, vigente, declaran aprobar:

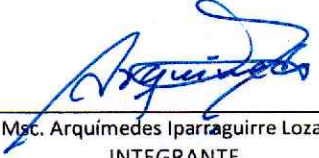
BACHILLER	PROMEDIO VIGESIMAL	PONDERACIÓN
ZARE CARBONEL ALVARO GUSTAVO	16	REGULAR

Siendo las 10:00 a.m del mismo día, se dio por terminado el acto de sustentación, firmando la presente acta en señal de conformidad.

Nuevo Chimbote, enero 05 de 2024


Msc. Rusber Alberto Risco Ojeda
PRESIDENTE


Msc. Nelver Javier Escalante Espinoza
SECRETARIO


Msc. Arquímedes Iparraguirre Lozano
INTEGRANTE

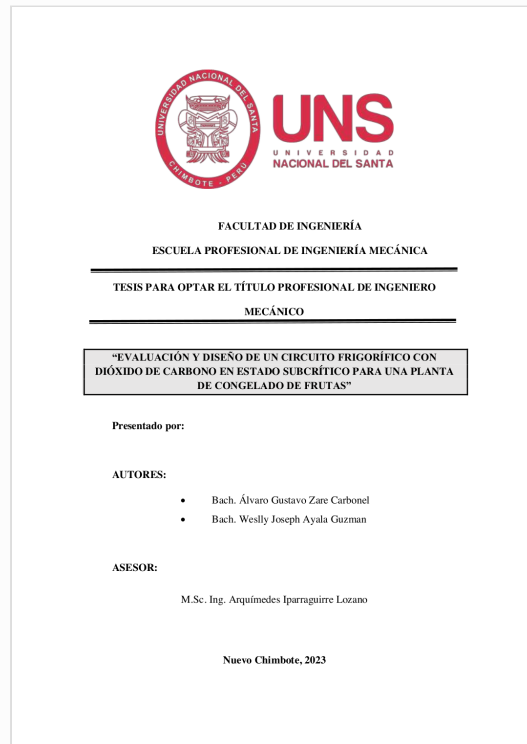


Recibo digital

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: Weslly Joseph Ayala Guzman
Título del ejercicio: EVALUACIÓN Y DISEÑO DE UN CIRCUITO FRIGORÍFICO CON ...
Título de la entrega: EVALUACIÓN Y DISEÑO DE UN CIRCUITO FRIGORÍFICO CON ...
Nombre del archivo: SIS_AYALA_GUZMAN-ZARE_CARBONEL_REVISION_FINAL_TESI...
Tamaño del archivo: 3.75M
Total páginas: 175
Total de palabras: 27,730
Total de caracteres: 131,456
Fecha de entrega: 06-ene.-2024 12:14a. m. (UTC-0500)
Identificador de la entrega... 2267202284



EVALUACIÓN Y DISEÑO DE UN CIRCUITO FRIGORÍFICO CON DIÓXIDO DE CARBONO EN ESTADO SUBCRÍTICO PARA UNA PLANTA DE CONGELADO DE FRUTAS

INFORME DE ORIGINALIDAD

11%

INDICE DE SIMILITUD

11%

FUENTES DE INTERNET

1%

PUBLICACIONES

4%

TRABAJOS DEL ESTUDIANTE

FUENTES PRIMARIAS

1	coolproject.es Fuente de Internet	1%
2	doku.pub Fuente de Internet	1%
3	hdl.handle.net Fuente de Internet	1%
4	vbook.pub Fuente de Internet	<1%
5	Submitted to Universitat Politècnica de València Trabajo del estudiante	<1%
6	licenciamento.ibama.gov.br Fuente de Internet	<1%
7	repositorio.espe.edu.ec Fuente de Internet	<1%
8	docplayer.es Fuente de Internet	<1%

DEDICATORIA

A mi madre quien me brinda su soporte y apoyo incondicional.

A mis hermanos que son parte fundamental de mi vida.

A Luis, Rosita y Juvenal para que se sientan orgullosos en el cielo.

Weslly Ayala Guzman

A mi familia quien siempre me brindaron su apoyo incondicional, por el esfuerzo al darme educación y ser parte importante de mi vida.

Álvaro Zare Carbonel

AGRADECIMIENTO

A Dios que guía mi vida y me permite llegar a esta etapa importante en mi vida.

A mi querida Alexandra por darme siempre el aliento para seguir adelante.

A mi asesor el ingeniero Arquímedes por brindarnos las pautas para desarrollar este trabajo.

A mi Universidad por todo lo aprendido.

Weslly Ayala Guzman

A Dios por darme la fuerzas para afrontar las dificultades a lo largo de este camino.

A mi familia por seguir siendo el principal soporte en mi vida.

A la universidad y a mis maestros por compartirme su conocimiento.

A mi compañero de tesis por haber compartido juntos este proceso.

Álvaro Zare Carbonel

RESUMEN	xi
I Introducción	1
1.1 Antecedentes:.....	1
1.2 Formulación del problema	2
1.3 Objetivos de la investigación	2
1.3.1 Objetivo general	2
1.3.2 Objetivos específicos	2
1.4 Formulación de hipótesis	2
1.5 Metodología	3
1.5.1 Tipo de investigación	3
1.6 Importancia y Justificación de la investigación	3
1.7 Límites de la investigación	3
II Marco teórico	4
2.1 Refrigeración.....	4
2.2 Ciclo frigorífico.....	5
2.3 Circuito frigorífico	6
2.3.1 Compresor	6
2.3.2 Condensador.....	7
2.3.3 Dispositivo de expansión:	7
2.3.4 Evaporador	8
2.3.5 Componentes adicionales.....	9
2.3.6 Tuberías para refrigeración	10
2.4 Refrigerantes	11
2.4.1 Contaminación atmosférica debida a los refrigerantes	11
2.4.2 Clasificación por su composición	13
2.4.3 Clasificación según su grado de seguridad	15
2.5 Diagrama Presión – Entalpía.....	16
2.6 Cálculos sobre el diagrama P-H.....	20
2.7 Instalaciones con refrigerante dióxido de carbono (R-744).....	21
2.7.1 Circuitos subcríticos:.....	22
2.7.2 Sistemas de refrigeración en cascada.....	22
2.8 Instalaciones centralizadas	24
2.9 Carga térmica:	26
2.10 Cámara frigorífica	26
III Materiales y Métodos	28
3.1 Planta de congelados	28

3.2	Método para el cálculo de las cargas térmicas.....	29
3.2.1	Carga por cerramientos	30
3.2.2	Carga por infiltración de aire	32
3.2.3	Carga por producto.....	32
3.2.4	Cargas Diversas.....	33
3.2.5	Carga térmica total	35
3.3	Método para cálculos sobre el Diagrama P-h	36
3.3.1	Estimación del diferencial de temperatura para el evaporador:	36
3.3.2	Estimación del diferencial de temperatura para el condensador:	36
3.3.3	Estimación del sobrecalentamiento y subenfriamiento:.....	36
3.4	Central frigorífica alternativa de doble aspiración para Media y Baja Temperatura.....	37
3.5	Configuraciones del circuito frigorífico para usar R744 en estado subcrítico	39
3.5.1	Sistema en cascada: R134a expansión seca para MT y CO2 para BT	39
3.5.2	Sistema en cascada con CO2 bombeado para MT y expansión seca para BT.....	43
3.6	Comparación de circuitos frigoríficos.....	44
3.7	Selección de las tuberías de Circuito frigorífico	44
IV	Resultado y Discusión	46
4.1	Cálculo de Carga Térmica.....	46
4.1.1	Cámara de materia prima	46
4.1.2	Sala de trabajo	49
4.1.3	Sala de empaque.....	52
4.1.4	Anden de despacho	55
4.1.5	Cámara de congelados.....	58
4.1.6	Túnel de congelados.....	61
4.2	Análisis termodinámico de los Sistemas Frigoríficos planteados.....	64
4.2.1	Sistema referencial – R507 para BT y MT	67
4.2.2	Sistema en cascada con R744 para BT y R134A para MT.....	75
4.2.3	Sistema en cascada con R744 bombeado para MT y expansión seca para BT condensando con R134A o R290.....	90
4.3	Comparativa de Sistemas Frigoríficos	110
4.3.1	Comparación entre las alternativas propuestas:	110
4.3.2	Comparación entre la referencia con R507a y la alternativa 1 propuesta:	112
4.4	Selección de componentes	114
4.4.1	Selección de compresores	114
4.4.2	Selección de evaporadores	115

4.4.3 Selección del intercambiador de calor	116
4.4.4 Selección del condensador	117
4.4.5 Selección de válvulas de expansión electrónica.....	117
4.4.6 Selección de tuberías	117
4.4.7 Selección del Recipiente de líquido	125
4.5 Discusión.....	128
V Conclusiones y recomendaciones	132
5.1 Conclusiones	132
5.2 Recomendaciones.....	133
VI Referencias Bibliográficas y virtuales	134
VII Anexos	136

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Interpretación Gráfica de la Ley de Clausius	04
Figura 2. Ciclo Ideal de Refrigeración por Compresión de Vapor	05
Figura 3. Compresor Reciprocante Semi-Hermético	06
Figura 4. Condensadores por convección forzada	07
Figura 5. Tipos de Válvula de expansión	08
Figura 6. Tipos de evaporadores	09
Figura 7. Componentes adicionales de un circuito frigorífico	09
Figura 8. Proceso de destrucción de la capa de ozono	12
Figura 9. Emisiones de gases de efecto invernadero de EE.UU. en 2020	13
Figura 10. Diagrama P-h del refrigerante del R744	17
Figura 11. Ciclo de refrigeración trazado en el Diagrama P-h del R744	18
Figura 12. Ciclo de refrigeración en cascada	23
Figura 13. Esquema de una central frigorífica	25
Figura 14. Vista general de una cámara frigorífica	27
Figura 15. Boceto de la planta frigorífica	28
Figura 16. Esquema frigorífico para central de doble aspiración	38
Figura 17. Sistema en Cascada con R134a expansión seca para MT y CO2 para BT	43
Figura 18. Sistema en cascada con CO2 bombeado para MT y expansión seca BT	44
Figura 19. Esquema del circuito frigorífico de la planta de congelados operando con R507a	67
Figura 20. Presiones de saturación del R507A – R507A para MT y BT	68
Figura 21. Diagrama P-h para el ciclo de doble aspiración con R507A	69
Figura 22. Temperaturas en el ciclo de doble aspiración con R507A	70
Figura 23. Parámetros de los estados del diagrama P-h – R507A para MT y BT	72
Figura 24. Esquema del circuito frigorífico de la planta de congelados operando en cascada con R744 para BT y R134A para MT	76
Figura 25. Presiones de saturación del R744 – Cascada con R744 para BT y R134A para MT	78
Figura 26. Diagrama P-h del R744 para BT en el ciclo en cascada	78
Figura 27. Temperaturas en el ciclo de refrigeración – R744 para BT	79
Figura 28. Parámetros de los estados del diagrama P-h para el R744 en BT	81
Figura 29. Presiones de saturación – Refrigerante R134a	84
Figura 30. Diagrama P-h del R134a para MT en el ciclo en cascada	85

Figura 31. Temperaturas en el ciclo de refrigeración – R134A para MT	86
Figura 32. Parámetros de los estados del diagrama P-h para el R134a en MT	87
Figura 33. Esquema del circuito frigorífico de la planta de congelados operando en cascada con R744 bombeado para MT y expansión seca para BT	91
Figura 34. Presiones de saturación – Refrigerante 744 para MT y BT	93
Figura 35. Diagrama P-h del R744 para MT y BT	93
Figura 36. Temperaturas del ciclo de refrigeración – R744 para MT y BT	94
Figura 37. Parámetros de los estados del diagrama P-h para el R744 en MT y BT	96
Figura 38. Presiones de saturación del R134A para condensar	101
Figura 39. Diagrama P-h del R13A para condensar	101
Figura 40. Temperaturas del ciclo de refrigeración -R134A para condensar	102
Figura 41. Parámetros de los estados en el diagrama P-h del R134A para condensar	103
Figura 42. Presiones de saturación del R290 para condensar	105
Figura 43. Diagrama P-h del R290 para condensar	106
Figura 44. Temperaturas del ciclo de refrigeración -R290 para condensar	107
Figura 45. Parámetros de los estados en el diagrama P-h del R290 para condensar	108
Figura 46. Diagrama del circuito en la central frigorífica para baja temperatura	119
Figura 47. Diagrama del circuito en la central frigorífica para media temperatura	123

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Formato para el cálculo de cargas térmicas por cerramientos	30
Tabla 2. Transmisión de calor por cerramientos en la Cámara de materia prima	46
Tabla 3. Transmisión de calor por cerramientos en la Sala de trabajo	49
Tabla 4. Transmisión de calor por cerramientos en la Sala de empaque	52
Tabla 5. Transmisión de calor por cerramientos en el Andén de despacho	55
Tabla 6. Transmisión de calor por cerramientos en la Cámara de congelados	59
Tabla 7. Transmisión de calor por cerramientos en el Túnel de congelados	62
Tabla 8. Cargas térmicas obtenidas por cada ambiente	64
Tabla 9. Temperaturas de evaporación de cada cámara frigorífica	66
Tabla 10. Carga térmica requerida por cada temperatura de evaporación	66
Tabla 11. Condiciones del ciclo de doble aspiración con R507A	68
Tabla 12. Entalpías de los estados del diagrama P-h – R507A para MT y BT	72
Tabla 13. Condiciones del R744 en BT para el ciclo en cascada	77
Tabla 14. Entalpías de los estados del diagrama P-h para el R744 en BT	81
Tabla 15. Condiciones del R134A en MT para el ciclo en cascada	83
Tabla 16. Entalpías de los estados del diagrama P-h para el R134A en MT	88
Tabla 17. Condiciones del R744 para MT y BT	92
Tabla 18. Entalpías de los estados del diagrama P-h para el R744 en MT y BT	97
Tabla 19. Condiciones del R134A para condensar	100
Tabla 20. Entalpías de los estados en el diagrama P-h del R134A para condensar	103
Tabla 21. Condiciones del R290 para condensar	105
Tabla 22. Entalpías de los estados en el diagrama P-h del R290 para condensar	108
Tabla 23. Cuadro Comparativo entre las diferentes alternativas propuestas	110
Tabla 24. Selección de evaporadores	115
Tabla 25. Parámetros de entrada y salida para el intercambiador de calor	116
Tabla 26. Selección de VEE	117
Tabla 27. Densidades en cada estado del ciclo - R744	120
Tabla 28. Diámetros de tramos de tuberías para el circuito con R744	121
Tabla 29. Densidades en cada estado del ciclo - R134	124
Tabla 30. Diámetros de tramos de tuberías para el circuito con R744	124
Tabla 31. Masa de refrigerante en cada evaporador de BT	126
Tabla 32. Masa de refrigerante en cada evaporador de MT	127

ÍNDICE DE ANEXOS

Anexo 1. Velocidades de refrigerante recomendadas	136
Anexo 2. Comportamiento de los refrigerantes respecto a la capa de ozono y el efecto en el calentamiento de la atmósfera	136
Anexo 3. Grupos de Seguridad de los Refrigerantes	137
Anexo 4. Ficha técnica del Isopol (plancha de poliestireno)	138
Anexo 5. Espesores del poliestireno recomendados según su aplicación	139
Anexo 6. Incremento de temperatura por radiación solar	139
Anexo 7. Factor de cambios de aire por día	140
Anexo 8. Factor de calor removido	141
Anexo 9. Propiedades térmicas de los alimentos	142
Anexo 10. Valores promedios de carga térmica por persona	143
Anexo 11. Factores de tiempo de funcionamiento utilizables para diversas aplicaciones	143
Anexo 12. Diferencial de temperatura para el evaporador recomendado según su aplicación	144
Anexo 13. Diámetros comerciales de tuberías Tipo K	144
Anexo 14. Ficha técnica de compresor para baja temperatura	145
Anexo 15. Ficha técnica de compresor para media temperatura	147
Anexo 16. Distribución de evaporadores y tuberías	149
Anexo 17. Evaporador – Materia prima	150
Anexo 18. Evaporador – Sala de procesos	151
Anexo 19. Evaporador – Sala de empaque	152
Anexo 20. Evaporador – Andén de despacho	153
Anexo 21. Evaporador – Cámara de congelado	154
Anexo 22. Evaporador – Túnel de congelación	155
Anexo 23. Condensador media temperatura	156
Anexo 24. Intercambiador de calor de placas	157
Anexo 25. VEE Cámara de materia prima	159
Anexo 26. VEE Sala de procesos	160
Anexo 27. VEE Sala de empaque	161
Anexo 28. VEE Andén de despacho	162
Anexo 29. VEE Cámara de congelados	163
Anexo 30. VEE Túnel de congelados	164
Anexo 31. Recipiente de líquido CO ₂	165

Anexo 32. Recipiente de líquido 134	166
Anexo 33. Plano del Circuito Frigorífico de la Planta de Congelados	167

RESUMEN

El presente trabajo evaluó el R-744, denominación del dióxido de carbono cuando se usa como refrigerante, en una planta de congelados. La finalidad es presentar una alternativa de sistema frigorífico que opere con un refrigerante natural, que no destruye la capa de ozono y su contribución al efecto invernadero es insignificante en comparación con los refrigerantes sintéticos, que son gases con un alto potencial de calentamiento global que, en la actualidad, se suelen usar en instalaciones frigoríficas de media y baja potencia.

Para poder obtener resultados concretos, el estudio se realizó sobre una planta frigorífica de congelados de arándanos, que usualmente funcionaría con R507a.

Se diseñó un circuito frigorífico que opere con R744, en función de las condiciones de operación requerida por la planta frigorífica y se evaluó los parámetros de funcionamiento la investigación fue de tipo no experimental y de acuerdo a la recopilación de los datos fue de tipo cuantitativo.

Se obtuvo que la carga térmica para la planta estudiada es de 53.3 KW para servicios de baja temperatura y de 32.95 KW para servicios de media temperatura. Comparando el sistema frigorífico propuesto, “R744 en cascada con R134”, para cubrir la demanda frigorífica requerida por la planta se observa que es 10.2% más eficiente que la alternativa que se usa convencionalmente de “R507a para media y baja temperatura”

Palabras clave: Refrigeración con CO₂, R744, CO₂ subcrítico, diseño de un circuito frigorífico, refrigeración en cascada.

ABSTRACT

This work evaluated R-744, the name for carbon dioxide when used as a refrigerant, in a frozen food plant. The purpose is to present an alternative refrigeration system that operates with a natural refrigerant, which does not destroy the ozone layer and its contribution to the greenhouse effect is insignificant compared to synthetic refrigerants, which are gases with a high global warming potential that, Currently, they are usually used in medium and low power refrigeration installations.

In order to obtain concrete results, the study was carried out on a frozen blueberry refrigeration plant, which would usually operate with R507a.

A refrigeration circuit was designed that operates with R744, depending on the operating conditions required by the refrigeration plant and the operating parameters were evaluated. The research was non-experimental and according to the data collection, it was quantitative.

It was obtained that the thermal load for the studied plant is 53.3 KW for low temperature services and 32.95 KW for medium temperature services. Comparing the proposed refrigeration system, “R744 in cascade with R134”, to cover the refrigeration demand required by the plant, it is observed that it is 10.2% more efficient than the conventionally used alternative of “R507a for medium and low temperatures”.

Keywords: Refrigeration with CO₂, R744, subcritical CO₂, design of a refrigeration circuit, cascade refrigeration.

I Introducción

1.1 Antecedentes:

Rosado (2010). En su investigación “Estudio y diseño de una instalación frigorífica que utiliza CO₂ como refrigerante en régimen subcrítico” (Universitat Politècnica de Catalunya), donde realiza un estudio descriptivo del diseño y cálculo de una instalación frigorífica destinada a un supermercado, el cual dispondrá de varias cámaras frigoríficas, neveras y expositores, destinados a almacenar productos alimenticios refrigerados y congelados, empleando CO₂ como fluido frigorífico, nos menciona que la implementación de esta nueva tecnología encarece la inversión inicial del proyecto en comparación con las alternativas convencionales. En su proyecto el presupuesto inicial aumentó en 20% aproximadamente, pero considerando que es una instalación más eficiente consigue un ahorro energético anual de 19%. Concluye que la sobreinversión de su sistema es amortizable en menos de seis años.

Sanz (2014). En su tesis titulada “Evaluación experimental de una instalación de producción de frío en cascada con CO₂ como fluido de baja temperatura” (Universitat Jaume I), donde estudia experimentalmente instalaciones de refrigeración en cascada, usando como característica principal un bajo GWP. La investigación concluye que el sistema en cascada utilizando R134a/CO₂ se presenta como la mejor opción dentro de las que analizó considerando eficiencia energética, seguridad y efecto medioambiental.

Sánchez (2018). En su trabajo de fin de grado “Refrigeración con CO₂ en aplicaciones comerciales” (Universidad Politécnica de Madrid), analiza diferentes configuraciones de sistemas de refrigeración con CO₂ (subcríticos y transcíticos) a través de un enfoque cuantitativo. Con los distintos sistemas operando en las mismas condiciones de trabajo, concluyó que los sistemas subcríticos son más eficientes que los

sistemas transcíticos para una temperatura ambiente entre 15 y 40°C y que los sistemas transcíticos son más eficientes para temperaturas ambientes menores a 15°C.

1.2 Formulación del problema

¿En qué medida se verá afectada la eficiencia energética, el impacto ambiental generado y seguridad de la planta frigorífica a evaluar, si operara con R744 en estado subcrítico, en lugar de operar con un refrigerante convencional, como el R507a?

1.3 Objetivos de la investigación

1.3.1 *Objetivo general*

- A. Diseñar y evaluar un circuito frigorífico que opere con dióxido de carbono en estado subcrítico para una planta de congelado de frutas.

1.3.2 *Objetivos específicos*

- A. Evaluar las posibles configuraciones para el circuito frigorífico de la planta de congelado, usando dióxido de carbono en estado subcrítico como refrigerante.
- B. Calcular y comparar los parámetros de operación para el sistema propuesto, que usa dióxido de carbono, con un sistema típico, que usa un refrigerante sintético, en la aplicación propuesta.
- C. Seleccionar los componentes que conforman el circuito frigorífico de acuerdo a la disponibilidad en el mercado.
- D. Determinar las ventajas y desventajas del uso de dióxido de carbono como refrigerante en la planta de congelado.

1.4 Formulación de hipótesis

Si se usa dióxido de carbono en estado subcrítico como refrigerante, para la planta de congelado propuesta, la instalación tendrá un menor impacto ambiental y un COP

(coeficiente de performance) superior que, si se utilizara un refrigerante sintético para esta aplicación, como el R507a.

1.5 Metodología

1.5.1 Tipo de investigación

La investigación será de **tipo no experimental**, porque nosotros realizaremos el diseño para el proyecto mediante conocimientos de ingeniería para nuestra variable independiente para obtener resultados acordes a nuestros objetivos.

Según la recolección de datos será de tipo **cuantitativo**, debido a que nosotros realizaremos la recopilación de los datos a través del uso del análisis matemático, medición numérica y el análisis estadístico para evaluar la mejora propuesta en el sistema.

1.6 Importancia y Justificación de la investigación

En el Perú la exportación de frutas congeladas está en constante crecimiento en los últimos años; para proveer un producto de calidad es necesario contar con una cadena de frío efectiva ya que la alteración de estos alimentos por descomposición es un peligro y produciría grandes pérdidas económicas. Con el fin de aportar a esta actividad que contribuye con el desarrollo sostenible del país se investigará un sistema de refrigeración más óptimo que los que se pueden encontrar ahora en las plantas semi industriales, que usualmente utilizan refrigerante R-507a o R-404a, considerando principalmente la eficiencia energética, cuidado del medioambiente y seguridad en el trabajo.

1.7 Límites de la investigación

- Falta de fichas técnicas de los componentes necesarios en el diseño del sistema.
- Ausencia de proveedores locales de componentes para sistemas de refrigeración con R744.

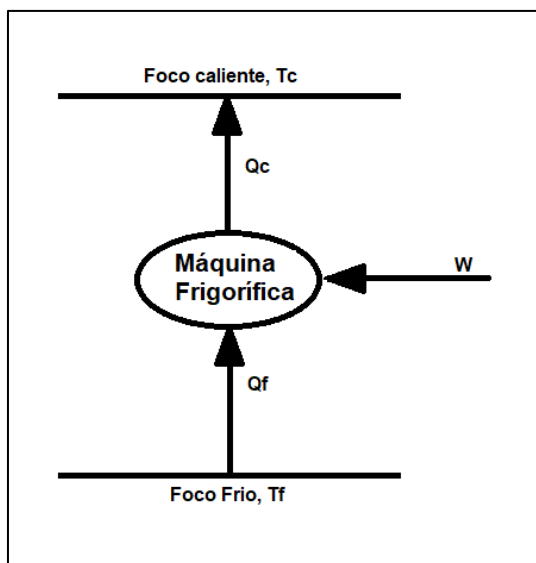
II Marco teórico

2.1 Refrigeración

La refrigeración es el proceso mediante el cual se extrae calor de un cuerpo o de un fluido, el método más extendido para este proceso es la “Refrigeración por compresión de vapor”, el cual está basado en la segunda ley de la termodinámica, según el enunciado de Clausius, que dice: “Es imposible construir un dispositivo que opere en un ciclo sin que produzca ningún otro efecto que la transferencia de calor de un cuerpo de menor temperatura a otro de mayor temperatura”, cuya interpretación es que una máquina puede transferir calor de un foco frío a un foco caliente solo si hay un trabajo que fuerce este proceso.

Figura 1

Interpretación Gráfica de la Ley de Clausius



Nota. La imagen nos muestra un sistema cíclico que intercambia calor con su exterior es de elaboración propia.

El calor Q_f extraído del foco frío a temperatura T_f junto con la energía o trabajo que se aporta W_c , da como resultado una cantidad de calor Q_c que se transfiere al foco

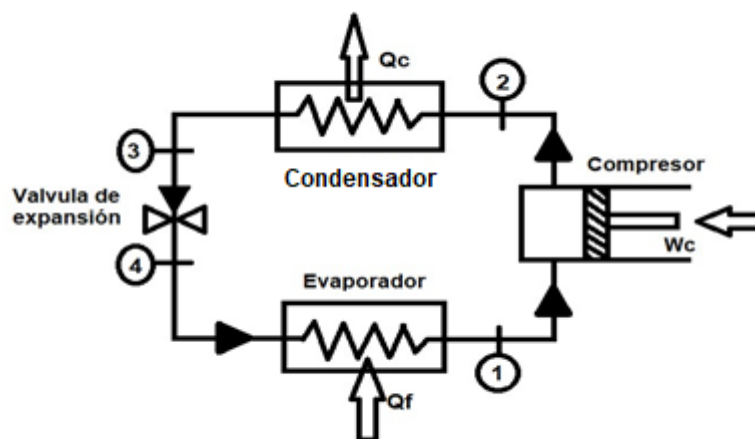
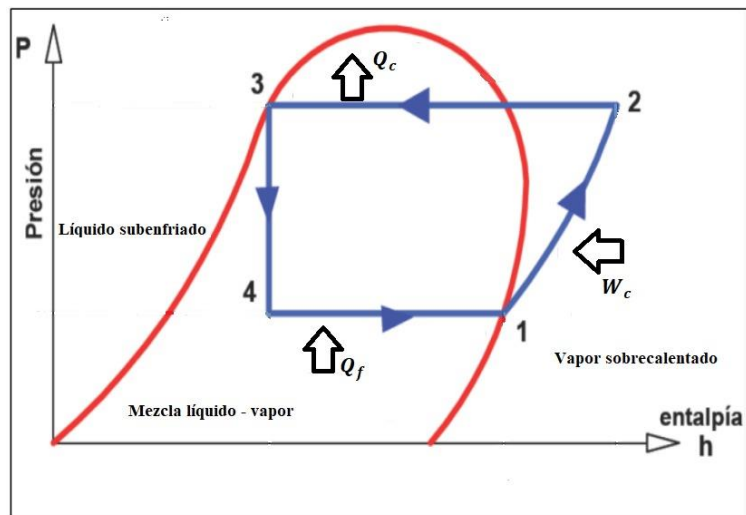
caliente a temperatura T_c . Para poder realizar este proceso la máquina frigorífica utiliza un refrigerante que cumple un ciclo termodinámico cerrado.

2.2 Ciclo frigorífico

Termodinámicamente es representado por el “Ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor”.

Figura 2

Ciclo Ideal de Refrigeración por Compresión de Vapor



Nota. La figura muestra un Diagrama P-h y la representación esquemática de un ciclo ideal de refrigeración por vapor. Fuente: Elaboración propia.

Este ciclo se compone de cuatro procesos:

- 1-2 Compresión isentrópica en un compresor
- 2-3 Rechazo de calor a presión constante en un condensador
- 3-4 Estrangulamiento en un dispositivo de expansión
- 4-1 Absorción de calor a presión constante en un evaporador

2.3 Circuito frigorífico

Es la interconexión de los componentes del sistema mediante tuberías, con el fin de cumplir el ciclo de refrigeración. Los componentes básicos son el compresor, condensador, el dispositivo de expansión y el evaporador, además hay componentes adicionales necesarios para mejorar, proteger y controlar el funcionamiento del sistema.

2.3.1 Compresor

Parte constitutiva del circuito frigorífico que tiene dos funciones. Eleva la presión del refrigerante en fase de vapor a un valor suficientemente alto, de modo que la temperatura de saturación correspondiente sea superior a la temperatura del foco caliente disponible para la condensación del vapor refrigerante; y genera la circulación del refrigerante por los componentes del circuito frigorífico.

Figura 3

Compresor Reciprocante Semi-Hermético



Nota. Vistas interior y exterior de compresor, respectivamente. Fuente: Catálogo Compresores Semihermético (GEA, 2021).

2.3.2 Condensador

Es un intercambiador de calor, donde el calor absorbido por el refrigerante durante el proceso de evaporación es cedido al medio de condensación.

Figura 4

Condensadores por convección forzada



Nota. La figura muestra los modelos más comerciales de condensadores. Fuente: Catálogo de condensadores remotos (AIRLAN, 2021)

2.3.3 Dispositivo de expansión:

Este componente cumple dos funciones.

- Disminuir la temperatura del líquido que llega al condensador, esto dado a que en el evaporador se necesita baja temperatura y, por lo tanto, que sea alimentado por un líquido de baja temperatura. Esto se logra gracias a que el dispositivo de expansión produce una caída de presión del refrigerante proveniente del condensador, esta caída de presión reduce la temperatura, pero inevitablemente evapora una pequeña cantidad de refrigerante.

- Dosificar la entrada de refrigerante al evaporador de acuerdo a las necesidades de refrigeración. Si se necesita poca refrigeración, se debe alimentar con poco refrigerante y viceversa.

Figura 5

Tipos de Válvula de expansión



Nota. La imagen muestra los tipos de válvulas de expansión. Fuente: manualesfrigorificos.com (Manuales Frigoríficos, 2021)

2.3.4 Evaporador

Es el componente que está ubicado dentro del espacio a refrigerar. Recibe el líquido refrigerante a baja presión y baja temperatura, el cual empieza a evaporarse conforme va circulando porque va recibiendo el calor del aire que rodea a los tubos hasta que a su salida se ha transformado completamente en vapor, que será tomado nuevamente por el compresor para iniciar un nuevo ciclo.

Figura 6*Tipos de evaporadores*

Nota. La imagen nos muestra diversos tipos de evaporadores. Fuente: (CoolProject LLC, 2020)

2.3.5 Componentes adicionales

Entre los principales están el receptor de líquido, filtro secador, acumulador de succión, separador de aceite, presostatos de alta y baja, válvula solenoide, termostato, válvulas de seguridad y servicio, visor de líquido refrigerante y un intercambiador de calor que en un sistema de refrigeración en cascada es necesario.

Figura 7*Componentes Adicionales de un Circuito Frigorífico*

Nota. La imagen fue tomada del Catálogo Indubel S.R.L.

2.3.6 Tuberías para refrigeración

Las tuberías en los sistemas de refrigeración sirven para interconectar los componentes del circuito frigorífico, permitiendo la circulación del refrigerante a través del sistema.

El aceite del compresor, adherido en las paredes de los cilindros durante el movimiento del pistón, se mezcla con el refrigerante gaseoso y es enviado hacia las válvulas de descarga para luego filtrarse en las tuberías, circulando junto con el refrigerante por el circuito frigorífico. Se debe garantizar el retorno de aceite al compresor mediante una adecuada velocidad del refrigerante. Si la velocidad es muy baja, el aceite se deposita sobre las paredes de las tuberías y drenará hacia los puntos bajos del sistema; si la velocidad es muy alta, se logra el arrastre de aceite, pero produciendo ruido, vibración y excesiva caída de presión. Las caídas de presión de la línea de succión y descarga causan pérdida de eficiencia en el sistema debido a que, al reducirse la presión en estos puntos, también se reduce la densidad del gas refrigerante produciendo una disminución de la capacidad frigorífica, ya que el compresor bombea menos masa de gas refrigerante realizando el mismo trabajo. Una caída de presión excesiva en la línea de líquido puede causar formaciones de gas debido a que, al disminuir la presión, también disminuye la temperatura de evaporación del refrigerante, lo que puede provocar que al ingreso del dispositivo de expansión ingrese una mezcla de líquido con burbujas de gas refrigerante afectando su correcto funcionamiento. Líneas de líquido del receptor al evaporador debe tener un tamaño que mantenga velocidades por debajo de 1,25 m / s, minimizando o previniendo el golpe de ariete cuando los solenoides o se utilizan otras válvulas operadas eléctricamente. Buscando un buen retorno de aceite y una mínima pérdida de carga se recomiendan velocidades del refrigerante en m/s (Ver Anexo 1).

2.4 Refrigerantes

Los refrigerantes son fluidos utilizados como medio de transporte de calor de un punto a otro, absorbiendo o cediendo calor sensible y latente. El calor sensible es aquél que causa un cambio de temperatura en una sustancia sin que cambie de fase, mientras que el calor latente es aquél que provoca el cambio de fase en una sustancia sin que la temperatura varíe.

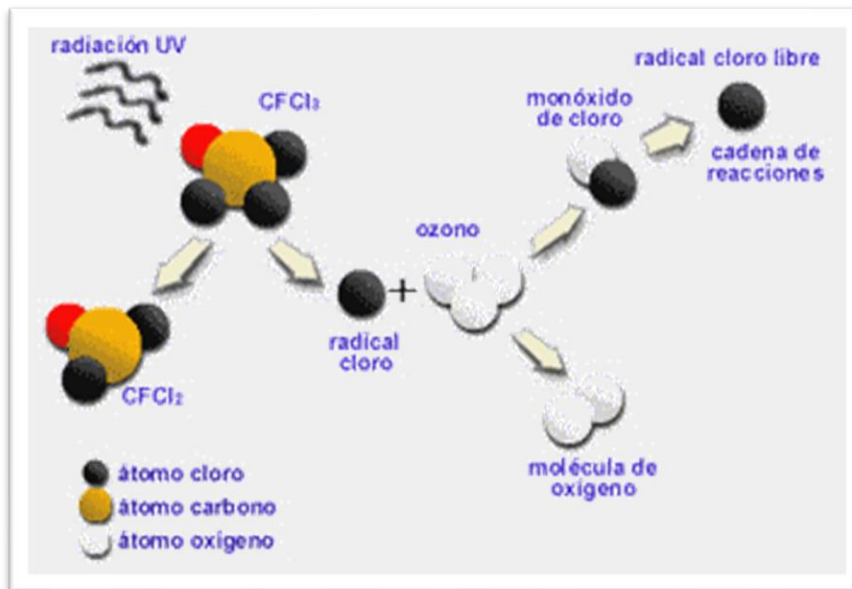
2.4.1 Contaminación atmosférica debida a los refrigerantes

Actualmente la mayoría de refrigerantes contribuyen al calentamiento global, y en mucho menor medida (y rumbo a desaparecer) todavía existen sistemas de refrigeración que operan con el refrigerante R22, que aceleran la destrucción de la capa de ozono.

- a. **Destrucción de la capa de ozono.** Hay gases refrigerantes, la gran mayoría de estos prohibidos actualmente, que contienen compuestos clorados que atacan la capa de ozono, cuya función es filtrar la radiación ultravioleta dañina que llega desde el sol. Cuando una molécula de CFC es liberada a la atmósfera y es afectada por la radiación ultravioleta, el átomo de cloro se desprende de la molécula, y al quedar libre tiende a reaccionar con otra molécula, en este caso el ozono. Un átomo de cloro al reaccionar con una molécula de ozono O_3 , destruye esta molécula y da lugar a una molécula de oxígeno (O_2) y una de monóxido de cloro (ClO). Luego el monóxido de cloro reacciona con un átomo de oxígeno (O) y da lugar a una molécula de oxígeno (O_2), quedándose el átomo de cloro libre de nuevo y listo para atacar una nueva molécula de ozono pudiendo destruir hasta 100000 moléculas de ozono hasta lograr su neutralización por combinación con algún otro elemento que se encuentre presente. En la Figura 8 se muestra el proceso descrito, seguidamente de su ecuación química.

Figura 8

Proceso de destrucción de la capa de ozono

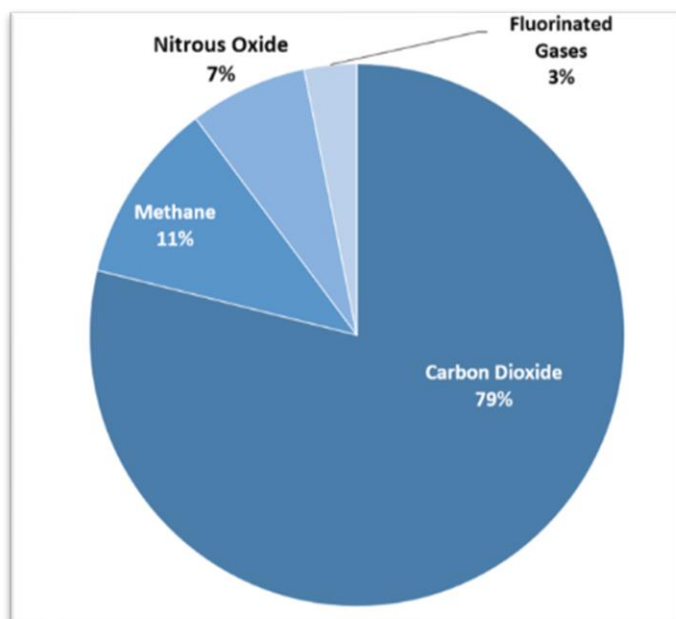


Nota. La imagen fue tomada de Montaje y mantenimiento de instalaciones frigoríficas industriales (Santos, 2017), pág. 103.

- b. Calentamiento global.** El calentamiento global es un fenómeno que resulta del aumento del efecto invernadero, un proceso en el que la radiación térmica emitida por la Tierra queda atrapada en la atmósfera debido a gases como el dióxido de carbono, metano, óxidos nitrosos o refrigerante fluorados. El efecto invernadero es natural y necesario para mantener la temperatura del planeta en unos valores habitables. El problema es que las emisiones de gases de efecto invernadero es excesivo la atmósfera retiene más radiación de lo normal, lo que provoca una acumulación de calor en el planeta.

Figura 9

Emisiones de gases de efecto invernadero de EE. UU. en 2020



Nota. La imagen fue tomada de la página web oficial de la Agencia de Protección Ambiental de los EE.UU. (www.epa.gov)

Cada refrigerante tiene un potencial de agotamiento de la capa de ozono, denominado PAO, que depende de su contenido de cloro y de su permanencia en la atmósfera antes de descomponerse; así mismo cada refrigerante posee un potencial de calentamiento atmosférico, denominado PCA, que representa el efecto de calentamiento atmosférico producido por un kilogramo de refrigerante emitido al ambiente en relación con el efecto producido por un kilogramo de CO_2 , que se toma como referencia (PCA=1 para el CO_2). En el Anexo 2 se muestran los PAO y PCA de los diversos refrigerantes disponibles.

2.4.2 Clasificación por su composición

- a. Refrigerantes halogenados.** Grupo de refrigerantes sintéticos, que en su estructura química contienen uno o varios átomos de elementos halogenados, tales como flúor, cloro o bromo. Se fabrican a partir de hidrocarburos, sustituyendo uno

o varios átomos de hidrógeno por un elemento halógeno (flúor o cloro habitualmente). Por lo general su toxicidad es muy baja y no son inflamables, ya que la sustitución de los átomos de hidrógeno por átomos de flúor o cloro disminuye la inflamabilidad drásticamente. Se clasifican en los siguientes grupos:

- **Clorofluorocarbonados (CFC):** Contiene cloro, flúor y carbono en su molécula. No contiene hidrógeno y por lo tanto es muy estable, esta estabilidad hace que permanezca durante largo tiempo en la atmósfera afectando seriamente la capa de ozono y es una de las causas del efecto invernadero. Ejemplos: R-11(CCl_3F) R-12 (CCl_2F_2).
 - **Hidroclorofluorocarbonados (HCFC):** Contiene hidrógeno, cloro, flúor y carbono en su molécula. Hay menos átomos de cloro que en los CFC, estos se sustituyen por átomos de hidrógeno, esto le confiere menor estabilidad que los CFC y posee un potencial reducido de destrucción de la capa de ozono. Ejemplos: R22 (CHF_2Cl).
 - **Hidrofluorocarbonados (HFC):** Contiene hidrógeno, flúor y carbono; el cloro es totalmente eliminado de la molécula. No tiene potencial de destrucción de la capa de ozono, pero alto GWP. Ejemplos: R134a (CF_3CH_2F).
 - **Hidrofluoroolefinas (HFO):** Contiene hidrógeno, flúor y carbono, al igual que los HFC, pero, en este caso, existe al menos un átomo de carbono con doble enlace (no saturado). Son de nueva generación, con bajo impacto ambiental, pero de ligera inflamabilidad y poseen bajo GWP. Ejemplo: R-1234yf ($C_3H_2F_4$).
- b. **Hidrocarburos (HC):** Son fluidos típicamente empleados como gases combustibles, pero también poseen buenas propiedades como fluidos frigoríferos.

Tienen muy bajo impacto ambiental en comparación con los anteriores. Son compatibles con el cobre y el aceite mineral, sin embargo, se necesita tomar medidas de seguridad para su manipulación e instalación, debido a que son inflamables R290 (C_3H_8).

c. Refrigerantes Inorgánicos. Los refrigerantes inorgánicos son aquellos que no están basados en cadenas de carbono e hidrógeno (o halógenos). Los más comunes son el NH_3 (R717) y el CO_2 (R744)

- **Amoniaco:** Es un gas incoloro, corrosivo, irritante, tóxico y de olor sofocante, por lo tanto, las instalaciones que usen este fluido como refrigerante deben cumplir requisitos muy exigentes en materia de seguridad. Se emplea principalmente en grandes plantas frigoríficas. Aunque no afecta metales ferrosos como el aluminio y el bronce fosfórico, en la presencia de humedad destruye los metales no ferrosos como el zinc, cobre, y sus aleaciones.
- **CO_2 :** Es un gas incoloro e incombustible que está presente en la atmósfera, por lo que no requiere medidas de seguridad especiales.

2.4.3 Clasificación según su grado de seguridad

a. Clasificación según su inflamabilidad.

- **Grupo 1:** Refrigerantes no inflamables en estado de vapor a cualquier concentración en el aire. Por ejemplo, todos los refrigerantes halogenados (CFC, HCFC Y HFC).
- **Grupo 2:** Refrigerantes cuyo límite inferior de inflamabilidad, cuando forman una mezcla con el aire, es igual o superior al 3.5 % en volumen. Por ejemplo, NH_3 y HFO.

- **Grupo 3:** Refrigerantes cuyo límite inferior de inflamabilidad, cuando forman una mezcla con el aire, es inferior al 3.5 % en volumen. Por ejemplo, los HC.

b. Clasificación según su toxicidad.

- **Grupo A:** Refrigerantes cuya concentración media en el tiempo no tiene efectos adversos para la mayoría de los trabajadores que puedan estar expuestos al refrigerante durante una jornada laboral de ocho horas diarias y cuarenta horas semanales. Por ejemplo, la gran mayoría de refrigerantes orgánicos.
- **Grupo B:** Refrigerantes cuya concentración media en el tiempo tiene efectos adversos para la mayoría de los trabajadores que puedan estar expuestos al refrigerante durante una jornada laboral de ocho horas diarias y cuarenta horas semanales. Por ejemplo, el NH_3 .

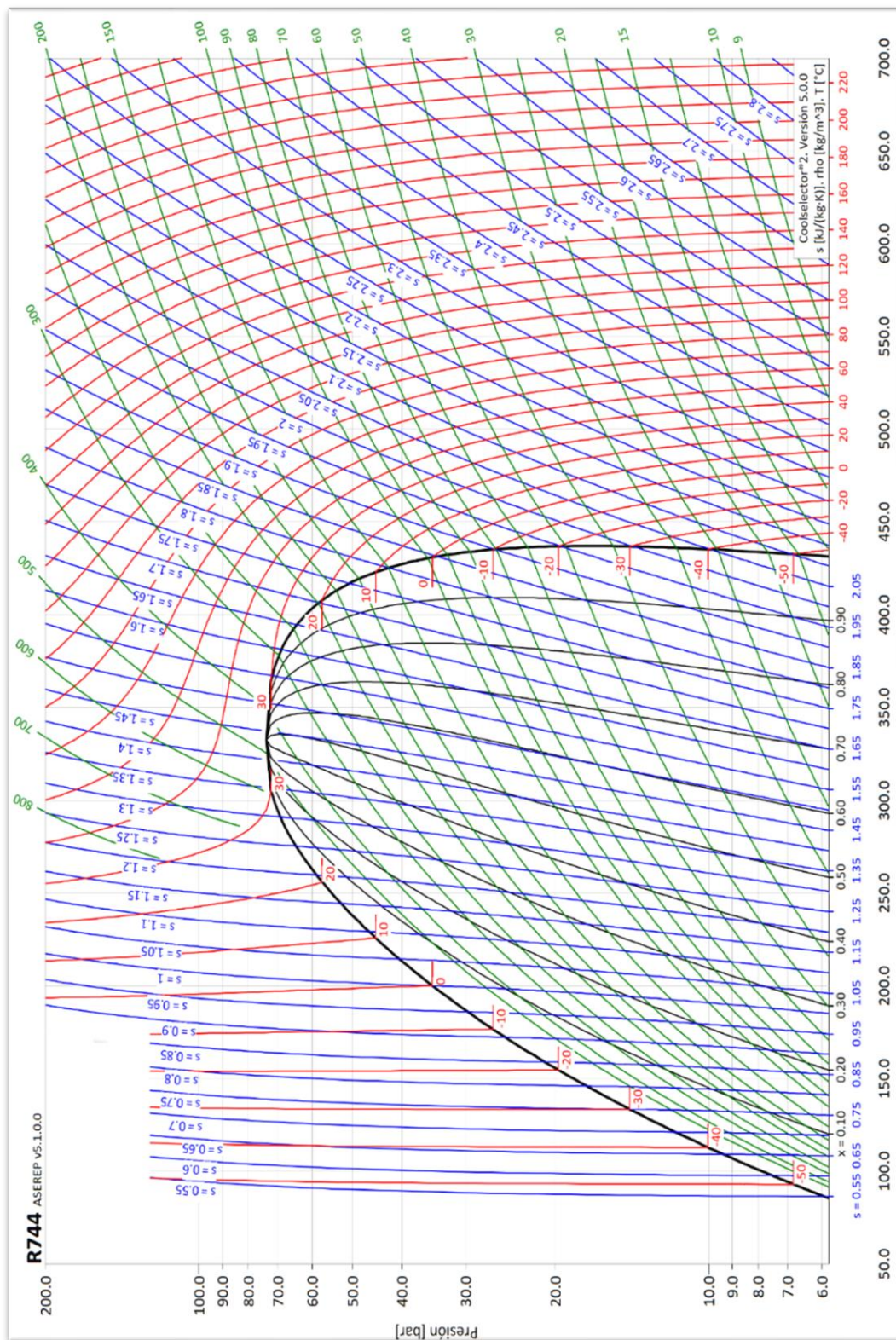
Combinando los grupos de inflamabilidad y toxicidad se obtienen seis grupos de seguridad. (Ver Anexo 3).

2.5 Diagrama Presión – Entalpía

Es la representación gráfica de los estados de un refrigerante, está compuesto por dos ejes principales, las ordenadas que registran las presiones en bar y las abscisas que registran las entalpías en “KJ/Kg”, además tiene trazada una curva de saturación que delimita tres zonas (líquido comprimido, mezcla de líquido- vapor y gas sobrecalentado). En la figura 10 se muestra un ejemplo del diagrama presión – entalpía para el R744.

Figura 10

Diagrama P-h del refrigerante del R744



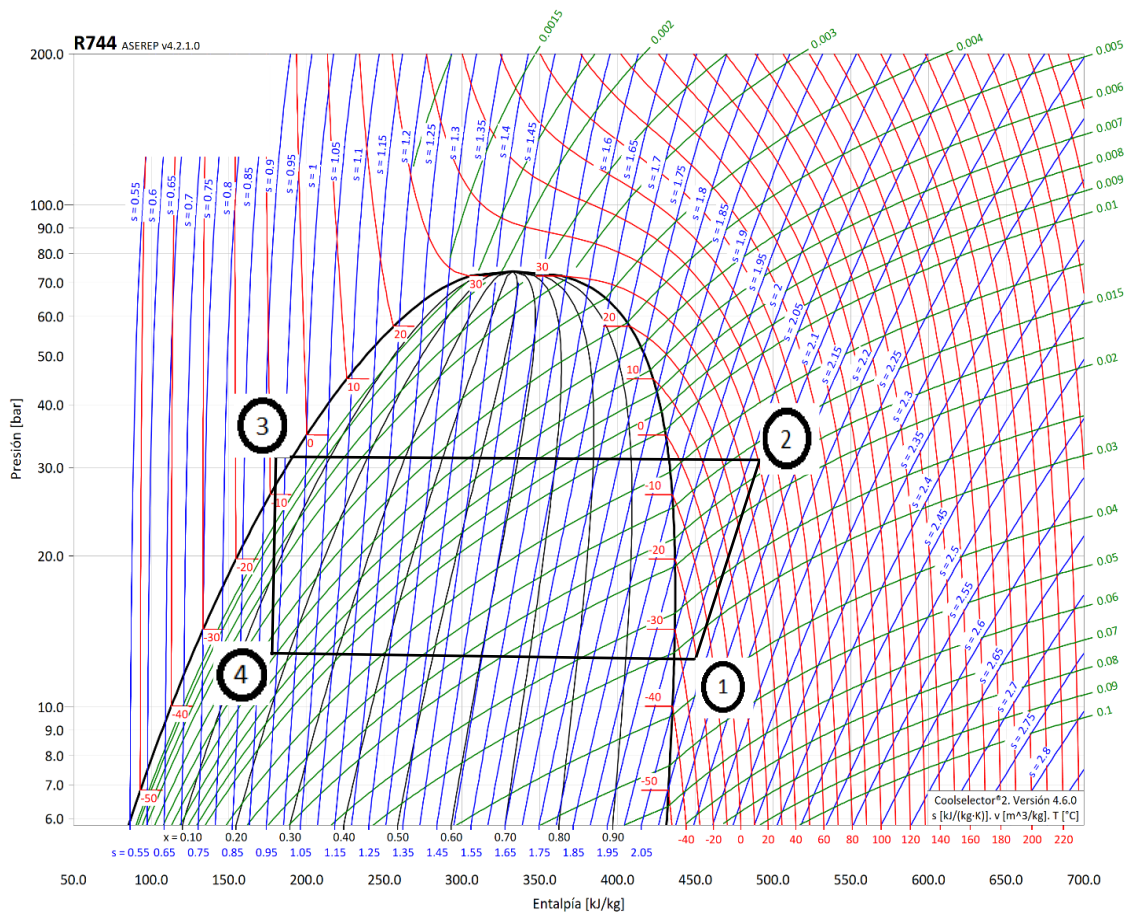
Nota. La imagen fue tomada del software Coolselector2

Tal como se ve en el diagrama de la Figura 10, se pueden observar cuatro tipos de trazos más, a los mencionados anteriormente, estos son: Las isotermas (líneas rojas), isocoras (líneas verdes), isoentrópicas (líneas azules) y las curvas del “título de vapor” (líneas negras). En la parte superior de la curva de saturación se define el llamado punto crítico el cual es el límite a partir del que, por mucho que se aumente la presión, no es posible condensar el gas.

Sobre el diagrama P-h se puede representar el ciclo de refrigeración para poder conocer los parámetros de cada estado, tal como se muestra en la Figura 11.

Figura 11

Ciclo de refrigeración trazado en el Diagrama P-h del R744



Nota. La imagen nos muestra la evaluación del r744 evaluado en un ciclo de refrigeración. Tomado del software Coolselector 2

Los parámetros que se pueden obtener del Diagrama P-h son:

- Presión (P): Es la fuerza por unidad de superficie que ejerce el fluido sobre las paredes del circuito. U.M: bar, psi, Kpa.
- Densidad (ρ): Indica la cantidad de masa de fluido que cabe en un volumen determinado. U.M: Kg/m³.
- Volumen específico (v): Es la magnitud inversa a la densidad. U.M: m³/Kg.
- Temperatura (T): Indica el nivel de actividad molecular del fluido. U.M: grados Celsius °C o en kelvin K.
- Entalpía (h): Es la energía que absorbe o cede el fluido durante un proceso termodinámico. U.M: KJ/Kg.
- Entropía (s): Indica la calidad de la energía interna del fluido, en cuanto a su capacidad para convertirse en energía mecánica. U.M: KJ/Kg K.
- Título de vapor (x): Es la fracción de vapor que existe en una mezcla en la que coexiste líquido y vapor. Es adimensional.

A diferencia del ciclo de refrigeración ideal mostrado en la Figura 2, en el ciclo de refrigeración de la Figura 11, los puntos 1 y 3 no coinciden con las curvas de saturación, esto es porque en los ciclos reales de refrigeración se considera un recalentamiento y subenfriamiento en los ciclos.

- **Recalentamiento:** Es el aumento de la temperatura del refrigerante por encima de su punto de ebullición a una presión determinada. Cuando todo el refrigerante que circula por el evaporador sea evaporado, este comienza a recalentarse. Es necesario que todo el refrigerante se evapore completamente antes de ser aspirado por el compresor el cual no puede comprimir líquido. Por ello, un ligero recalentamiento del vapor antes de que llegue al compresor ayuda a que este no se averíe.

- **Subenfriamiento:** Es la disminución de la temperatura del refrigerante por debajo de su punto de condensación a una presión determinada. Cuando todo el refrigerante que circula por el condensador se ha licuado, este comienza a subenfriarse.

El proceso de compresión (1-2) se representa teóricamente sobre una curva isentrópica. El enfriamiento de vapor, la condensación y el subenfriamiento de líquido (2-3) se representa teóricamente mediante una recta horizontal (presión constante), el enfriamiento de vapor, se produce desde que el compresor descarga el vapor caliente hasta que comienza la condensación, el subenfriamiento, es el enfriamiento líquido en el condensador después de que todo el vapor se haya condensado. La expansión (3-4) se representa mediante una recta vertical (entalpía constante). La evaporación y el recalentamiento (4-1) se representa teóricamente mediante una recta horizontal (presión constante), el recalentamiento es el calentamiento del vapor en el evaporador después de que todo el líquido se haya evaporado.

En el diagrama se distinguen las zonas de líquido, vapor y mezcla líquido vapor, por donde se desarrolla el ciclo frigorífico.

2.6 Cálculos sobre el diagrama P-H

En este diagrama se puede leer de manera inmediata:

- La presión absoluta y temperatura de evaporación.
- La presión absoluta y temperatura de condensación.
- La relación de compresión (RC), que es el cociente entre las presiones absolutas de condensación y evaporación: $RC = P_{evap.}/P_{cond.}$
- El calor extraído en el evaporador ($h_1 - h_4$), también llamado efecto frigorífico.

- El trabajo realizado por el compresor ($h_2 - h_1$), denominado trabajo de compresión.
- El calor expulsado en el condensador ($h_2 - h_3$), llamado calor de condensación.

Donde h_n : Es la entalpía del fluido en el punto “n”.

Una instalación frigorífica se diseña a partir de la carga térmica del recinto, este valor es representado por la potencia frigorífica \dot{Q}_f (KW), que es igual al caudal másico del refrigerante “ \dot{m}_r ” (Kg/s) por el efecto frigorífico, resultando: $\dot{Q}_f = \dot{m}_r \cdot (h_1 - h_4)$ y despejando el caudal másico se obtiene:

$$\dot{m}_r = \frac{\dot{Q}_f}{h_1 - h_4} \quad (1)$$

Una vez conocido el caudal másico, se calcula la potencia de compresión \dot{W}_c (KW) y la potencia de condensación \dot{Q}_c (KW), resultando:

$$\dot{W}_c = \dot{m}_r \cdot (h_2 - h_1) \quad (2)$$

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_r \cdot (h_2 - h_3) \quad (3)$$

El rendimiento del ciclo frigorífico es determinado por el COP (coeficiente de performance) y es igual al cociente entre la potencia frigorífica y la potencia de compresión, es adimensional.

$$COP = \frac{\dot{Q}_f}{\dot{W}_c} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (4)$$

2.7 Instalaciones con refrigerante dióxido de carbono (R-744)

Al igual que los refrigerantes fluorados, el CO₂ pertenece al grupo de refrigerantes de alta seguridad, por lo que no requiere medidas de seguridad especiales por toxicidad o inflamabilidad. No obstante, las altas presiones a las que trabaja este refrigerante y su solidificación a presiones superiores a la atmosférica, se deben considerar una serie de

medidas preventivas. Por otra parte, el CO₂ es compatible con el cobre y sus derivados (latón y bronce). Todos los fluidos tienen un estado de temperatura y presión llamado “punto triple”, en el cual, además de que el estado líquido y vapor coexisten, también está presente el estado sólido. En el caso del CO₂ el punto triple se encuentran a -56°C y 5,2 bar absolutos. Existe un punto por encima del cual no existe diferencia entre el estado líquido y vapor, es el llamado “punto crítico”, que para el CO₂ se encuentra en los 31,1°C y 73,6 bar de presión absoluta. Si se supera el punto crítico (estado supercrítico), el fluido no se puede condensar, solo desrecalentar. Entre el “punto triple” y el “punto crítico” para los refrigerantes más empleados en el ámbito industrial. Se observa como para el CO₂ la temperatura crítica es mucho más baja que para el resto (31,1 °C), lo que implica que, para las temperaturas de condensación habituales superiores a 35°C, el refrigerante estaría trabajando en estado supercrítico, a unas presiones muy elevadas. En cuanto a la presión del punto triple, a diferencia del resto de refrigerantes, el CO₂ comienza a solidificarse a una presión de 5,2 bar, lo que supone que habrá que vigilar que en interior del circuito no se alcancen presiones inferiores a dicho valor, pues, de lo contrario, aparecería nieve carbónica, que podría obstruir válvulas, filtros y tuberías.

2.7.1 Circuitos subcríticos:

En los que la zona de alta presión del circuito se sitúa por debajo del punto crítico. El CO₂ en el lado de alta presión se condensa a una presión de entre 26 y 30 bar, y a una temperatura de entre -5 y -10 °C, por lo que se necesita un segundo fluido refrigerante en *cascada* que condense al CO₂ habitualmente un HFC o NH₃. Con este sistema se pueden alcanzar temperaturas de evaporación de CO₂ de hasta -50°C.

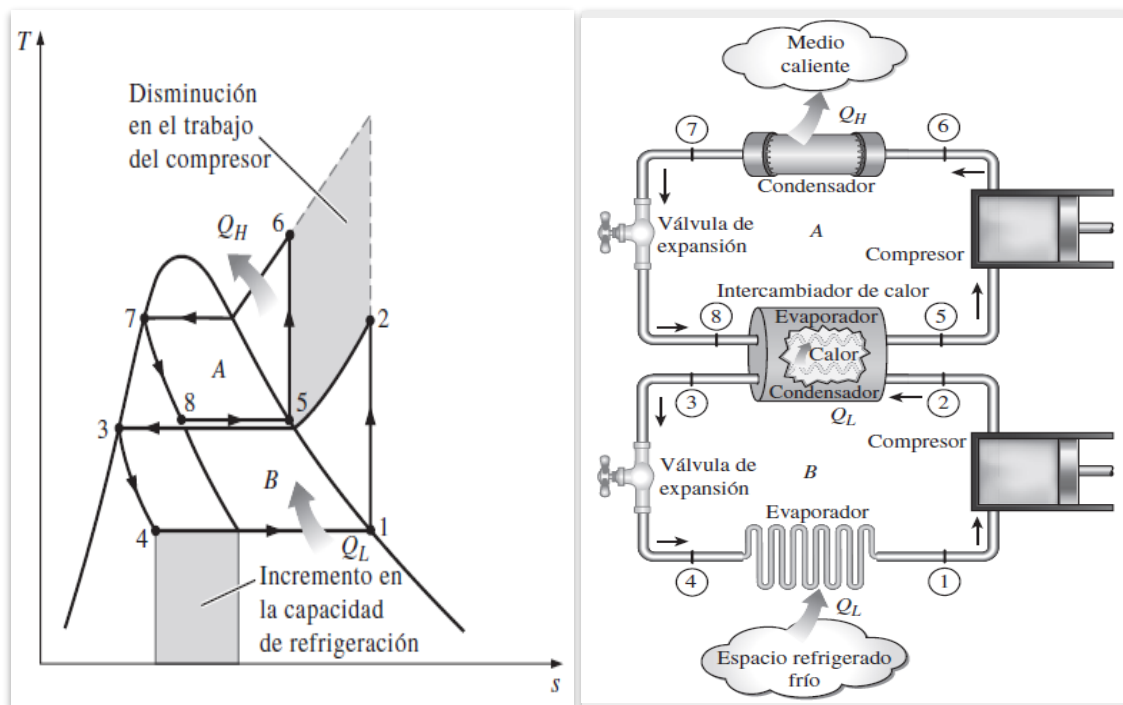
2.7.2 Sistemas de refrigeración en cascada

Esta configuración se aplica cuando la diferencia entre la temperatura de evaporación y condensación es demasiado grande para que un ciclo de refrigeración

simple resulte práctico. Consiste en operar dos o más ciclos en serie. Los dos ciclos se conectan por medio de un intercambiador de calor en medio, el cual sirve como el evaporador para el ciclo superior (ciclo A) y como el condensador en el ciclo inferior (ciclo B). Suponiendo que el intercambiador de calor está bien aislado y que las energías cinética y potencial son despreciables, la transferencia de calor del fluido en el ciclo inferior debe ser igual a la transferencia de calor del fluido en el ciclo superior.

Figura 12

Ciclo de refrigeración en cascada



Nota. La imagen muestra un diagrama T-s y la representación esquemática de un ciclo de refrigeración en cascada. Tomado Termodinámico (Boles, 2014).

La relación de los flujos másicos en cada ciclo es:

$$\dot{m}_A(h_5 - h_8) = \dot{m}_B(h_2 - h_3) \quad (5)$$

Y el COP del sistema frigorífico es:

$$COP_{cascada} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{neto\ entrada}} = \frac{\dot{m}_B(h_1 - h_4)}{\dot{m}_A(h_6 - h_5) + \dot{m}_B(h_2 - h_1)} \quad (6)$$

2.8 Instalaciones centralizadas

Se usa cuando se requiere suministrar frío a varios servicios, como en una industria alimentaria, ya que la instalación de equipos individuales para cada recinto no es recomendada porque aumenta el coste de instalación, el mantenimiento se complica y se pierde la oportunidad de optimizar el sistema desde el punto de vista de la eficiencia energética. Se identifican tres zonas en este tipo de instalación.

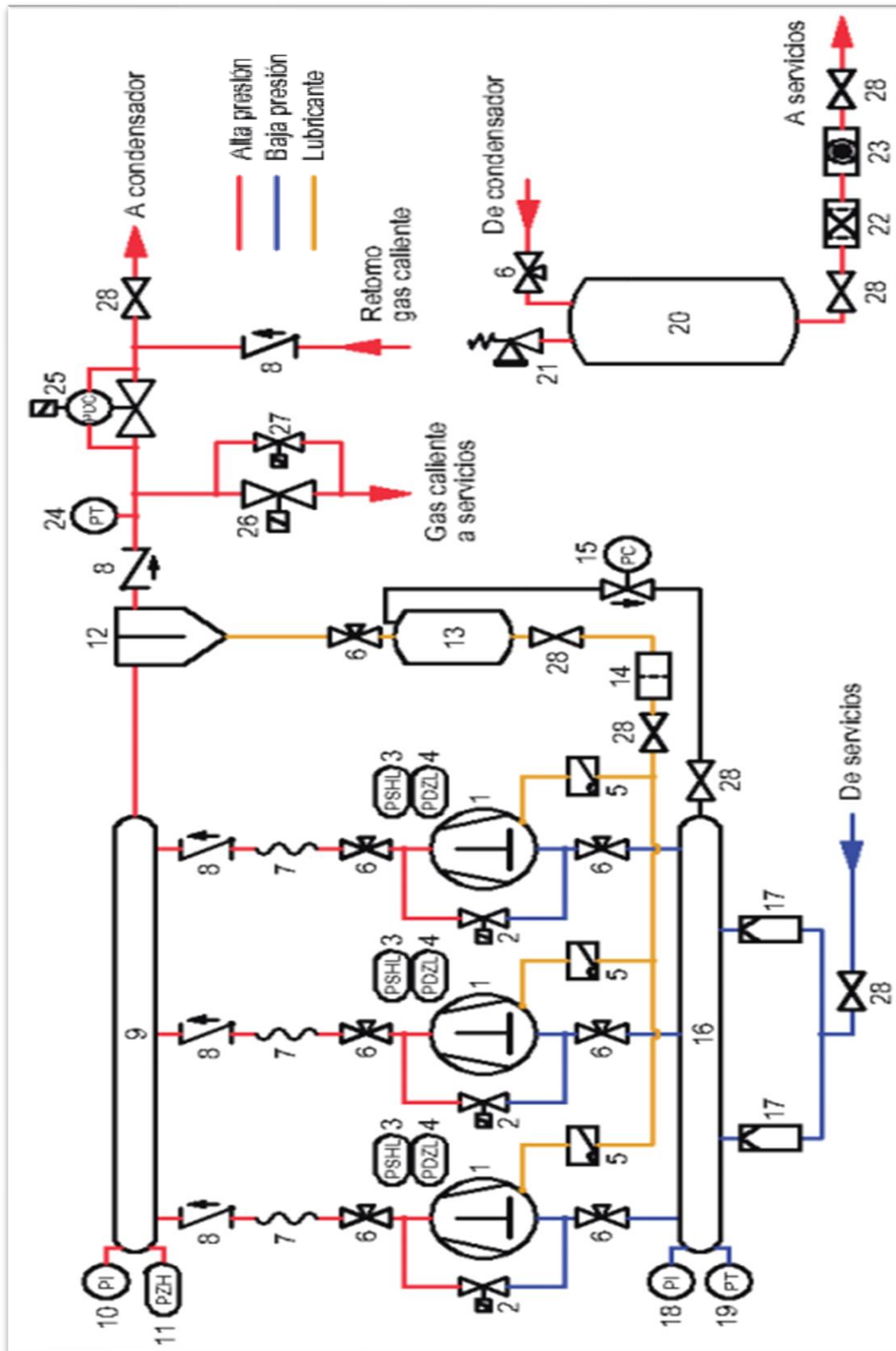
- **Sala de máquinas:** Zona donde se ubican los compresores, los recipientes, las válvulas, los elementos auxiliares y el cuadro eléctrico de potencia y maniobra.
- **Zona de condensación:** Donde se ubica el condensador o condensadores que reciben el vapor de la sala de máquinas.
- **Zona de servicios:** Compuesta por los evaporadores que producen frío en los diferentes servicios, como cámaras frigoríficas, túneles, salas refrigeradas, etc.

En una planta de congelado hay servicios simultáneos para baja y alta temperatura, en este caso en lugar de instalar dos centrales frigoríficas independientes, se unifica la central instalando dos acumuladores de succión para cada grupo de compresores. Actualmente, en el campo de distribución alimentaria a nivel semi industrial, el sistema de mayor implementación es el R404A o el R507A con expansión directa tanto para baja como media temperatura con centrales independientes.

En la Figura 13 se presenta un ejemplo de una instalación centralizada con tres compresores en paralelo. Los componentes de la instalación son (enumeración de acuerdo a la Figura 13)

Figura 13

Esquema de una central frigorífica



Nota. Representación gráfica de una central frigorífica. Fuente: Montaje y mantenimiento de instalaciones frigoríficas industriales (Santos, 2017) pág. 63.

2.9 Carga térmica:

La carga térmica en refrigeración es la cantidad de calor sensible y latente que debe ser retirada de un ambiente, de modo de mantenerlo a una determinada temperatura y humedad. Generalmente está expresada en KW o Kcal/h.

Se introduce calor a un espacio de las siguientes maneras:

- Transmisión de calor por conducción: Corresponde a cantidad de calor transmitida por conducción a través de paredes, techos y pisos.
- Renovación de aire: Esta parte corresponde al calor de aire que ingresa al recinto a través de sus aperturas. Cada vez que la puerta se abre, el aire externo penetra al interior del recinto representando una carga adicional.
- Producto: Esta es la parte que corresponde al calor debido al producto que ingresa al recinto.
- Cargas diversas: Es la parte de carga térmica debido a los calores generado por la iluminación, personas, motores y otros equipamientos.

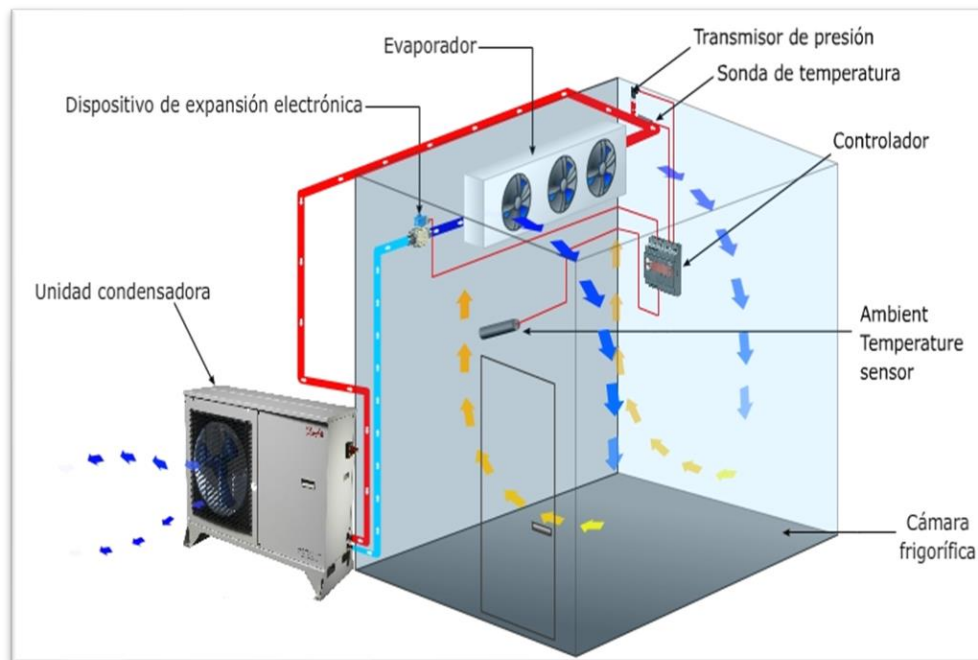
2.10 Cámara frigorífica

Es una construcción en donde los productos que se encuentran en su interior se enfrían o se mantienen a una determinada temperatura. Dentro de la cámara frigorífica está ubicado el evaporador que descarga aire para que circule por el interior de la cámara, luego este aire retorna al evaporador con una mayor temperatura debido al calor recolectado de los agentes (productos, personas, motores, etc.) que están dentro de la cámara. Paralelamente el fluido refrigerante que circula dentro la tubería del evaporador absorbe el calor del aire que retorna al evaporador, tal fluido refrigerante retorna al compresor para luego remover el calor extraído del evaporador y compresor mediante el condensador y seguidamente completar el ciclo de refrigeración (explicado previamente) pasando por el elemento de expansión y el evaporador. Para minimizar la entrada de calor

procedente del exterior, y en consecuencia economizar la energía de la instalación, los cerramientos del recinto se deben construir con materiales sean malos conductores de calor, actualmente lo habitual es construir con paneles tipos sándwich, compuesto por un núcleo de material aislante y dos planchas exteriores de acero. Se comercializan paneles de poliestireno expandido y poliuretano expandido.

Figura 14

Vista general de una cámara frigorífica



Nota. La imagen fue tomada de la página web de la empresa LCfrio (lcfrio.com)

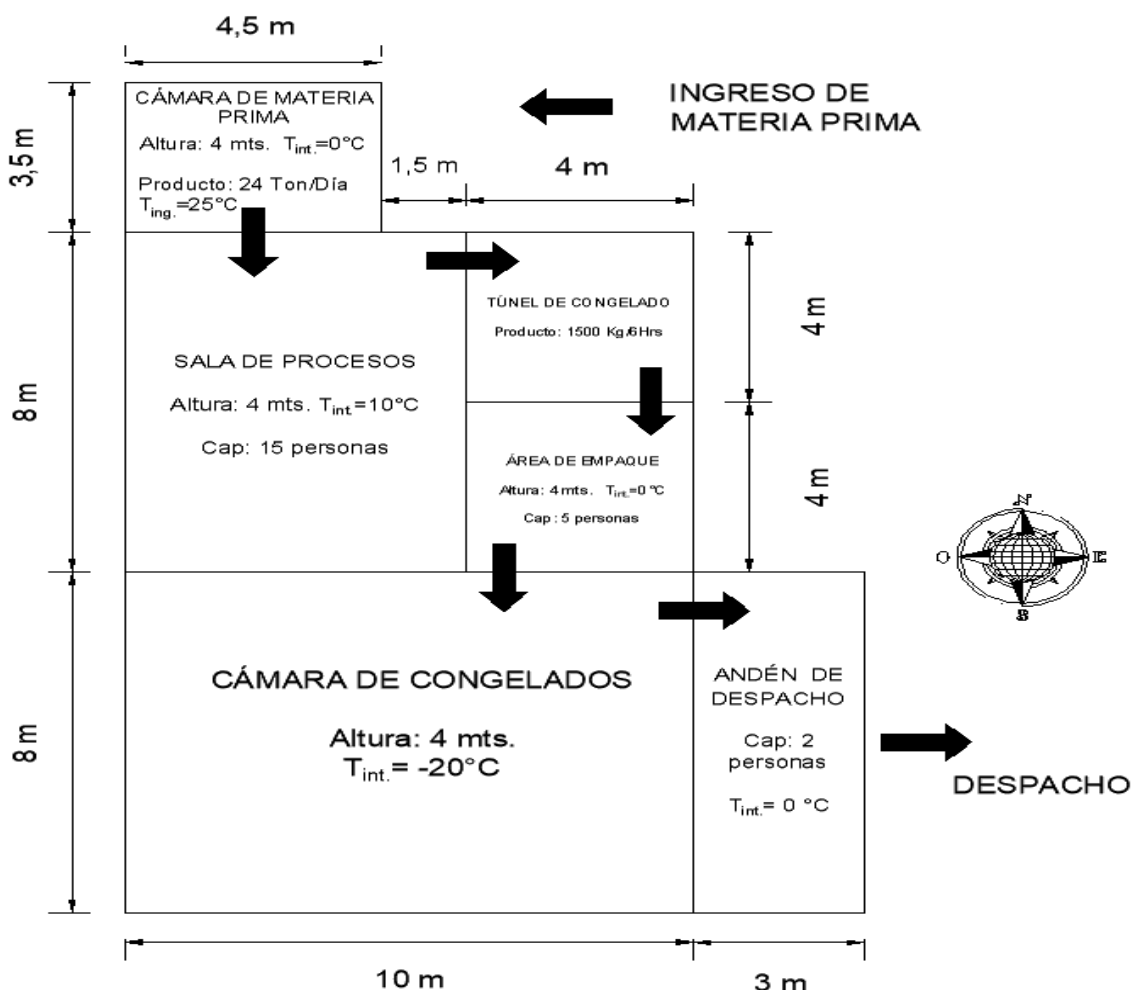
III Materiales y Métodos

3.1 Planta de congelados

El estudio a realizar está basado en el proyecto de una planta de congelados de arándanos (blueberries), que funciona con refrigerante R 507. La distribución de las cámaras frigoríficas que conforman la planta de congelados, así como sus requerimientos, como la temperatura interior, dimensiones de cada ambiente y números de personas que trabajarán, se muestran en la Figura 15.

Figura 15

Boceto de la planta frigorífica



Nota. Esquema de distribución de una central frigorífica. Fuente: Elaboración propia

A continuación, se describe las características de cada ambiente de la planta.

- **Cámara de materia prima:** Es el primer ambiente en donde ingresa el producto, a una temperatura de 25 °C, luego de su cosecha. Sus funciones son disminuir la temperatura del producto hasta 0 °C y almacenarlo hasta su traslado hacia la sala de procesos. Su capacidad es de 1200 Kg por día.
- **Sala de proceso:** Es donde se realiza el lavado y clasificado del producto, para luego acomodarlo en jvas y llevarlo al túnel de congelado, trabajarán quince personas en este ambiente.
- **Túnel de congelado:** En este ambiente se disminuye la temperatura del producto hasta -20 °C, debe tener una capacidad de procesar 1500 Kg cada seis horas. Debido a que se debe extraer una gran cantidad de calor en un corto tiempo, su temperatura de evaporación debe estar alrededor de -35 °C.
- **Sala de Empaque:** Luego de que el producto, a granel, sale congelado del túnel, se empaca en cajas en esta área. En esta área trabajan cinco personas.
- **Cámara de mantención congelado:** Es en donde se almacena el producto empacado hasta antes de que se despache.
- **Andén de despacho:** Es el ambiente intermedio entre la cámara de congelados y los camiones refrigerados, sirve para amortizar la diferencia de temperatura que existe entre la cámara de congelados y la temperatura ambiente, dos personas trabajan en esta área.

3.2 Método para el cálculo de las cargas térmicas.

A continuación, se muestra el procedimiento a usar para el cálculo de las cargas térmicas de las seis cámaras frigoríficas. Para homogenizar los resultados todas las fuentes de cargas térmicas tendrán como unidad de medida “KJ/día”.

3.2.1 Carga por cerramientos

Es el calor ganado a través de todas las superficies que limitan el espacio que se desea refrigerar (paredes, techo, piso, puertas, ventanas). Se calcula mediante la siguiente fórmula:

$$\dot{Q}_1 = UxAx\Delta T \quad (7)$$

Donde:

$\dot{Q}_1 =$ Carga de calor por cerramientos (QJ/día)

$U =$ Coeficiente global de transferencia de calor, $W/m^2 \cdot ^\circ C$

$A =$ Área de la superficie exterior, m^2

$\Delta T =$ diferencia entre la temperatura exterior e interior del aire, $^\circ C$

Debido a que al usar la ecuación (7) las unidades de \dot{Q}_1 quedan en “Watts ($\frac{J}{s}$)” se multiplicará el resultado por el factor de conversión “ $(\frac{KJ}{1000J} \times \frac{3600s}{1hr} \times \frac{24hr}{1día})$ ” para obtener “ $\frac{KJ}{día}$ ”.

Los cálculos de esta carga térmica se presentarán mediante la tabla 1.

Tabla 1

Formato para el cálculo de cargas térmicas por cerramientos

Descripción	U	A	$T_{exterior}$	$T_{interior}$	ΔT	\dot{Q}
Pared lado norte						
Pared lado sur						
Pared lado este						
Pared lado oeste						
Techo						
Piso						

Suma de las cargas de transmisión por superficies (\dot{Q}_1) =

Nota. El cuadro será usado para hacer la recopilación de datos en los sistemas de frío a evaluar. Fuente: Elaboración propia.

El material escogido para la construcción de las cámaras frigoríficas, por ser comercial, es el panel de poliestireno expandido. La ficha técnica de este material se obtiene del “Catálogo Técnico Coberturas y Paneles Aislantes – TUPEMESA”. (Ver Anexo 4), de allí se extrae el coeficiente global de transferencia de calor del material respecto a su espesor.

Para determinar el espesor del panel se usan tablas que recomiendan el espesor del aislante de acuerdo a la temperatura interior de trabajo que se debe mantener en la cámara frigorífica (Ver Anexo 5). En base a las recomendaciones, para la cámara de congelados, que tiene una temperatura interior de $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ necesitamos paneles de 7 pulgadas (177.8 mm) y para el túnel de congelamiento, con temperatura interior de $-31\text{ }^{\circ}\text{C}$, paneles de 8 pulgadas (203.2 mm). Considerando los espesores comerciales por el proveedor se usarán paneles de 200 mm para estas dos cámaras ya que esta medida es la que más se aproxima a los requeridos por la tabla. Para las cámaras que requieren una temperatura interior de $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ (incluyendo a la sala de procesos) el Anexo 5 recomienda paneles de 4 pulgadas (101.6 mm) de espesor, comercialmente se encuentran paneles de 100 mm de espesor. Cuando un ambiente de baja temperatura comparte una misma pared con un ambiente de media temperatura, se prioriza el ambiente con temperatura más baja, en este caso se escoge el panel de 200 mm de espesor.

Para las superficies que están expuestas directamente a los rayos solares se les considera un incremento en la diferencia de temperatura entre el interior y exterior del espacio a refrigerar. Estos grados adicionales se aumentan según la que indique el Anexo

6. En nuestro caso los paneles son de color blanco, por lo tanto, se aumentará en 3 °C a las paredes este y oeste, 2 °C a las paredes Sur y 5 °C al techo. Según el Libro “Manual de Refrigeración y Acondicionamiento de aire” de Ernesto Sanguinetti, en la página 463, la temperatura del piso se puede estimar como promedio en 55 °F = 12.8 °C.

3.2.2 *Carga por infiltración de aire*

Es el calor que ingresa a un espacio refrigerado cuando se abre la puerta de este, debido a que se infiltra aire caliente del exterior y sale aire frío del interior. Su cálculo está basado en pruebas realizadas mediante las cuales se determina el factor de aire exterior que ingresa hacia las áreas refrigeradas que varía de acuerdo al volumen y temperatura de las cámaras. Se halla mediante la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_2 = V \times F_2 \times F_3 \quad (8)$$

Donde:

V = Volumen interior de espacio refrigerado, ft^3 .

F_2 = Factor de cambios de aire, cambios/día, ver Anexo 7.

F_3 = Factor de calor removido, BTU/ ft^3 , ver Anexo 8.

El Anexo 7 sirve para estimar el número de cambios por día (F_2) que se podrán tener en cámaras de acuerdo a su volumen y temperatura, y el Anexo 8 para determinar el factor de calor removido (F_3).

3.2.3 *Carga por producto*

Es la carga que corresponde al calor extraído del producto que ingresa a la cámara siendo compuesto por los siguientes conceptos:

- Calor sensible antes de congelamiento (enfriamiento)
- Calor latente de congelamiento
- Calor sensible después del congelamiento (congelamiento)

- Calor retirado para enfriar desde la temperatura inicial hasta el punto de congelación, o hasta antes del punto de congelación del producto:

$$\dot{Q}_{3.1} = mx c_1 x \Delta T \quad (9)$$

- Calor eliminado para congelar el producto:

$$\dot{Q}_{3.2} = mx c L \quad (10)$$

- Calor retirado para enfriar desde el punto de congelación hasta la temperatura final por debajo del punto de congelación:

$$\dot{Q}_{3.3} = mx c_2 x \Delta T \quad (11)$$

Donde:

m = masa del producto en un día, Kg

c_1 = calor específico del producto por encima del punto de congelación.

c_2 = calor específico del producto por debajo del punto de congelación.

ΔT = Diferencia de temperatura inicial y final del producto.

En el Anexo 9 se detalla las propiedades térmicas de los alimentos, de allí se obtienen los calores específicos del arándano (blueberry), necesarios para el cálculo de las cargas térmicas por producto, estos se muestran a continuación:

- Calor específico sobre congelamiento: 3.83 KJ/Kg K
- Calor específico latente de fusión: 283 KJ/Kg K
- Calor específico bajo congelamiento: 2.06 KJ/Kg K
- Punto de inicio de congelación: -1.6 °C

3.2.4 Cargas Diversas

A. Carga por persona. El calor promedio emitido por las personas (F_2) se muestra en el Anexo 10, tal valor se reemplaza en la fórmula (14) para determinar la “carga por persona”.

$$\dot{Q}_{4,3} = N \times F_2 \times T_p \quad (12)$$

N = Número de personas, und.

F_2 = Calor equivalente por persona, W

T_p = tiempo permanencia, hr.

B. Carga por iluminación. Las luminarias dentro del espacio refrigerado generan una ganancia de calor igual a 3.4125 BTU/hr por cada Watt. Si la potencia de iluminación no se conoce, se puede usar para los cálculos 1.5 Watts por “pie cuadrado” de piso para cámaras de uso normal y en salas de trabajo se puede usar entre 2.5 Watts por “pie cuadrado” de piso. Entonces la carga por iluminación será el área del espacio refrigerado multiplicado por el “factor de iluminación”, se usará $1.5 \frac{W}{ft^2}$ para las cámaras de almacenamiento y $2.5 \frac{W}{ft^2}$ para las salas de trabajo, y al valor obtenido se multiplica por el tiempo de funcionamiento (hr).

La ecuación para determinar la carga por iluminación es:

$$\dot{Q}_{4,1} = A \times F_{IL} \times T_f \quad (13)$$

Donde:

$$\dot{Q}_{4,1} = \text{carga por iluminación, } \left(\frac{KJ}{hr} \right)$$

$$A = \text{Área, } m^2$$

$$F_{IL} = \text{factor de iluminación, } \frac{W}{ft^2}$$

$$T_f = \text{Tiempo de funcionamiento, hr}$$

C. Carga por equipos motorizados. Motores de maquinarias trabajando en el área refrigerada entregan un calor promedio de 3000 BTU/hr por potencia en “hp” del motor. Para calcular esta carga multiplicamos el factor $\left(3000 \frac{BTU}{hr \times hp} \right)$ por la

potencia del motor en hp y por el tiempo de funcionamiento del motor por día se multiplica por el factor de conversión $\left(\frac{1.055 \text{ KJ}}{1 \text{ BTU}}\right)$.

$$\dot{Q}_{4,2} = \left(3000 \frac{\text{BTU}}{\text{hrxhp}}\right) \times P(\text{hp}) \times T_f \left(\frac{\text{hr}}{\text{día}}\right) \times \left(\frac{1.055 \text{ KJ}}{1 \text{ BTU}}\right) \quad (14)$$

Donde:

$\dot{Q}_{4,2}$ = carga por equipos motorizados, KJ/día

P = Potencia del motor, hp

T_f = Tiempo de funcionamiento, $\frac{\text{hr}}{\text{día}}$

La carga térmica por “cargas diversas” resulta:

$$\dot{Q}_4 = \dot{Q}_{4,1} + \dot{Q}_{4,2} + \dot{Q}_{4,3} \quad (15)$$

3.2.5 Carga térmica total

Es la suma de todas las cargas térmicas halladas previamente

$$\dot{Q}_e = \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 + \dot{Q}_3 + \dot{Q}_4 \quad (16)$$

Esta carga térmica total obtenida en “KJ/día” se debe convertir a “KW” para la selección del equipo. Luego, en base al tiempo de funcionamiento del compresor (Ver Anexo 11), se determina que en la aplicación estudiada se utilizará 20 horas como tiempo de funcionamiento por día, el tiempo restante es para el deshielo de la máquina. Finalmente, la capacidad requerida por la máquina frigorífica se halla con la ecuación (17).

$$CAPACIDAD = \frac{CARGA DE CALOR}{TIEMPO DE FUNCIONAMIENTO} \quad (17)$$

3.3 Método para cálculos sobre el Diagrama P-h

Para trazar el ciclo de refrigeración en el Diagrama P-h correspondiente, primero se obtiene las temperaturas de evaporación y condensación del ciclo frigorífico, mediante las siguientes ecuaciones:

$$T_{evap.} = T_{cámara} - \Delta T_{evap.} \quad (18)$$

$$T_{cond.} = T_{cámara} + \Delta T_{cond.} \quad (19)$$

La elección del $\Delta T_{evap.}$ Y del $\Delta T_{cond.}$ se basará en de acuerdo a las siguientes recomendaciones:

3.3.1 *Estimación del diferencial de temperatura para el evaporador:*

Este valor (DT del evaporador) se determina de acuerdo a los productos contenidos en la cámara frigorífica (Ver Anexo 12).

3.3.2 *Estimación del diferencial de temperatura para el condensador:*

En los catálogos de condensadores normalmente indican la capacidad para un $\Delta T_{cond.}$ de 10°C, pero el valor adecuado de esto diferencial de temperatura debe ser definido de acuerdo con el tipo de aplicación:

De 5°C hasta 8°C para sistemas de congelados

De 8°C hasta 11°C para sistemas de enfriados

De 14°C hasta 17°C para sistemas de aire acondicionado

3.3.3 *Estimación del sobrecalentamiento y subenfriamiento:*

Para designar los valores de recalentamiento útil, recalentamiento total y subenfriamiento nos basaremos en las recomendaciones del fabricante de compresores Bitzer, las cuales son:

- Sobrecalentamiento útil: 5°C a 7°C

- Sobrecalentamiento total: 8 °C a 20 °C
- Subenfriamiento: 5 °C a 11 °C

Una vez obtenidas la temperatura de condensación, temperatura de evaporación, recalentamiento y subenfriamiento, se traza el ciclo frigorífico sobre el Diagrama P-h.

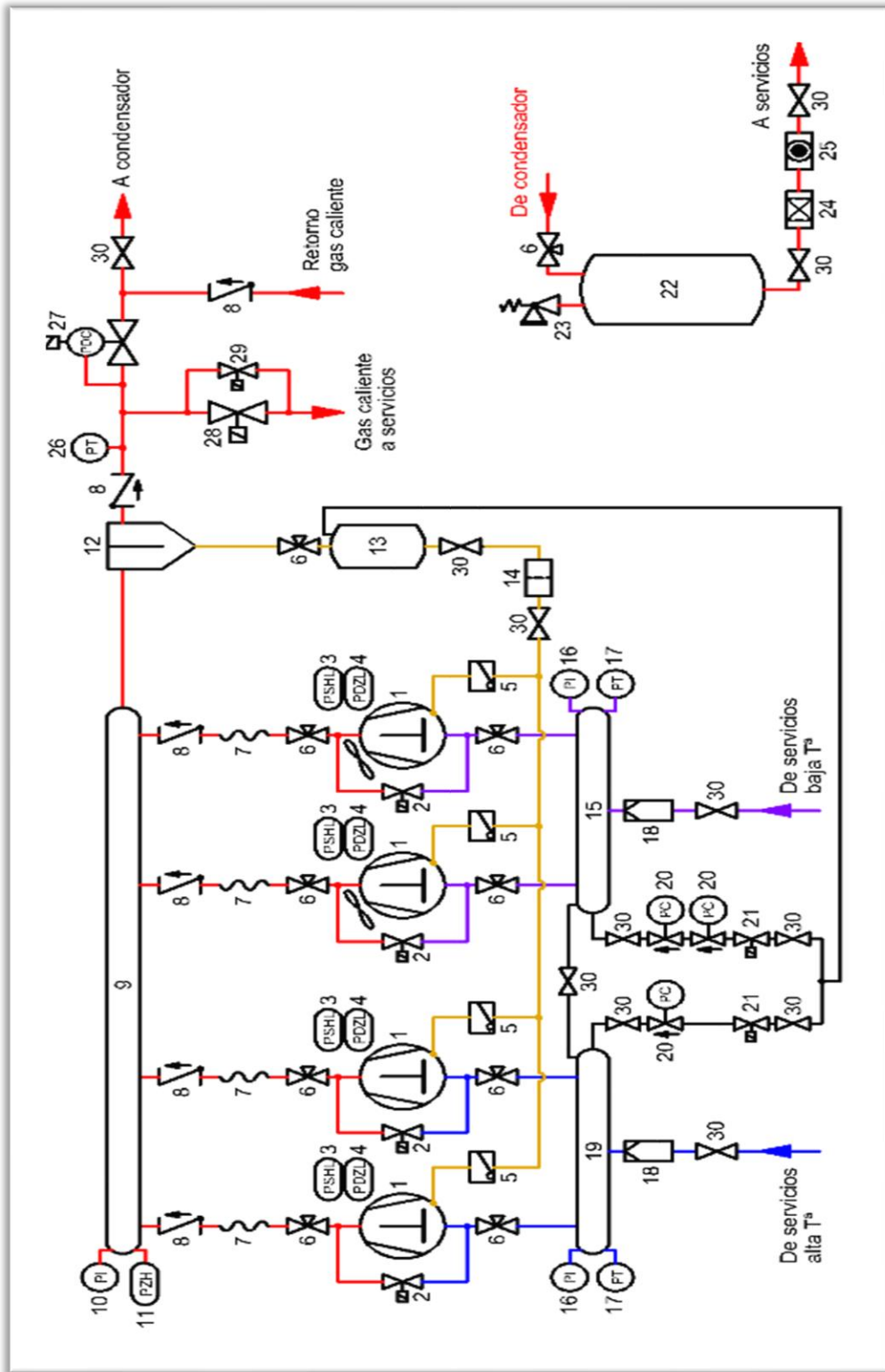
Los Diagramas P-h necesitados se obtendrán de la herramienta “Diagrama log(P)-h” del software “Coolselector 2”, esta herramienta cuenta con una biblioteca de los Diagramas P-h que necesitaremos; de este software también se utilizará la herramienta “Calculadora de refrigerante”, que nos permitirá obtener las presiones de saturación de las temperaturas y las entalpías de los estados que requiramos, también se usará el software del fabricante de compresores Bitzer, que nos proporcionará la temperatura del refrigerante en la descarga del compresor. Conocidas las entalpías y utilizando las ecuaciones (1), (2), (3) y (4) se procede a calcular el flujo másico, el trabajo del compresor, el calor rechazado y el COP. Este procedimiento se realizará con el sistema que opera con R507a y luego con las configuraciones del circuito del R744.

3.4 Central frigorífica alternativa de doble aspiración para Media y Baja Temperatura

En las industrias frigoríficas es común que existan servicios simultáneos de baja y media temperatura. Por esta razón, en lugar de instalar dos centrales frigoríficas independientes, se suele unificar la central en una sola bancada, instalando dos colectores de aspiración independientes para cada grupo de compresores. Esta configuración es la que se suele usar en la aplicación que se está desarrollando (Figura 16), con refrigerante R507a. Por ello se evaluará termodinámicamente esta configuración para tenerlo de referencia y compararlas con los sistemas de refrigeración que usan R744 en estado subcrítico.

Figura 16

Esquema frigorífico para central de doble aspiración



Nota. Representación gráfica de los componentes de un sistema de frío de doble aspiración. Fuente: Montaje y mantenimiento de instalaciones frigoríficas industriales (Santos, 2017), pág. 67

En la figura 16 podemos encontrar los siguientes componentes:

- | | |
|----------------------------------|--------------------------------------|
| 1. Compresor alternativo | 17. Sonda baja presión |
| 2. By pass arranque | 18. Filtro aspiración |
| 3. Presostato alta/baja | 19. Colector aspiración alta |
| 4. Presostato diferencial aceite | 20. Válvula despresurización |
| 5. Regulador nivel aceite | 21. Válvula solenoide |
| 6. Válvula servicio | despresurización |
| 7. Anti vibrador descarga | 22. Recipiente líquido |
| 8. Válvula retención | 23. Válvula seguridad |
| 9. Colector descarga | 24. Filtro líquido |
| 10. Manómetro alta presión | 25. Visor líquido |
| 11. Presostato alta general | 26. Sonda alta presión |
| 12. Separador aceite | 27. Válvula desescarche gas caliente |
| 13. Recipiente acumulador aceite | 28. Válvula solenoide gas caliente |
| 14. Filtro aceite | 29. Válvula solenoide ecualizadora |
| 15. Colector aspiración baja | 30. Válvula seccionamiento. |
| 16. Manómetro baja presión | |

3.5 Configuraciones del circuito frigorífico para usar R744 en estado subcrítico

Para que el R744 pueda condensarse y cumplir con el ciclo frigorífico debe trabajar en cascada con otro refrigerante que lo condense mediante un intercambiador de calor de placas. Se presentan dos configuraciones distintas en donde se usa el R744 en estado subcrítico.

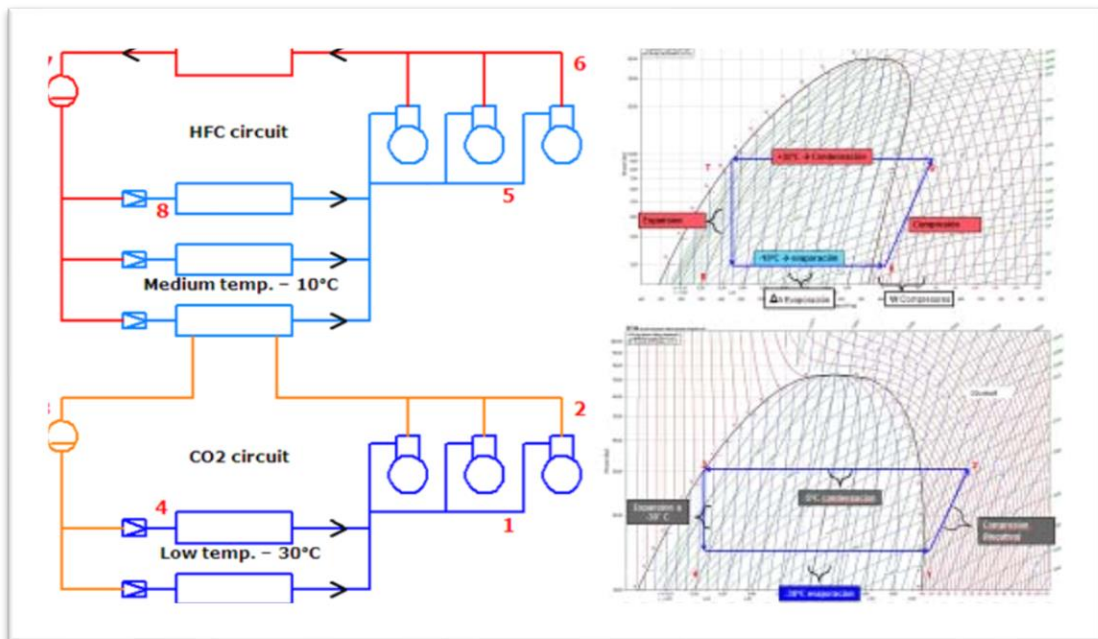
3.5.1 Sistema en cascada: R134a expansión seca para MT y CO2 para BT

El R744 se utiliza para obtener las bajas temperaturas requeridas en túneles o cámaras de congelación, y el R134a se utiliza para refrigerar las cámaras con temperaturas

próximas a 0°C y para condensar el CO₂. En la Figura 17 se muestra el circuito y ciclo termodinámico de esta configuración.

Figura 17

Sistema en Cascada con R134a expansión seca para MT y CO₂ para BT



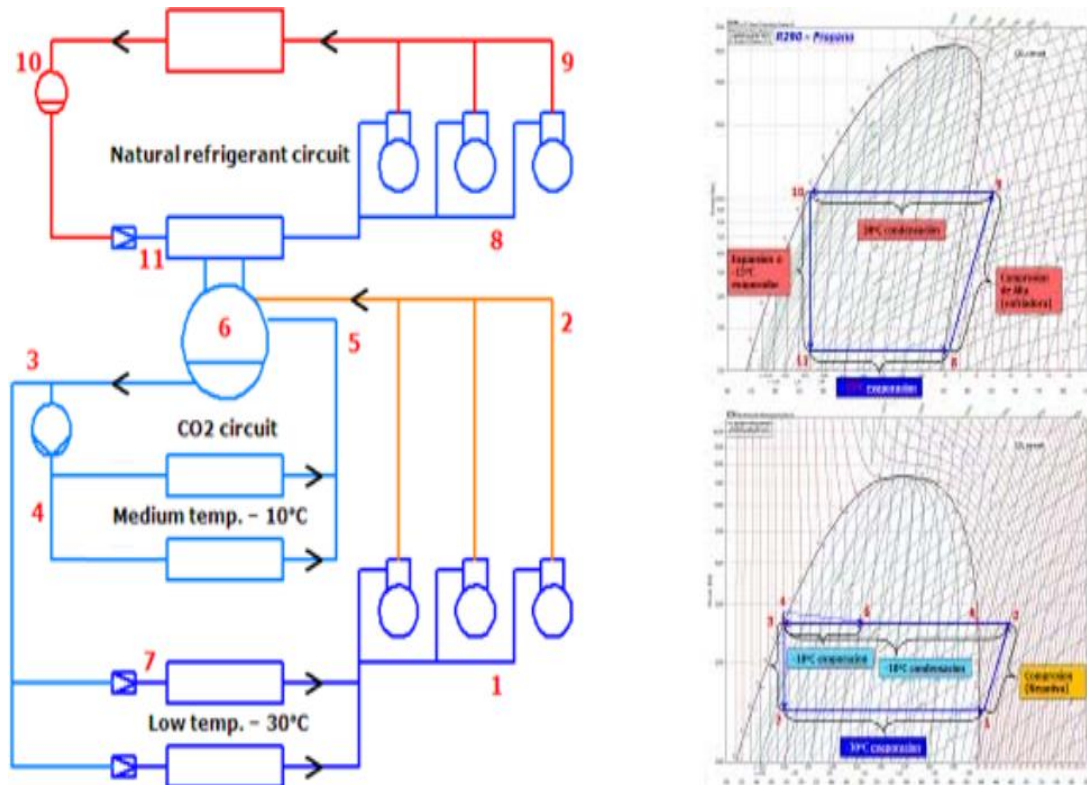
Nota. Adaptado de Aplicaciones con CO₂ en Refrigeración Comercial (2018).

3.5.2 Sistema en cascada con CO₂ bombeado para MT y expansión seca para BT

En este tipo de instalaciones los servicios de media y baja temperatura se abastecen desde el circuito del R744 y el circuito secundario solo se usa para condensar el circuito primario. En la Figura 18 se observa que el R744 es enviado desde el recipiente de líquido hacia los evaporadores de media temperatura mediante una bomba y para los servicios de baja temperatura se realiza mediante expansión directa, el circuito secundario puede ser HFC como el R134a o HC como el R-290.

Figura 18

Sistema en cascada con CO2 bombeado para MT y expansión seca BT.



Nota. Adaptado de Aplicaciones con CO2 en Refrigeración Comercial (LC FRIO, 2022)

3.6 Comparación de circuitos frigoríficos

Después de haberse determinado el COP, PCA, seguridad, Flujo másico, caudal volumétrico de cada sistema se procederá a realizar un cuadro comparativo considerando los parámetros mencionados.

3.7 Selección de las tuberías de Circuito frigorífico

La selección de los diámetros de las tuberías se realiza en función de la velocidad recomendada que debe tener el refrigerante al interior de estas. La velocidad promedio del fluido dentro de las tuberías se estima con la ecuación de continuidad, la cual es:

$$\dot{m} = \rho \cdot V_{prom} \cdot A_c \quad (20)$$

Y despejando la velocidad promedio:

$$V_{prom} = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot A_c} \quad (21)$$

El área de la sección transversal se determina con la siguiente ecuación:

$$A_c = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad (22)$$

Donde:

\dot{m} : flujo másico, ρ : densidad,

A_c : Área de la sección transversal de la tubería,

V_{prom} : Velocidad promedio del fluido,

D: Diámetro de la tubería

Los diámetros de tubería disponible se muestran en el Anexo 13.

IV Resultado y Discusión

4.1 Cálculo de Carga Térmica

Se empezará calculando la carga térmica de la planta frigorífica, el cálculo se realiza a cada uno de los seis ambientes, primero se obtendrán los requerimientos del producto y parámetros del recinto en base a la Figura 15, y a partir de esos datos se desarrollará el cálculo según lo presentado en la sección “3.2 Método para el cálculo de las cargas térmicas”.

4.1.1 Cámara de materia prima

<u>Requerimientos del producto</u>			
Masa	Tiempo	$T_{entrada}$	T_{final}
12000 Kg	24 hr	25 °C	0 °C

<u>Parámetros del recinto</u>			
Área	Altura	$T_{interior}$	$T_{ambiente}$
15.75 m ²	4 m	0 °C	30 °C

A. Transmisión de calor por conducción en cerramiento

Tabla 2

Transmisión de calor por cerramientos en la Cámara de materia prima

Descripción	U	A	$T_{exterior}$	$T_{interior}$	ΔT	\dot{Q}
Pared lado norte	0.364	18	32	0	32	18114.97
Pared lado sur	0.364	18	10	0	10	5660.93
Pared lado este	0.364	14	33	0	33	14529.72
Pared lado oeste	0.364	14	33	0	33	14529.72
Techo	0.364	15.75	35	0	35	17336.59
Piso	0.364	15.75	12.8	0	12.8	6340.24
Suma de las cargas de transmisión por superficies (\dot{Q}_1) =						76512.16

Nota. Los datos nos muestran los rangos de temperatura que funcionan con el sistema a evaluar. Fuente: Elaboración propia.

$$\dot{Q}_1 = 76512.16 \text{ KJ/día}$$

B. Carga por infiltración de aire

$$\text{Volumen de la cámara} = \text{Área} \times \text{altura} = 15.75 \text{ m}^2 \times 4 \text{ m} = 63 \text{ m}^3$$

$$V = 63 \text{ m}^3 \times \left(\frac{3.2808 \text{ ft}}{1 \text{ m}} \right)^3 = 2224.82 \text{ ft}^3$$

Del Anexo 7 se obtiene:

Volumen (Ft ³)	Cambios de aire/24 hr	Interpolando:
2000	12	
2224.82	F ₁	$\frac{3000 - 2000}{3000 - 2224.82} = \frac{9.5 - 12}{9.5 - F_1}$
3000	9.5	

$$F_1 = 11.44 \text{ cambios de aire de por día}$$

Del Anexo 8 se obtiene:

$$F_3 = 2.05 \text{ BTU/ft}^3$$

Aplicando los datos en la ecuación 8:

$$\dot{Q}_2 = V \times F_1 \times F_2$$

$$\dot{Q}_2 = 2224.82 \text{ ft}^3 \times \frac{11.44}{\text{día}} \times 2.05 \frac{\text{BTU}}{\text{ft}^3} = 52167.23 \frac{\text{BTU}}{\text{día}}$$

$$\dot{Q}_2 = 52167.23 \frac{\text{BTU}}{\text{día}} \times \frac{1.055 \text{ KJ}}{1 \text{ BTU}} = 55039.35 \frac{\text{KJ}}{\text{día}}$$

C. Carga por producto

$$m = 12000 \frac{\text{Kg}}{\text{día}}, \quad T_{\text{inicial}} = 25 \text{ }^\circ\text{C}, \quad T_{\text{final}} = 0 \text{ }^\circ\text{C}, \quad \Delta T = 25 \text{ }^\circ\text{C} - 0 \text{ }^\circ\text{C} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{Del Anexo 9 obtenemos } C_1 = 3.83 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg} \cdot \text{ }^\circ\text{C}}$$

Aplicando los datos en la ecuación 9:

$$\dot{Q}_3 = m \times C_1 \times \Delta T_1$$

$$\dot{Q}_3 = 12000 \frac{\text{Kg}}{\text{día}} \times 3.83 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg} \cdot \text{ }^\circ\text{C}} \times (25 \text{ }^\circ\text{C} - 0 \text{ }^\circ\text{C}) = 1149000 \frac{\text{KJ}}{\text{día}}$$

D. Cargas diversas

D.1 Personas. Se consideran dos personas trabajando dentro de la cámara para ingresar y extraer el producto durante cuatro horas al día. Aplicando los datos en la ecuación 12 (Ver Anexo 10 para determinar el F₂):

$$\dot{Q}_{4,1} = N x F_2 x T_p$$

$$\dot{Q}_{4,1} = 2 x 270 \frac{J}{s} x 4 \frac{hr}{día} x \frac{3600s}{1 hr} x \left(\frac{1 KJ}{1000 J} \right) = 7776 \frac{KJ}{día}$$

D.2 Iluminación. Se considera $F_1 = 1.5 W/ft^2$ por ser una cámara de enfriamiento y se asume que la iluminación de la cámara solo está operativa el tiempo que las personas se encuentren trabajando, $T_f = 4 horas$. Aplicando los datos en la ecuación 13:

$$\dot{Q}_{4,2} = A x F_1 x T_f$$

$$\dot{Q}_{4,2} = \left(15.75 m^2 x \frac{10.76 ft^2}{1 m^2} \right) x \left(1.5 \frac{W}{ft^2} x \frac{1 \frac{KJ}{s}}{1000 W} \right) x \left(4 \frac{hr}{día} x \frac{3600 s}{1 hr} \right)$$

$$\dot{Q}_{4,2} = 3660.55 \frac{KJ}{día}$$

D.3 Equipo motorizado. Se considera un motor de 3 hp para operar una grúa que movilice el producto, funcionando cuatro horas al día. Aplicando los datos en la ecuación 14.

$$\dot{Q}_{4,3} = P \left(3000 \frac{BTU}{HP} \right) x T_m$$

$$\dot{Q}_{4,3} = 3 HP x \left(3000 \frac{BTU}{HP} x \frac{1 \frac{KJ}{s}}{3412.14 \frac{BTU}{hr}} \right) x \left(4 \frac{hr}{día} x \frac{3600s}{1 hr} \right)$$

$$\dot{Q}_{4,3} = 37982.03 \frac{KJ}{día}$$

$$\dot{Q}_4 = \dot{Q}_{4,1} + \dot{Q}_{4,2} + \dot{Q}_{4,3} = 7776 \frac{KJ}{día} + 3660.55 \frac{KJ}{día} + 37982.03 \frac{KJ}{día} = 49418.58 \frac{KJ}{día}$$

Carga Parcial (\dot{Q}_P):

$$\dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 + \dot{Q}_3 + \dot{Q}_4 = 76512.16 \frac{KJ}{día} + 55039.35 \frac{KJ}{día} + 1149000 \frac{KJ}{día} + 49418.58 \frac{KJ}{día}$$

$$\dot{Q}_P = 1329970.09 \frac{KJ}{día}$$

- Según el Anexo 11 se considera veinte horas de funcionamiento al día, las cuatro horas restantes es usada para el deshielo del evaporador.
- Se utiliza un factor de seguridad de 10%.

Carga Total:

$$\dot{Q}_T = \frac{\dot{Q}_P}{hr_{funcionamiento}} \times F.S$$

$$\dot{Q}_T = \frac{1329970.09 \frac{KJ}{día}}{20 \frac{hr}{día}} \times 1.1 = 135917.88 \frac{KJ}{hr} \times \frac{1 hr}{3600s} = 20.32 KW$$

4.1.2 Sala de trabajo

<u>Requerimientos del producto</u>			
Masa	Tiempo	$T_{entrada}$	T_{final}
6000 Kg	24 hr	0 °C	0 °C
<u>Parámetros del recinto</u>			
Área	Altura	$T_{interior}$	$T_{ambiente}$
48 m ²	4 m	10 °C	30 °C

A. Transmisión de calor por conducción en cerramiento

Tabla 3

Transmisión de calor por cerramientos en la Sala de trabajo

Descripción	U	A	$T_{exterior}$	$T_{interior}$	ΔT	\dot{Q}
Pared lado norte-1	0.364	18	0	10	-10	-5660.93
Pared lado norte-2	0.364	6	32	10	22	4151.35
Pared lado sur	0.187	24	-20	10	-30	-11632.90
Pared lado este – 1	0.187	16	-31	10	-41	-10598.86
Pared lado este – 2	0.364	16	0	10	-10	-5031.94
Pared lado oeste	0.364	32	33	10	23	23146.91
Techo	0.364	48	35	10	25	37739.52
Piso	0.364	48	12.8	10	2.8	4226.83
Suma de las cargas de transmisión por superficies (\dot{Q}_1) =						36339.98

Nota. Los datos nos muestran los rangos de temperatura que funcionan con el sistema a evaluar. Fuente: Elaboración propia.

$$\dot{Q}_1 = 36339.98 \text{ KJ/día}$$

B. Carga por infiltración de aire

$$\text{Volumen de la cámara} = \text{Área} \times \text{altura} = 48 \text{ m}^2 \times 4 \text{ m} = 192 \text{ m}^3$$

$$V = 192 \text{ m}^3 \times \left(\frac{3.2808 \text{ ft}}{1 \text{ m}} \right)^3 = 6780.42 \text{ ft}^3$$

Del Anexo 7 se obtiene:

Volumen(ft ³)	Cambios de aire/24 hr	Interpolando:
6000	6.5	
6780	F_1	
8000	5.5	
		$\frac{8000 - 6000}{8000 - 6780} = \frac{5.5 - 6.5}{5.5 - F_1}$

$$F_1 = 6.11 \text{ cambios de aire de por día}$$

Del Anexo 8 se obtiene:

$$F_3 = 1.45 \text{ BTU/ft}^3$$

Aplicando los datos en la ecuación 8:

$$\dot{Q}_2 = V \times F_1 \times F_2$$

$$\dot{Q}_2 = 6780.42 \text{ ft}^3 \times \frac{6.11}{\text{día}} \times 1.45 \frac{\text{BTU}}{\text{ft}^3} = 60071.10 \frac{\text{BTU}}{\text{día}}$$

$$\dot{Q}_2 = 60071.10 \frac{\text{BTU}}{\text{día}} \times \frac{1.055 \text{ KJ}}{1 \text{ BTU}} = 63378.38 \frac{\text{KJ}}{\text{día}}$$

C. Carga por producto

$$m = 8000 \frac{\text{Kg}}{\text{día}} \quad T_{\text{inicial}} = 0^\circ\text{C} \quad T_{\text{final}} = 0^\circ\text{C} \quad \Delta T = 0 - 0^\circ\text{C} = 0^\circ\text{C}$$

$$\text{Del Anexo 9 obtenemos } C_1 = 3.83 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{C}}$$

$$\dot{Q}_3 = m \times C_1 \times \Delta T_1$$

$$\dot{Q}_3 = 8000 \frac{\text{Kg}}{\text{día}} \times 3.83 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{C}} \times 0^\circ\text{C} = 0 \frac{\text{KJ}}{\text{día}}$$

D. Cargas diversas

D.1 Personas. Por requerimiento sabemos que trabajan 15 personas durante el día. Aplicando los datos en la ecuación 12 (Ver Anexo 10 para determinar el F_2):

$$\dot{Q}_{4,2} = NxF_2xT_p$$

$$\dot{Q}_{4,2} = 15x \left(210 Wx \frac{1 \frac{KJ}{s}}{1000 W} \right) x \left(24 \frac{hr}{día} x \frac{3600s}{1 hr} \right) = 272160 \frac{KJ}{día}$$

D.2 Iluminación. Se considera $F_1 = 2.5 KW/m^2$ por ser una sala de trabajo y se asume que la iluminación de la cámara solo está operativa el tiempo que las personas se encuentren trabajando, $T_f = 24 horas$.

$$\dot{Q}_{4,1} = Ax F_1 x T_f$$

$$\dot{Q}_{4,1} = \left(48 m^2 x \frac{10.76 ft^2}{1 m^2} \right) x \left(2.5 \frac{W}{ft^2} x \frac{1 \frac{KJ}{s}}{1000 W} \right) x \left(24 \frac{hr}{día} x \frac{3600 s}{1 hr} \right)$$

$$\dot{Q}_{4,1} = 111559.68 \frac{KJ}{día}$$

D.3 Equipo motorizado. No se consideran equipos motorizados.

$$\dot{Q}_4 = \dot{Q}_{4,1} + \dot{Q}_{4,2} + \dot{Q}_{4,3} = 272160 \frac{KJ}{día} + 111559.68 \frac{KJ}{día} + 0 = 383719.68 \frac{KJ}{día}$$

Carga Parcial:

$$\dot{Q}_p = \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 + \dot{Q}_3 + \dot{Q}_4$$

$$\dot{Q}_p = 36339.98 \frac{KJ}{día} + 63378.38 \frac{KJ}{día} + 0 + 383719.68 \frac{KJ}{día}$$

$$\dot{Q}_p = 483438.03 \frac{KJ}{día}$$

- Según el Anexo 11 se considera veinte horas de funcionamiento al día, las cuatro horas restantes es usada para el deshielo del evaporador.

- Se utiliza un factor de seguridad de 10%.

Carga Total:

$$\dot{Q}_T = \frac{\dot{Q}_P}{hr_{funcionamiento}} \times F.S$$

$$\dot{Q}_T = \frac{483438.03 \frac{KJ}{día}}{20 \frac{hr}{día}} \times 1.1 = 26589.09 \frac{KJ}{hr} \times \frac{1 hr}{3600s} = 7.39 KW$$

4.1.3 Sala de empaque

		<u>Parámetros del producto</u>		
Masa		Tiempo	$T_{entrada}$	T_{final}
6000 kg		24 hr	-20 °C	-18 °C
		<u>Parámetros del recinto</u>		
Área		Altura	$T_{interior}$	$T_{ambiente}$
16 m ²		4 m	°C	30 °C

A. Transmisión de calor por conducción en cerramiento

Para una temperatura interior de 10 °C se usan paneles de poliestireno de 4 in. de espesor, comercialmente encontramos de 100 mm. Las superficies que se les considera un incremento de temperatura por exposición directa a la radiación solar son las paredes de los lados norte, este, oeste y el techo. Las cargas térmicas son:

Tabla 4

Transmisión de calor por cerramientos en la Sala de empaque

Descripción	U	A	$T_{exterior}$	$T_{interior}$	ΔT	\dot{Q}
Pared lado norte	0.187	16	-31	0	-31	-8013.77
Pared lado sur	0.187	16	-20	0	-20	-5170.18
Pared lado este	0.364	16	33	0	33	16605.39
Pared lado oeste	0.364	16	10	0	10	5031.94
Techo	0.364	16	35	0	35	17611.78
Piso	0.364	16	12.8	0	12.8	6440.88
Suma de las cargas de transmisión por superficies (\dot{Q}_1) =						32506.03

Nota. Los datos nos muestran los rangos de temperatura que funcionan con el sistema a evaluar. Fuente: Elaboración propia.

$$\dot{Q}_1 = 0.37 \frac{KJ}{s} \times \frac{3600 s}{1 hr} \times \frac{24 hr}{1 día} = 32506.03 \frac{KJ}{día}$$

B. Carga por infiltración de aire

Volumen de la cámara = Área x altura = $16 m^2 \times 4 m = 64 m^3$

$$V = 64 m^3 \times \left(\frac{3.2808 ft}{1 m} \right)^3 = 2260.14 ft^3$$

Del Anexo 7 se obtiene:

Volumen (ft ³)	cambios de aire/24 hr	Interpolando:
2000	12	
2260.14	F ₁	$\frac{3000 - 2000}{3000 - 2260.14} = \frac{9.5 - 12}{9.5 - F_1}$
3000	9.5	

$$F_1 = 11.35 \text{ cambios de aire de por día}$$

Del Anexo 8 se obtiene:

$$F_3 = 2.05 \text{ BTU}/ft^3$$

Aplicando los datos en la ecuación 8:

$$\dot{Q}_2 = V \times F_1 \times F_2$$

$$\dot{Q}_2 = 2260.14 ft^3 \times \frac{11.35}{día} \times 2.05 \frac{BTU}{ft^3} = 52586.17 \frac{BTU}{día}$$

$$\dot{Q}_2 = 52586.17 \frac{BTU}{día} \times \frac{1.055 KJ}{1 BTU} = 55481.36 \frac{KJ}{día}$$

C. Carga por producto

$$m = 8000 \frac{Kg}{día}, \quad T_{inicial} = 0^\circ C, \quad T_{final} = 0^\circ C, \quad \Delta T = 0^\circ C - 0^\circ C = 0^\circ C$$

Del Anexo 9 obtenemos $C_1 = 3.83 \frac{KJ}{Kg \cdot ^\circ C}$

$$\dot{Q}_3 = m \times C_1 \times \Delta T_1$$

$$\dot{Q}_3 = 8000 \frac{Kg}{día} \times 3.83 \frac{KJ}{Kg \cdot ^\circ C} \times 0^\circ C = 0 \frac{KJ}{día}$$

D. Cargas diversas

D.1 Personas. Por requerimiento sabemos que trabajan 5 personas durante el día.

Aplicando los datos en la ecuación 12 (Ver Anexo 10 para determinar el F_2):

$$\dot{Q}_{4,2} = N x F_2 x T_p$$

$$\dot{Q}_{4,2} = 5 x \left(270 \text{ W} x \frac{1 \frac{\text{KJ}}{\text{s}}}{1000 \text{ W}} \right) x \left(8 \frac{\text{hr}}{\text{día}} x \frac{3600 \text{s}}{1 \text{ hr}} \right) = 38880 \frac{\text{KJ}}{\text{día}}$$

D.2 Iluminación. Se considera $F_1 = 2.5 \text{ W/ft}^2$ por ser un espacio donde se trabaja y se asume que la iluminación de la cámara está operativa el tiempo que las personas se encuentren trabajando, $T_f = 8 \text{ horas}$.

$$\dot{Q}_{4,2} = A x F_1 x T_f$$

$$\dot{Q}_{4,1} = \left(16 \text{ m}^2 x \frac{10.76 \text{ ft}^2}{1 \text{ m}^2} \right) x \left(2.5 \frac{\text{W}}{\text{ft}^2} x \frac{1 \frac{\text{KJ}}{\text{s}}}{1000 \text{ W}} \right) x \left(8 \frac{\text{hr}}{\text{día}} x \frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ hr}} \right)$$

$$\dot{Q}_{4,1} = 12395.52 \text{ KJ/día}$$

D.3 Equipo motorizado

No se consideran equipos motorizados

$$\dot{Q}_4 = \dot{Q}_{4,1} + \dot{Q}_{4,2} + \dot{Q}_{4,3} = 38880 \frac{\text{KJ}}{\text{día}} + 12395.52 \frac{\text{KJ}}{\text{día}} + 0 = 51275.52 \frac{\text{KJ}}{\text{día}}$$

Carga Parcial:

$$\dot{Q}_p = \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 + \dot{Q}_3 + \dot{Q}_4 = 32506.03 \frac{\text{KJ}}{\text{día}} + 55481.36 \frac{\text{KJ}}{\text{día}} + 0 + 51275.52 \frac{\text{KJ}}{\text{día}}$$

$$\dot{Q}_p = 139262.91 \frac{\text{KJ}}{\text{día}}$$

- Según el Anexo 11 se considera veinte horas de funcionamiento al día, las cuatro horas restantes es usada para el deshielo del evaporador.
- Se utiliza un factor de seguridad de 10%.

Carga Total:

$$\dot{Q}_T = \frac{\dot{Q}_P}{hr_{funcionamiento}} \times F.S$$

$$\dot{Q}_T = \frac{139262.91 \frac{KJ}{día}}{20 \frac{hr}{día}} \times 1.1 = 7659.46 \frac{KJ}{hr} \times \frac{1 hr}{3600s} = 2.13 KW$$

4.1.4 Anden de despacho

<u>Parámetros del producto</u>			
Masa	Tiempo	$T_{entrada}$	T_{final}
6000 Kg	24 hr	-20 °C	-20 °C
<u>Parámetros del recinto</u>			
Área	Altura	$T_{interior}$	$T_{ambiente}$
24 m ²	4 m	0 °C	°C

A. Transmisión de calor por conducción en cerramiento

Para una temperatura interior de 10 °C se usan paneles de poliestireno de 4 in. de espesor, comercialmente encontramos de 100 mm. Las superficies que se les considera un incremento de temperatura por exposición directa a la radiación solar son las paredes de los lados norte, este, oeste y el techo. Las cargas térmicas son:

Tabla 5

Transmisión de calor por cerramientos en el Andén de despacho

Descripción	U	A	$T_{exterior}$	$T_{interior}$	ΔT	\dot{Q}
Pared lado norte	0.364	12	31.1	0	32	12076.65
Pared lado sur	0.364	12	31.1	0	32	12076.65
Pared lado este	0.364	32	32.2	0	33	33210.78
Pared lado oeste	0.187	32	-20	0	-20	-10340.35
Techo	0.364	24	35	0	35	26417.66
Piso	0.364	24	12.8	0	12.8	9661.32
Suma de las cargas de transmisión por superficies (\dot{Q}_1)=						83102.7

Nota. Los datos nos muestran los rangos de temperatura que funcionan con el sistema a evaluar. Fuente: Elaboración propia.

$$\dot{Q}_1 = 83102.7 \frac{KJ}{\text{día}}$$

B. Carga por infiltración de aire

Volumen de la cámara = Área x altura = $24 \text{ m}^2 \times 4 \text{ m} = 96 \text{ m}^3$

$$V = 96 \text{ m}^3 \times \left(\frac{3.2808 \text{ ft}}{1 \text{ m}} \right)^3 = 3390.21 \text{ ft}^3$$

De las Tabla 7 se obtiene:

Volumen (ft ³)	cambios de aire/24 hr	Interpolando
3000	9.5	
3390.21	F ₁	$\frac{4000 - 3000}{4000 - 3390.21} = \frac{8.2 - 9.5}{8.2 - F_1}$
4000	8.2	

$$F_1 = 8.99 \text{ cambios de aire de por día}$$

De la Tabla 8 se obtiene:

$$F_3 = 2.05 \text{ BTU}/\text{ft}^3$$

Aplicando los datos en la ecuación (8):

$$\dot{Q}_2 = V \times F_1 \times F_2$$

$$\dot{Q}_2 = 3390.21 \text{ ft}^3 \times \frac{8.99}{\text{día}} \times 2.05 \frac{\text{BTU}}{\text{ft}^3} = 62498.81 \frac{\text{BTU}}{\text{día}}$$

$$\dot{Q}_2 = 62498.81 \frac{\text{BTU}}{\text{día}} \times \frac{1.055 \text{ KJ}}{1 \text{ BTU}} = 65939.75 \frac{\text{KJ}}{\text{día}}$$

C. Carga por producto

$$m = 8000 \frac{\text{Kg}}{\text{día}} \quad T_{\text{inicial}} = -20^\circ\text{C} \quad T_{\text{final}} = -20^\circ\text{C} \quad \Delta T = 0 - 0^\circ\text{C} = 0^\circ\text{C}$$

Del Anexo 9 obtenemos $C_1 = 3.83 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{C}}$

$$\dot{Q}_3 = 8000 \frac{\text{Kg}}{\text{día}} \times 3.83 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{C}} \times 0^\circ\text{C} = 0 \frac{\text{KJ}}{\text{día}}$$

D. Cargas diversas

D.1 Personas

Por requerimiento sabemos que trabajan 2 personas durante el día. Aplicando los datos en la ecuación 12 (Ver Anexo 10 para determinar el F_2):

$$\dot{Q}_{4,1} = NxF_2xT_p$$

$$\dot{Q}_{4,1} = 2x \left(270 \text{ W} x \frac{1 \frac{\text{KJ}}{\text{s}}}{1000 \text{ W}} \right) x \left(4 \frac{\text{hr}}{\text{día}} x \frac{3600 \text{s}}{1 \text{ hr}} \right) = 7776 \frac{\text{KJ}}{\text{día}}$$

D.2 Iluminación

Se considera $F_1 = 2.5 \text{ W/ft}^2$ por ser un espacio donde se trabaja y se asume que la iluminación de la cámara está operativa el tiempo que las personas se encuentren trabajando, $T_f = 4 \text{ horas}$.

$$\dot{Q}_{4,2} = Ax F_1 x T_f$$

Reemplazando:

$$\dot{Q}_{4,2} = \left(24 \text{ m}^2 x \frac{10.76 \text{ ft}^2}{1 \text{ m}^2} \right) x \left(2.5 \frac{\text{W}}{\text{ft}^2} x \frac{1 \frac{\text{KJ}}{\text{s}}}{1000 \text{ W}} \right) x \left(4 \frac{\text{hr}}{\text{día}} x \frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ hr}} \right)$$

$$\dot{Q}_{4,2} = 9296.64 \text{ KJ/día}$$

D.3 Equipo motorizado. Se considera un motor de 2.5 hp para operar una grúa que movilice el producto, funcionando cuatro horas al día.

$$\dot{Q}_{4,3} = P \left(3000 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} \frac{\text{HP}}{\text{HP}} \right) x T_m$$

$$\dot{Q}_{4,3} = 3 \text{ HP} x \left(3000 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} x \frac{1 \frac{\text{KJ}}{\text{s}}}{3412.14 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}} \right) x \left(4 \frac{\text{hr}}{\text{día}} x \frac{3600 \text{s}}{1 \text{ hr}} \right)$$

$$\dot{Q}_{4,3} = 37982.03 \text{ KJ/día}$$

$$\dot{Q}_4 = \dot{Q}_{4,1} + \dot{Q}_{4,2} + \dot{Q}_{4,3} = 7776 \frac{\text{KJ}}{\text{día}} + 9296.64 \frac{\text{KJ}}{\text{día}} + 37982.03 \frac{\text{KJ}}{\text{día}} = 55054.6 \frac{\text{KJ}}{\text{día}}$$

Carga Parcial

$$\dot{Q}_p = \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 + \dot{Q}_3 + \dot{Q}_4 = 83102.7 \frac{\text{KJ}}{\text{día}} + 65939.75 \frac{\text{KJ}}{\text{día}} + 0 + 55054.67 \frac{\text{KJ}}{\text{día}}$$

$$\dot{Q}_P = 204097.11 \text{ KJ/día}$$

- Según el Anexo 11 se considera veinte horas de funcionamiento al día, las cuatro horas restantes es usada para el deshielo del evaporador.
- Se utiliza un factor de seguridad de 10%.

Carga Total:

$$\dot{Q}_T = \frac{\dot{Q}_P}{hr_{funcionamiento}} \times F.S$$

$$\dot{Q}_T = \frac{204097.11 \frac{\text{KJ}}{\text{día}}}{20 \frac{\text{hr}}{\text{día}}} \times 1.1 = 11225.34 \frac{\text{KJ}}{\text{hr}} \times \frac{1 \text{ hr}}{3600\text{s}} = 3.12 \text{ KW}$$

4.1.5 Cámara de congelados

		<u>Parámetros del producto</u>		
Masa		Tiempo	$T_{entrada}$	T_{final}
6000 Kg		24 hr	-18 °C	-20 °C
		<u>Parámetros del recinto</u>		
Área		Altura	$T_{interior}$	$T_{ambiente}$
80 m ²		4 m	-20 °C	30°C

A. Transmisión de calor por conducción en cerramiento

Para una temperatura interior de 10 °C se usan paneles de poliestireno de 4 in. de espesor, comercialmente encontramos de 100 mm. Las superficies que se les considera un incremento de temperatura por exposición directa a la radiación solar son las paredes de los lados norte, este, oeste y el techo. Las cargas térmicas son:

Tabla 6*Transmisión de calor por cerramientos en la Cámara de congelados*

Descripción	U	A	$T_{exterior}$	$T_{interior}$	ΔT	\dot{Q}
Pared lado norte - 1	0.187	24	10	-20	30	11632.90
Pared lado norte - 2	0.187	16	0	-20	20	5170.18
Pared lado sur	0.187	40	32	-20	52	33606.14
Pared lado este	0.187	32	0	-20	20	10340.35
Pared lado oeste	0.187	32	33	-20	53	27401.93
Techo	0.187	80	35	-20	55	71089.92
Piso	0.187	80	12.8	-20	32.8	42395.44
Suma de las cargas de transmisión por superficies (\dot{Q}_1)=						201636.86

Nota. Los datos nos muestran los rangos de temperatura que funcionan con el sistema a evaluar. Fuente: Elaboración propia.

$$\dot{Q}_1 = 201636.86 \frac{KJ}{día}$$

B. Carga por infiltración de aire

Volumen de la cámara = Área x altura = $80 m^2 \times 4 m = 320 m^3$

$$V = 320 m^3 \times \left(\frac{3.2808 ft}{1 m} \right)^3 = 11300.69 ft^3$$

De la tabla 7 se obtiene:

Volumen (ft ³)	cambios de aire/24 hr	Interpolando:
10000	3.8	
11300.69	F_1	$\frac{15000 - 10000}{15000 - 11300.69} = \frac{3 - 3.8}{3 - F_1}$
15000	3	

$F_1 = 3.59$ cambios de aire de por día

De la Tabla 8 se obtiene:

$$F_3 = 2.89 \text{ BTU}/ft^3$$

Aplicando los datos en la ecuación (8):

$$\dot{Q}_2 = V \times F_1 \times F_2$$

$$\dot{Q}_2 = 11300.69 ft^3 \times \frac{3.59}{día} \times 2.89 \frac{BTU}{ft^3} = 117307.52 \frac{BTU}{día}$$

$$\dot{Q}_2 = 117307.52 \frac{BTU}{día} \times \frac{1.055 KJ}{1 BTU} = 123766.01 \frac{KJ}{día}$$

C. Carga por producto

$$\dot{m} = 6000 \text{ Kg/día}, T_{inicial} = -18^\circ C, T_{final} = -20^\circ C, \Delta T = -18^\circ C + 20^\circ C = 2^\circ C$$

$$\text{Del Anexo 9 obtenemos } C_2 = 2.06 \frac{KJ}{Kg \cdot ^\circ C}$$

$$\dot{Q}_3 = 6000 \frac{Kg}{día} \times 2.06 \frac{KJ}{Kg \cdot ^\circ C} \times 2^\circ C = 24720 \frac{KJ}{día}$$

D. Cargas diversas

D.1 Personas

Por requerimiento sabemos que trabajan 2 personas durante el día. Aplicando los datos en la ecuación 12 (Ver Anexo 10 para determinar el F_2):

$$\dot{Q}_{4,2} = N \times F_2 \times T_p$$

$$\dot{Q}_{4,2} = 2 \times \left(390 \text{ W} \times \frac{1 \frac{KJ}{s}}{1000 \text{ W}} \right) \times \left(4 \frac{hr}{día} \times \frac{3600 s}{1 hr} \right) = 11232 \frac{KJ}{día}$$

D.2 Iluminación

Se considera $F_1 = 1.5 \text{ W/ft}^2$ por ser un espacio donde se trabaja y se asume que la iluminación de la cámara está operativa el tiempo que las personas se encuentren trabajando, $T_f = 4 \text{ horas}$.

$$\dot{Q}_{4,1} = A \times F_1 \times T_f$$

$$\dot{Q}_{4,1} = \left(80 \text{ m}^2 \times \frac{10.76 \text{ ft}^2}{1 \text{ m}^2} \right) \times \left(1.5 \frac{\text{W}}{\text{ft}^2} \times \frac{1 \frac{KJ}{s}}{1000 \text{ W}} \right) \times \left(4 \frac{hr}{día} \times \frac{3600 s}{1 hr} \right)$$

$$\dot{Q}_{4,1} = 18593.28 \text{ KJ/día}$$

D.3 Equipo motorizado

Se considera un motor de 2.5 hp para operar una grúa que movilice el producto, funcionando cuatro horas al día.

$$\dot{Q}_{4,3} = P \left(3000 \frac{BTU}{hr} \right) \times T_m$$

$$\dot{Q}_{4,3} = 3 \text{ HP} \times \left(3000 \frac{BTU}{hr} \times \frac{1 \frac{KJ}{s}}{3412.14 \frac{BTU}{hr}} \right) \times \left(4 \frac{hr}{día} \times \frac{3600s}{1 hr} \right)$$

$$\dot{Q}_{4,3} = 37982.03 \text{ KJ/día}$$

$$\dot{Q}_4 = \dot{Q}_{4,1} + \dot{Q}_{4,2} + \dot{Q}_{4,3} = 11232 \frac{KJ}{día} + 18593.3 \frac{KJ}{día} + 37982 \frac{KJ}{día} = 67807.3 \frac{KJ}{día}$$

Carga Parcial:

$$\dot{Q}_P = \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 + \dot{Q}_3 + \dot{Q}_4$$

$$\dot{Q}_P = 201636.86 \frac{KJ}{día} + 123766.01 \frac{KJ}{día} + 24720 \frac{KJ}{día} + 67807.3 \frac{KJ}{día} = 417930.18 \frac{KJ}{día}$$

- Según el Anexo 11 se considera veinte horas de funcionamiento al día, las cuatro horas restantes es usada para el deshielo del evaporador.
- Se utiliza un factor de seguridad de 10%.

Carga Total:

$$\dot{Q}_T = \frac{\dot{Q}_P}{hr_{funcionamiento}} \times F.S$$

$$\dot{Q}_T = \frac{417930.18 \frac{KJ}{día}}{20 \frac{hr}{día}} \times 1.1 = 22986.16 \frac{KJ}{hr} \times \frac{1 hr}{3600s} = 6.39 \text{ KW}$$

4.1.6 Túnel de congelados

<u>Parámetros del producto</u>			
Masa	Tiempo	$T_{entrada}$	T_{final}
1500 Kg	6 hr	5 °C	-20 °C

Área	Parámetros del recinto		
	Altura	$T_{interior}$	$T_{ambiente}$
80 m ²	4 m	-31 °C	30 °C

A. Transmisión de calor por conducción en cerramiento

Tabla 7

Transmisión de calor por cerramientos en el Túnel de congelados

Descripción	U	A	$T_{exterior}$	$T_{interior}$	ΔT	\dot{Q}
Pared lado norte	0.187	16	32	-31	63	0.19
Pared lado sur	0.187	16	0	-31	31	0.09
Pared lado este	0.187	16	33	-31	64	0.19
Pared lado oeste	0.187	16	10	-31	41	0.12
Techo	0.187	16	35	-31	66	0.20
Piso	0.187	16	12.8	-31	43.8	0.13
Suma de las cargas de transmisión por superficies (\dot{Q}_1)=						0.92

Nota. Los datos nos muestran los rangos de temperatura que funcionan con el sistema a evaluar. Fuente: Elaboración propia.

$$\dot{Q}_1 = 201636.86 \frac{KJ}{día}$$

B. Carga por infiltración de aire

No se considera este tipo de carga ya que, durante el funcionamiento del túnel, las puertas permanecen cerradas.

C. Carga por producto

$$m = 1500 \frac{Kg}{hr} \quad T_{inicial} = 5 \text{ °C} \quad T_{final} = -20 \text{ °C}$$

$$\text{Del Anexo 9 obtenemos: } C_1 = 3.83 \frac{KJ}{Kg \cdot \text{°C}}, C_2 = 2.06 \frac{KJ}{Kg \cdot \text{°C}}, C_L = 283 \frac{KJ}{Kg}$$

Y la temperatura de congelación de -1.6 °C.

$$\dot{Q}_3 = \dot{Q}_{3.1} + \dot{Q}_{3.2} + \dot{Q}_{3.3}$$

$$\dot{Q}_3 = mxc_1x\Delta T + mxcl + mxc_2x\Delta T$$

$$\dot{Q}_3 = m[(C_1x\Delta T_1) + cL + (C_2x\Delta T_2)]$$

$$\dot{Q}_3 = 1500 \frac{Kg}{hr} \left[\left(3.83 \frac{KJ}{Kg \cdot ^\circ C} \times 5 - (-1.6) \right) + 283 \frac{KJ}{Kg} + 2.06 \frac{KJ}{Kg \cdot ^\circ C} \times (-1.6 + 20) \right]$$

$$\dot{Q}_3 = 86545.5 \frac{KJ}{hr} \times \frac{1 hr}{3600 s} = 24.04 KW$$

D. Cargas diversas

D.1 Equipos motorizados. Se revisaron fichas técnicas para este tipo de evaporadores y coincidieron en que usan ventiladores de 15 KW, y usando la ecuación (14) se obtiene:

$$\dot{Q}_{4,3} = \left(3000 \frac{BTU}{hr \times hp} \right) \times P (hp) \times T_f \left(\frac{hr}{día} \right) \times \left(\frac{1.055 KJ}{1 BTU} \right)$$

$$\dot{Q}_{4,3} = \left(3000 \frac{BTU}{hr \times hp} \right) \times (20.12 hp) \times \left(\frac{24 hr}{día} \right) \times \left(\frac{1.055 KJ}{1 BTU} \right)$$

$$\dot{Q}_{4,3} = 1528315.2 \frac{KJ}{día} \times \left(\frac{1 día}{24 hr} \right) \times \left(\frac{1 hr}{3600 s} \right) = 17.7 KW.$$

No se consideran cargas por iluminación, ni cargas por personas.

$$\dot{Q}_4 = \dot{Q}_{4,1} + \dot{Q}_{4,2} + \dot{Q}_{4,3} = 0 + 0 + 17.7 KW = 17.7 KW$$

Carga Parcial

$$\dot{Q}_P = \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 + \dot{Q}_3 + \dot{Q}_4 = 0.92 KW + 0 + 24.04 KW + 17.7 KW = 42.65 KW$$

- Se utiliza un factor de seguridad de 10%.
- Se considera un trabajo continuo de 24 horas por día.

Carga Total:

$$\dot{Q}_T = \dot{Q}_P \times F.S$$

$$\dot{Q}_T = 42.65 KW \times 1.1 = 46.92 KW$$

Tabla 8*Cargas térmicas obtenidas por cada ambiente*

Ambiente	Temperatura (°C)	Carga térmica (KW)
Cámara de materia prima	0	20.32
Sala de procesos	10	7.39
Sala de empaque	0	2.13
Andén de despacho	0	3.12
Cámara de congelado	-20	6.39
Túnel de congelación	-30	46.92
Total de cargas de media temperatura		32.95
Total, de cargas de baja temperatura		53.30

Nota. Los datos nos muestran los rangos de temperatura que funcionan con el sistema a evaluar en cada una de sus áreas de trabajo. Fuente: Elaboración propia.

4.2 Análisis termodinámico de los Sistemas Frigoríficos planteados.

En esta sección se evalúan las posibles configuraciones de la planta frigorífica. Se empezará analizando el circuito frigorífico operando con refrigerante R507A para tener sus resultados de referencia y luego se evaluarán los dos circuitos con refrigerante R744 planteados en la sección “3.5 Configuraciones del circuito frigorífico para usar R744 en estado subcrítico”, estos son:

- Sistema en cascada con R134a en expansión seca para MT y CO_2 para BT.
- Sistema en cascada con CO_2 bombeado para MT y expansión seca para BT

Para la evaluación de las distintas alternativas se considera que los circuitos planteados trabajen en las mismas condiciones. Según la Figura 15, donde se muestran los requerimientos de cada ambiente, los servicios de media temperatura requieren una temperatura interior de 0°C (cámara de materia prima, sala de empaque y andén de despacho), y 10 °C (sala de procesos). Considerando las recomendaciones expuestas en la Tabla 13 elegimos $\Delta T_{evap.} = 6\text{ }^{\circ}\text{C}$ para la cámara de materia prima, sala de empaque y

andén de despacho y $\Delta T_{evap.} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ para la sala de procesos. Aplicando la ec. (15) la temperatura de evaporación para los servicios de $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ resulta:

$$T_{evap.} = T_{int.} - \Delta T_{evap.}$$

$$T_{evap.} = 0\text{ }^{\circ}\text{C} - 6\text{ }^{\circ}\text{C} = -6\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Y aplicando la misma ecuación para el servicio de $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ la temperatura de evaporación resulta:

$$T_{evap.} = T_{int.} - \Delta T_{evap.}$$

$$T_{evap.} = 10\text{ }^{\circ}\text{C} - 10\text{ }^{\circ}\text{C} = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Por lo tanto, para los servicios de media temperatura contamos con dos temperaturas de evaporación: $-6\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $0\text{ }^{\circ}\text{C}$. Para los servicios de baja temperatura tenemos el túnel de congelación, donde $T_{evap.} = -35$, debido a que en esta aplicación el aire de la cámara debe estar en torno a los $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ para dejar el producto a $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ en periodo de tiempo relativamente corto; y por otro lado tenemos la cámara de congelados donde se determina su temperatura de evaporación usando los mismos criterios que se usaron en los servicios de media temperatura, resultando:

$$T_{evap.} = T_{int.} - \Delta T_{evap.}$$

$$T_{evap.} = -20\text{ }^{\circ}\text{C} - 6\text{ }^{\circ}\text{C} = -26\text{ }^{\circ}\text{C}$$

La temperatura ambiente se asumió $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ por ser la más crítica y $\Delta T_{cond.} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$, según la recomendación mencionada en la sección 3.2. Aplicando la ec. (16) La temperatura de condensación resulta:

$$T_{cod.} = T_{ext.} + \Delta T_{cond.}$$

$$T_{cond.} = 30\text{ }^{\circ}\text{C} + 10\text{ }^{\circ}\text{C} = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Por lo tanto, las temperaturas de evaporación de cada ambiente quedan definidas con los siguientes valores:

Tabla 9

Temperaturas de evaporación de cada cámara frigorífica.

Ambiente	$T_{evap.}$
Cámara de materia prima	-6 °C
Sala de procesos	0 °C
Sala de empaque	-6 °C
Andén de despacho	-6 °C
Cámara de congelado	-26 °C
Túnel de congelación	-35 °C

Nota. Los datos nos muestran los rangos de temperatura de cada compartimento del sistema a evaluar. Fuente: Elaboración propia.

En la Tabla 10 se clasifica la carga térmica requerida según su temperatura de evaporación a la que trabaja

Tabla 10

Carga térmica requerida por cada temperatura de evaporación

$T_{evap.}$	Sumatoria de cargas térmicas	Cargas térmicas
0 °C	20.32 KW	7.39 KW
-6 °C	20.32 KW+2.13 KW+3.12 KW	25.56 KW
-26 °C	6.39 KW	6.39 KW
-35 °C	46.92 KW	46.92 KW

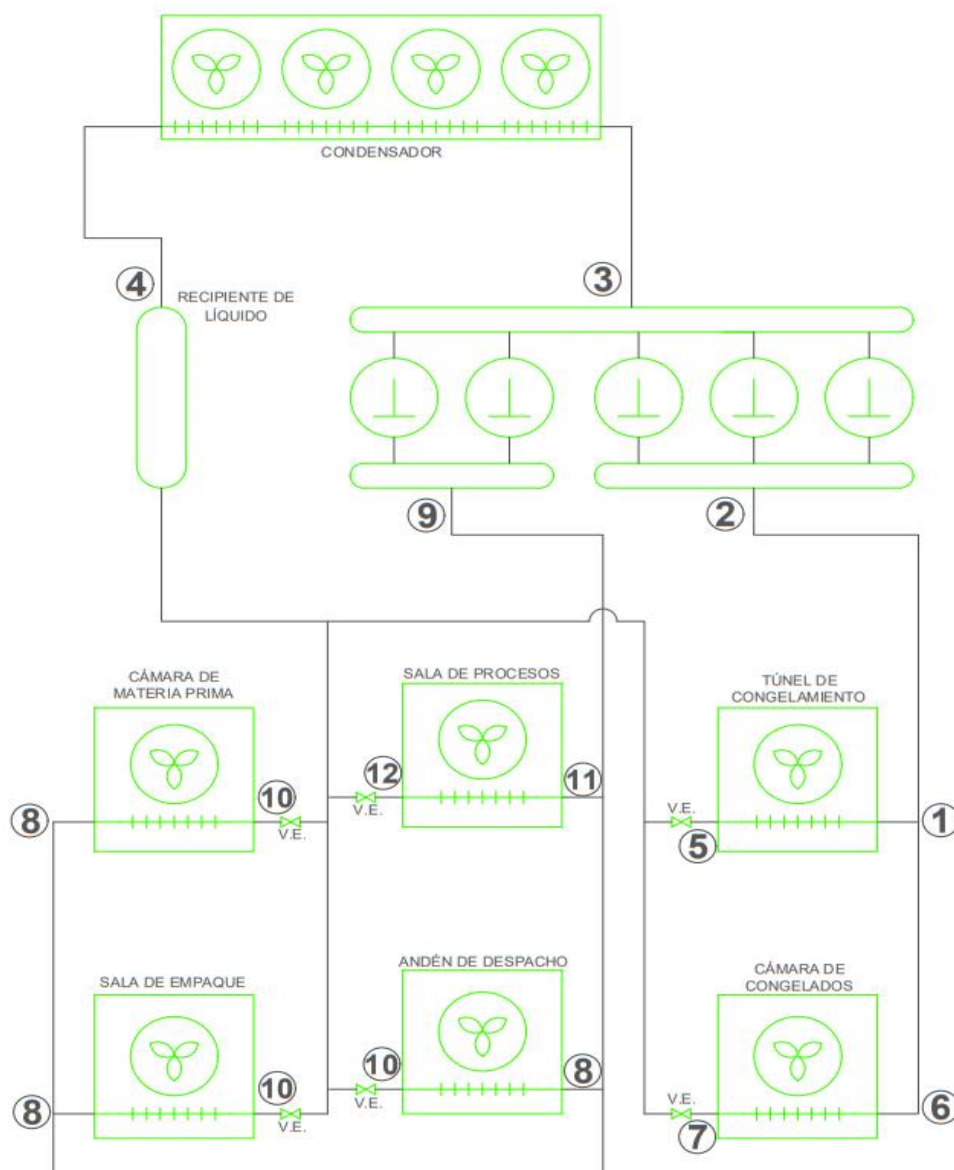
Nota. Los datos nos muestran los rangos de carga que funcionan con el sistema a evaluar. Fuente: Elaboración propia.

4.2.1 Sistema referencial – R507 para BT y MT

Este circuito consiste en una central frigorífica de doble aspiración para temperatura positiva y negativa con R507A, su configuración se basa en la mostrada en la sección “3.4 Central frigorífica alternativa de doble aspiración para Media y Baja Temperatura”. En la Figura 19 se representa el circuito en un diagrama.

Figura 19

Esquema del circuito frigorífico de la planta de congelados operando con R507a



Nota. Diagrama de distribución de un sistema de refrigeración con R507a Fuente: Elaboración propia.

Los valores del recalentamiento útil, recalentamiento total y subenfriamiento son elegidos de acuerdo a las recomendaciones de la sección “3.3.3 Estimación del sobrecalentamiento y subenfriamiento”; y las cargas térmicas, según el requerimiento de la tabla 8. Por lo tanto, El ciclo de refrigeración debe operar con las siguientes condiciones:

Tabla 11

Condiciones del ciclo de doble aspiración con R507A

Baja y Media temperatura	
Refrigerante	R507A
Carga térmica BT	53.30 KW
Carga térmica MT	32.95 KW
$T_{evap. MT}$	-6 °C y 0 °C
$T_{evap. BT}$	-26 °C y -35 °C
$T_{cond.}$	40 °C
Recalentamiento útil	4 °C
Recalentamiento total	15 °C
Subenfriamiento	5 °C

Nota. El cuadro no muestra los parámetros a los cuales opera con el sistema a evaluar.

Fuente: Elaboración propia.

Se ingresa la temperatura de condensación y las cuatro temperaturas de evaporación al software “Coolselector 2” y se obtienen las siguientes presiones de saturación:

Figura 20

Presiones de saturación del R507A – R507A para MT y BT

	Input	T	p
		°C	bar
Rodó	T	40.0	18.73
Rodó	T	0	6.295
Rodó	T	-6.0	5.190
Rodó	T	-26.0	2.529
Rodó	T	-35.0	1.751

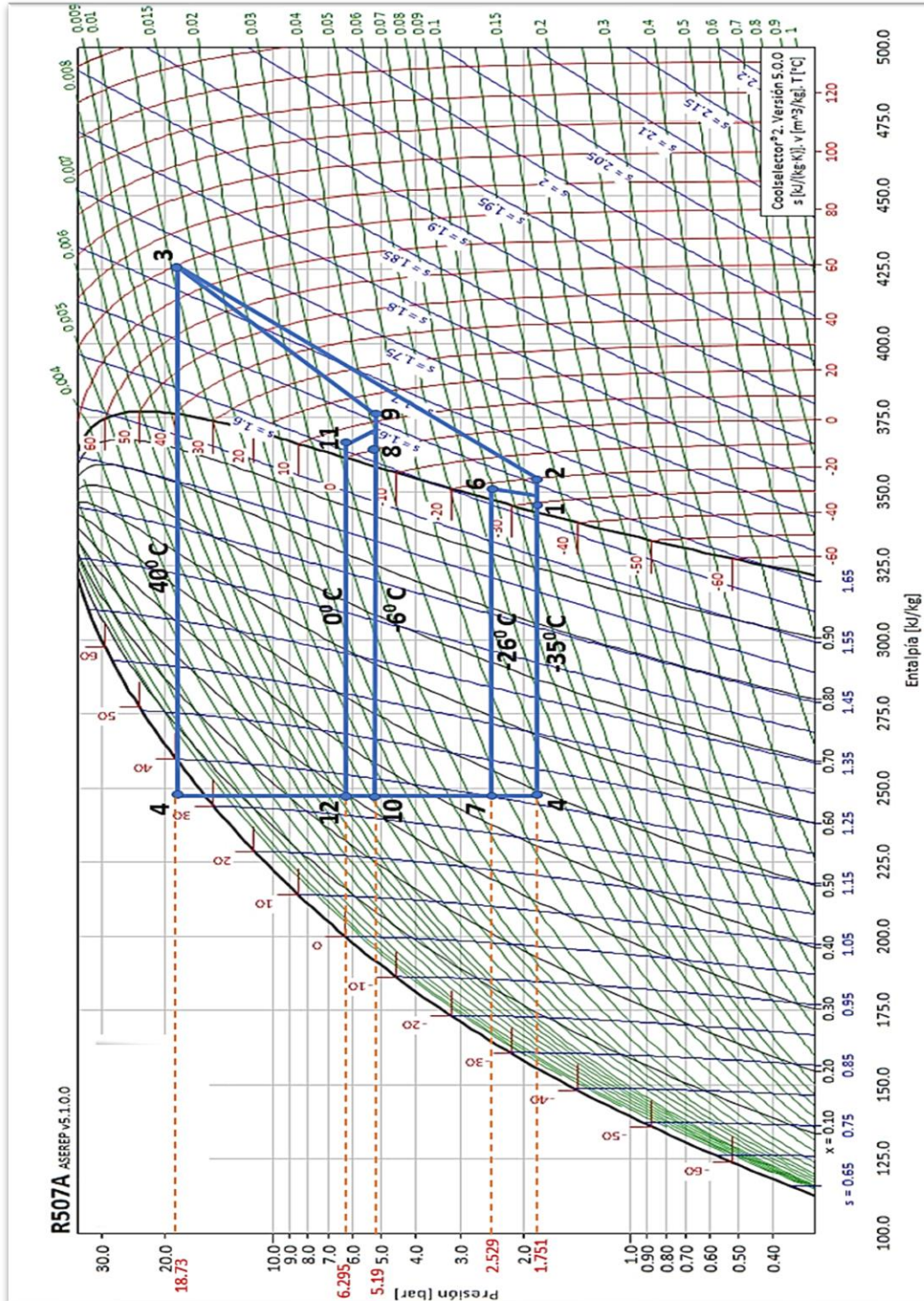
Nota. Los datos nos muestran los rangos de temperatura con los que opera el sistema.

Fuente: Elaboración propia.

Seguidamente se traza el ciclo frigorífico en el Diagrama P-h

Figura 21

Diagrama P-h para el ciclo de doble aspiración con R507a.

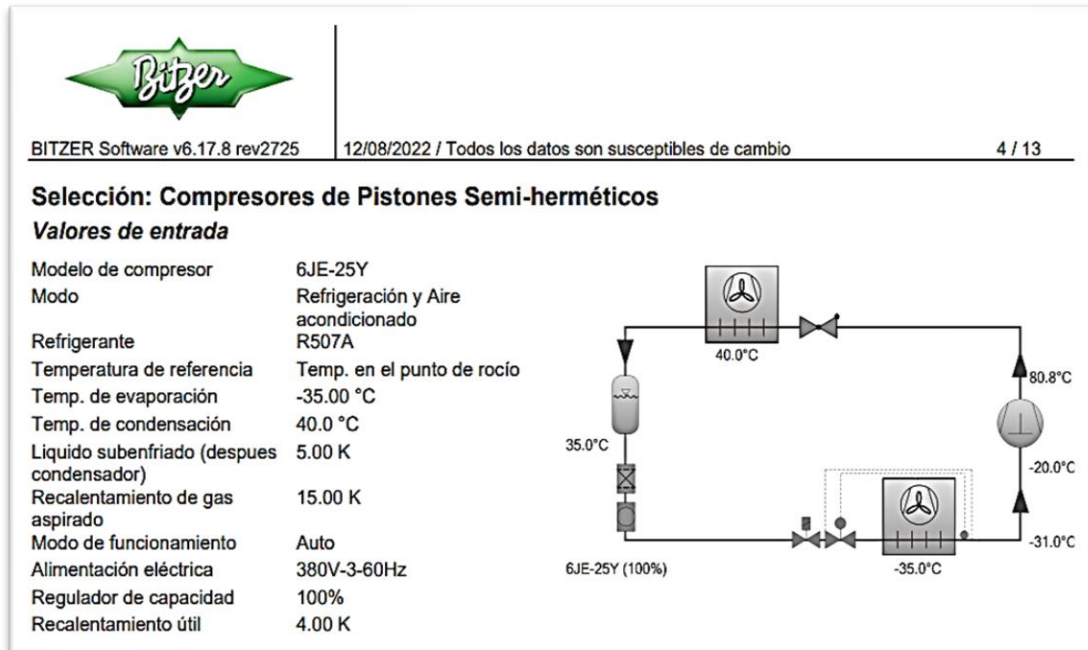


Nota. Ubicación de los parámetros operativos del sistema en el diagrama presión/entalpía. Fuente: Software “CoolSelector 2”.

Después se usa el software “Bitzer” para estimar la temperatura de descarga del compresor

Figura 22

Temperaturas en el ciclo de doble aspiración con R507A.



Nota. Los datos se obtienen usando el Software Bitzer (v6.17.8)

Se observa que la temperatura “ T_3 ” de descarga es 80.8 °C. En base a las condiciones de la Tabla 11 se procede a identificar dos parámetros de cada estado, marcado en el ciclo trazado de la Figura 21.

Estado 1

$$T_1 = -35 + RC_U = -35 + 4 = -31 \text{ °C}$$

$$P_1 = 1.751 \text{ bar}$$

Estado 2

$$T_2 = -35 + RC_T = -35 + 15 = -20 \text{ °C}$$

$$P_2 = 1.751 \text{ bar}$$

Estado 3

$$T_3 = 80.8 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$P_3 = 18.73 \text{ bar}$$

Estado 4

$$T_4 = 40 - SB_e = 40 - 5 = 35 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$P_4 = 18.73 \text{ bar}$$

Estado 5

$$T_5 = -35 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_5 = h_4$$

Estado 6

$$T_6 = -26 + RC_U = -26 + 4 = -22 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$P_6 = 2.529 \text{ bar}$$

Estado 7

$$T_7 = -26 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_7 = h_4$$

Estado 8

$$T_8 = -6 + RC_U = -6 + 4 = -2 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$P_8 = 5.19 \text{ bar}$$

Estado 9

$$T_9 = -6 + RC_T = -6 + 15 = 9 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$P_9 = 5.19 \text{ bar}$$

Estado 10

$$T_{10} = -6 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$P_{10} = 5.19 \text{ bar}$$

Estado 11

$$T_{11} = 0 + RC_U = 0 + 4 = 4 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$P_{11} = 6.295 \text{ bar}$$

Estado 12

$$T_{12} = 0 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_{12} = h_4$$

Se ingresan los parámetros de cada estado al software Coolselector 2 para conocer los parámetros de cada estado.

Figura 23

Parámetros de los estados del diagrama P-h – R507A para MT y BT.

	Input	T	p	v	d	h	s	x
		°C	bar	m ³ /kg	kg/m ³	kJ/kg	kJ/(kg·K)	
Gas	T, p	-31.0	1.751	0.109	9.17	345.8	1.627	1.00
Gas	T, p	-20.0	1.751	0.1152	8.678	354.9	1.663	1.00
Gas	T, p	80.8	18.73	0.01297	77.13	427.1	1.725	1.00
Burbuja	T	35.0	16.60	0.001003	996.6	251.9	1.175	0.00
Bifásico	T, h	-35.0	1.751	0.05578	17.93	251.9	1.232	0.52
Gas	T, p	-22.0	2.529	0.07684	13.01	351.1	1.619	1.00
Bifásico	T, h	-26.0	2.529	0.03607	27.73	251.9	1.218	0.47
Gas	T, p	-2.0	5.190	0.03825	26.14	362.4	1.608	1.00
Gas	T, p	9.0	5.190	0.04071	24.56	372.8	1.646	1.00
Bifásico	T, h	-6.0	5.190	0.014	71.45	251.9	1.195	0.36
Gas	T, p	4.0	6.295	0.03157	31.67	365.6	1.606	1.00
Bifásico	T, h	0	6.295	0.01047	95.55	251.9	1.19	0.32

Nota. Los datos nos muestran los parámetros de operación arrojados por el software CoolSelector 2.

De la Figura 23 se extraen las entalpías de los puntos marcados en el “Diagrama P-h” y se identifican a que estado corresponden en la Tabla 12.

Tabla 12

Entalpías de los estados del diagrama P-h – R507A para MT y BT

Estado	Entalpía (KJ/Kg)
1	345.8
2	354.9
3	427.1
4	251.9
5	251.9
6	351.1
7	251.9
8	362.4
9	372.8
10	251.9
11	365.6
12	251.9

Nota. El cuadro nos muestra las entalpías en cada estado del sistema. Fuente: Elaboración propia.

Se halla el efecto frigorífico " Q_e " de las temperaturas de evaporación requeridas

$$Q_{e-35^{\circ}\text{C}} = h_1 - h_5 = 345.8 - 251.9 = 93.9 \text{ KJ/Kg}$$

$$Q_{e-26^{\circ}\text{C}} = h_6 - h_7 = 351.1 - 251.9 = 99.2 \text{ KJ/Kg}$$

$$Q_{e-6^{\circ}\text{C}} = h_8 - h_{10} = 362.4 - 251.9 = 110.5 \text{ KJ/Kg}$$

$$Q_{e0^{\circ}\text{C}} = h_{11} - h_{12} = 365.6 - 251.9 = 113.7 \text{ KJ/Kg}$$

De la Tabla 10 se extrae la potencia frigorífica " \dot{Q}_e " por cada temperatura de evaporación requerida

- $\dot{Q}_{e-35^{\circ}\text{C}} = 46.92 \text{ KW}$
- $\dot{Q}_{e-26^{\circ}\text{C}} = 6.39 \text{ KW}$
- $\dot{Q}_{e-6^{\circ}\text{C}} = 25.56 \text{ KW}$
- $\dot{Q}_{e0^{\circ}\text{C}} = 7.39 \text{ KW}$

Usando la ecuación (1) se determinan los flujos másicos requeridos.

$$\dot{m}_{-35^{\circ}\text{C}} = \dot{Q}_{e-35^{\circ}\text{C}} / Q_{e-35^{\circ}\text{C}} = \frac{46.92 \text{ KW}}{93.9 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}} = 0.4996 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

$$\dot{m}_{-26^{\circ}\text{C}} = \dot{Q}_{e-26^{\circ}\text{C}} / Q_{e-26^{\circ}\text{C}} = \frac{46.92 \text{ KW}}{93.9 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}} = 0.0644 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

$$\dot{m}_{-6^{\circ}\text{C}} = \dot{Q}_{e-6^{\circ}\text{C}} / Q_{e-6^{\circ}\text{C}} = \frac{46.92 \text{ KW}}{93.9 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}} = 0.2314 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

$$\dot{m}_{0^{\circ}\text{C}} = \dot{Q}_{e0^{\circ}\text{C}} / Q_{e0^{\circ}\text{C}} = \frac{46.92 \text{ KW}}{93.9 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}} = 0.06496 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

El flujo másico de los servicios de baja temperatura es:

$$\dot{m}_{Bt} = \dot{m}_{-35^{\circ}\text{C}} + \dot{m}_{-26^{\circ}\text{C}} = 0.4996 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} + 0.0644 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} = 0.56 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

El flujo másico de los servicios de media temperatura es:

$$\dot{m}_{MT} = \dot{m}_{-6^{\circ}\text{C}} + \dot{m}_{0^{\circ}\text{C}} = 0.2314 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} + 0.06496 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} = 0.29 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

Los trabajos de compresión para baja y media temperatura son:

$$W_{BT} = h_3 - h_9 = 427.1 - 372.8 = 72.2 \text{ KJ/Kg}$$

$$W_{MT} = h_3 - h_2 = 427.1 - 354.9 = 54.3 \text{ KJ/Kg}$$

Usando la ecuación (2) se determinan las potencias de compresión:

$$\dot{W}_{BT} = W_{BT} \times \dot{m}_{BT} = 72.2 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \times 0.56 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} = 44.79 \text{ KW}$$

$$\dot{W}_{MT} = W_{MT} \times \dot{m}_{MT} = 54.3 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \times 0.29 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} = 16.09 \text{ KW}$$

La suma de las potencias frigoríficas y potencias de compresión da como resultado la potencia de condensación.

$$\dot{Q}_{cB} = \dot{Q}_{e-35^{\circ}\text{C}} + \dot{Q}_{e-26^{\circ}\text{C}} + \dot{Q}_{e-6^{\circ}\text{C}} + \dot{Q}_{e0^{\circ}\text{C}} + \dot{W}_{BT} + \dot{W}_{MT}$$

$$\dot{Q}_{cBT} = 46.92 \text{ KW} + 6.39 \text{ KW} + 25.56 \text{ KW} + 7.39 \text{ KW} + 44.79 \text{ KW} + 16.09 \text{ KW}$$

$$\dot{Q}_{cBT} = 143.06$$

El COP del sistema se halla usando la ecuación (4)

$$COP = \frac{\dot{Q}_{e-35^{\circ}\text{C}} + \dot{Q}_{e-26^{\circ}\text{C}} + \dot{Q}_{e-6^{\circ}\text{C}} + \dot{Q}_{e0^{\circ}\text{C}}}{\dot{W}_{BT} + \dot{W}_{MT}}$$

$$COP = \frac{46.92 \text{ KW} + 6.39 \text{ KW} + 25.56 \text{ KW} + 7.39}{44.79 \text{ KW} + 16.09 \text{ KW}}$$

$$COP = 1.52$$

Finalmente se halla el caudal volumétrico del refrigerante:

Para los servicios de baja temperatura: De la Figura 23, obtenemos que los volúmenes específicos del refrigerante en la aspiración (punto 2 según la Figura 21) y en su estado líquido (punto 4 según la Figura 21) son respectivamente:

- $v_A = 0.1152 \text{ m}^3/\text{Kg}$
- $v_L = 0.001003 \text{ m}^3/\text{Kg}$

Por lo tanto, los caudales volumétricos requeridos para baja temperatura son:

$$\dot{V}_{Bt,A} = \dot{m}_{Bt} \times v_A = 0.56 \text{ Kg/s} \times 0.1152 \text{ m}^3/\text{Kg} = 6.5 \times 10^{-2} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\dot{V}_{Bt,L} = \dot{m}_{Bt} \times v_L = 0.56 \text{ Kg/s} \times 0.001003 \text{ m}^3/\text{Kg} = 5.66 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

Para los servicios de media temperatura: De la Figura 23, obtenemos que los volúmenes específicos del refrigerante en la aspiración (punto 9 según la Figura 21) y en su estado líquido (punto 4 según la Figura 21) son respectivamente:

- $v_A = 0.04071 \text{ m}^3/\text{Kg}$
- $v_L = 0.001003 \text{ m}^3/\text{Kg}$

Por lo tanto, los caudales requeridos de baja temperatura son:

$$\dot{V}_{Mt,A} = \dot{m}_{Mt} \times v_A = 0.29 \text{ Kg/s} \times 0.04071 \text{ m}^3/\text{Kg} = 1.21 \times 10^{-2} \text{ m}^3/\text{s}$$

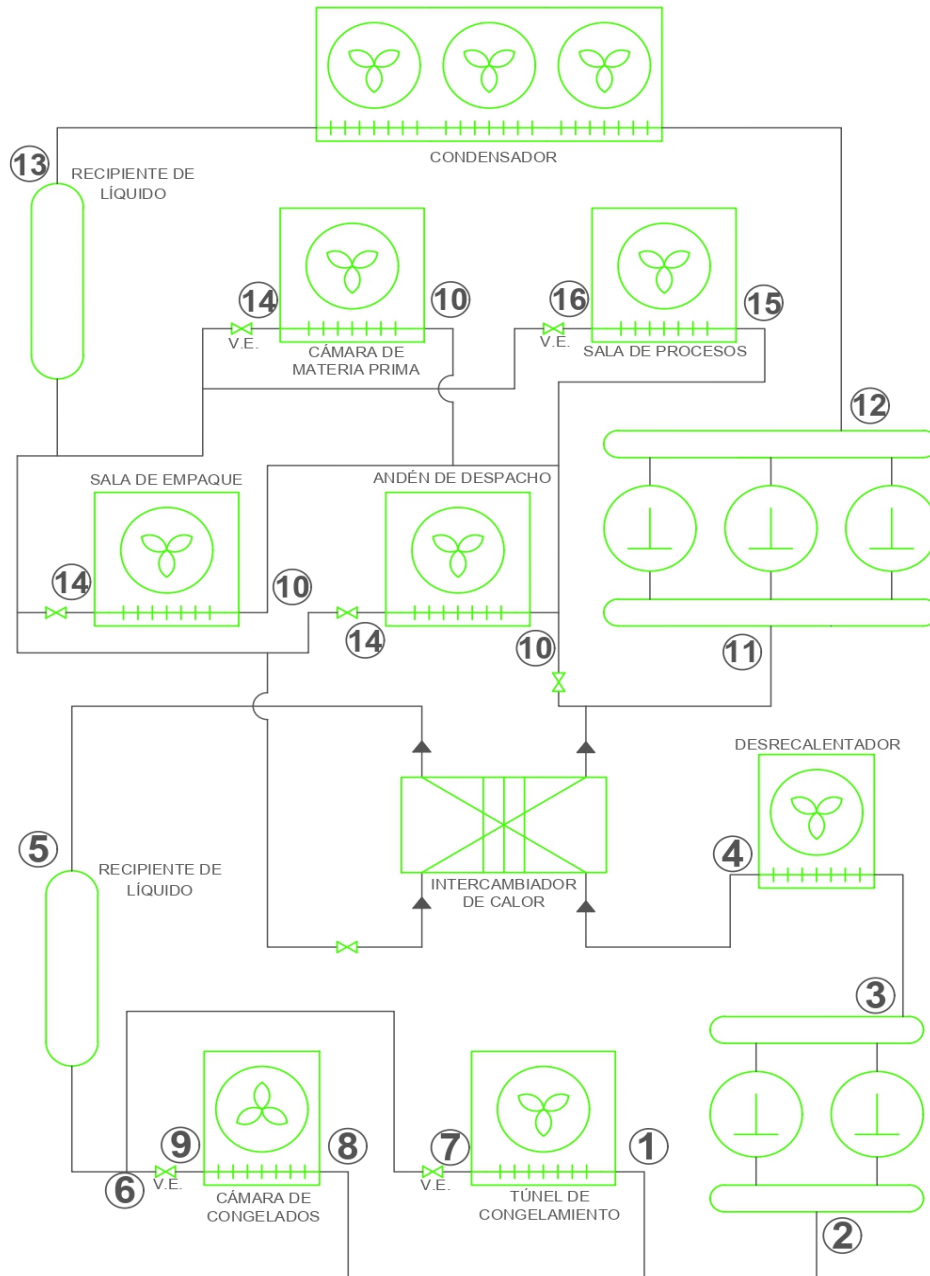
$$\dot{V}_{Bt} = \dot{m}_{Mt} \times v_L = 0.29 \text{ Kg/s} \times 0.001003 \text{ m}^3/\text{Kg} = 2.97 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

4.2.2 Sistema en cascada con R744 para BT y R134A para MT

La configuración de este circuito está basada en el sistema presentado en la sección “3.5.1 Sistema en cascada: R134a expansión seca para MT y CO2 para BT”.

Figura 24

Esquema del circuito frigorífico de la planta de congelados operando en cascada con R744 para BT y R134A para MT



Nota. La imagen muestra la disposición de los componentes del sistema. Fuente: Elaboración propia.

Los valores del recalentamiento útil, recalentamiento total son elegidos de acuerdo a las recomendaciones de la sección “3.3.3 Estimación del sobrecalentamiento y subenfriamiento”. A diferencia del ciclo con R507A para MT y BT, visto anteriormente, se aplicará un subenfriamiento de 8 °C, y no de 5 °C, debido a que en esta configuración, el circuito de BT con R744 condensa a una temperatura alrededor de los 0 °C. y la temperatura de este refrigerante subirá al trasladarse desde la sala de máquinas hacia las cámaras frigoríficas, a pesar de que las tuberías estén forradas con aislante, por la diferencia de temperatura relativamente alta que existe entre el refrigerante y el ambiente (30 °C aproximadamente), y tal aumento de temperatura provocaría que el refrigerante se comience a evaporar antes de llegar a la válvula de expansión de su respectiva cámara frigorífica, esto provocaría una pérdida de eficiencia por un mal funcionamiento de la válvula de expansión, básicamente se considera un subenfriamiento mayor para asegurar de que el refrigerante llegue completamente líquido a la válvula de expansión. Las cargas térmicas se toman de la Tabla 10. Primero se evalúa la parte del circuito que corresponde a los servicios de baja temperatura. El ciclo opera con las siguientes condiciones:

Tabla 13

Condiciones del R744 en BT para el ciclo en cascada

Baja Temperatura	
Refrigerante	R – 744
Carga térmica total	53.30 KW
$T_{evap.}$	-26 °C y -35 °C
$T_{cond.}$	5 °C
Recalentamiento útil	4 °C
Recalentamiento total	15 °C
Subenfriamiento	8 °C

Nota. Los datos nos muestran los parámetros con los que opera el sistema. Fuente: Elaboración propia.

Ingresamos la temperatura de condensación y las temperaturas de evaporación al software “Coolselector2” para obtener sus respectivas presiones de saturación.

Figura 25

Presiones de saturación del R744 – Cascada con R744 para BT y R134A para MT

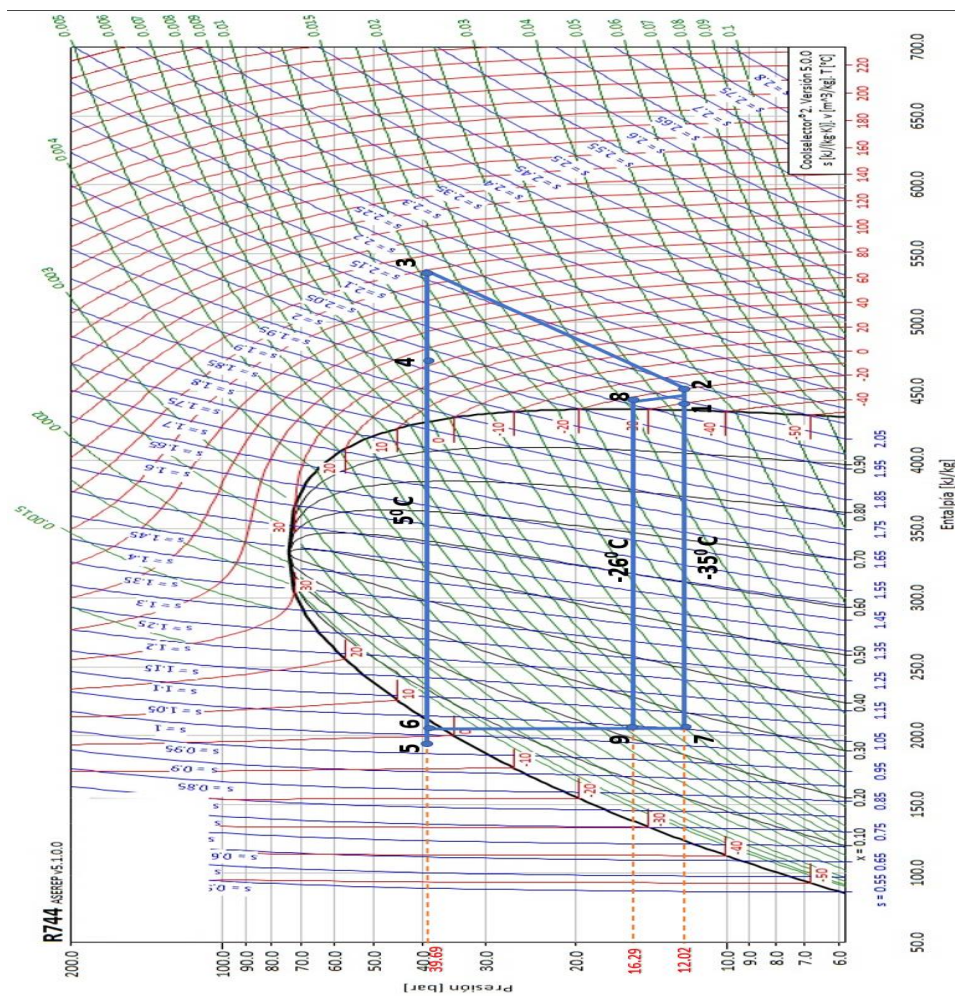
	Input	T	p
		°C	bar
Roció	T	5.0	39.69
Roció	T	-26.0	16.29
Roció	T	-35.0	12.02

Nota. El grafico fue tomado del software Coolselector 2

Seguidamente se traza el ciclo frigorífico en el Diagrama P-h

Figura 26

Diagrama P-h del R744 para BT en el ciclo en cascada

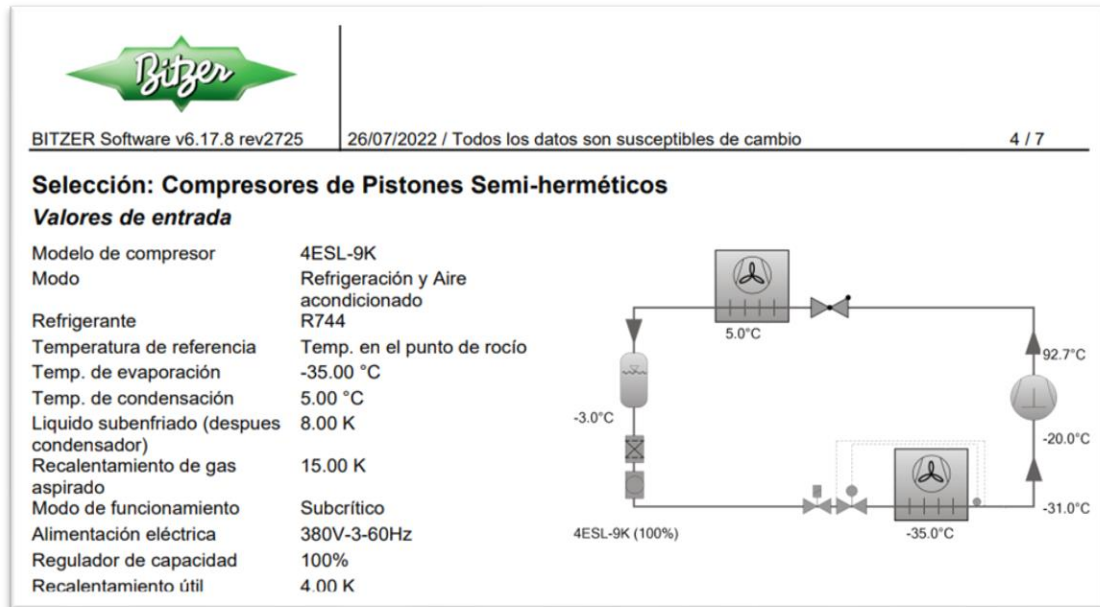


Nota. Ubicación de los parámetros operativos del sistema en el diagrama presión/entalpía. Fuente: Software “CoolSelector 2”.

Después se usa el software “Bitzer” para estimar la temperatura de descarga del compresor.

Figura 27

Temperaturas en el ciclo de refrigeración – R744 para BT



Nota. Los datos se obtienen usando el Software Bitzer (v6.17.8)

Se observa que la temperatura “ T_3 ” de descarga es 92.7 °C. En base a las condiciones de la Tabla 13 se procede a identificar dos parámetros de cada estado del ciclo trazado de la Figura 26.

Estado 1

$$T_1 = -35 + RC_U = -35 + 4 = -31 \text{ °C}$$

$$P_1 = 12.02 \text{ bar}$$

Estado 2

$$T_2 = -35 + RC_T = -35 + 15 = -20 \text{ °C}$$

$$P_2 = 12.02 \text{ bar}$$

Estado 3

$$T_3 = 92.7 \text{ °C}$$

$$P_3 = 39.69 \text{ bar}$$

Estado 4

$$T_4 = 40 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_4 = 39.69 \text{ bar}$$

Estado 5

$$T_5 = 5 - SB_e = 5 - 8 = -3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_5 = 39.69 \text{ bar}$$

Estado 6

$$T_6 = T_5 + 5 = -3 + 5 = 2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_6 = 39.69 \text{ bar}$$

Estado 7

$$T_7 = -35 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_7 = h_6$$

Estado 8

$$T_8 = -26 + RC_U = -26 + 4 = -22 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_8 = 16.29 \text{ bar}$$

Estado 9

$$T_9 = -26 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_9 = h_6$$

Ingresamos las condiciones de cada estado al software “Coolselector 2” para conocer, principalmente, la entalpía de cada estado.

Figura 28

Parámetros de los estados del diagrama P-h para el R744 en BT

	Input	T	p	v	d	h	s	x
		°C	bar	m ³ /kg	kg/m ³	kJ/kg	kJ/(kg·K)	
Gas	T, p	-31.0	12.02	0.03294	30.35	440.5	2.041	1.00
Gas	T, p	-20.0	12.02	0.03529	28.33	451.8	2.087	1.00
Gas	T, p	92.7	39.69	0.01563	63.99	540.6	2.174	1.00
Gas	T, p	40.0	39.69	0.01206	82.93	480.5	1.997	1.00
Líquido	T, p	-3.0	39.69	0.001052	950.9	192.1	0.9692	0.00
Líquido	T, p	2.0	39.69	0.001089	918.2	204.6	1.015	0.00
Bifásico	T, h	-35.0	12.02	0.009017	110.9	204.6	1.05	0.26
Gas	T, p	-22.0	16.29	0.02429	41.17	441.7	1.997	1.00

Nota. Los datos nos muestran los parámetros de operación arrojados por el software CoolSelector 2.

De la Tabla 28 se extraen las entalpías de los puntos marcados en el “Diagrama P-h” y se identifican a que estado corresponden en la Tabla 14.

Tabla 14

Entalpías de los estados del diagrama P-h para el R744 en BT

Estado	Entalpía (KJ/Kg)
1	440.5
2	451.8
3	540.6
4	480.5
5	192.1
6	204.6
7	204.6
8	441.7
9	204.6

Nota. El cuadro nos muestra las entalpías en cada estado del sistema. Fuente: Elaboración propia.

Se halla el efecto frigorífico “ Q_e ” de las temperaturas de evaporación requeridas

$$Q_{e-35^{\circ}\text{C}} = h_1 - h_7 = 440.5 - 204.6 = 235.9 \text{ KJ/Kg}$$

$$Q_{e-26^{\circ}\text{C}} = h_8 - h_9 = 441.7 - 204.6 = 237.1 \text{ KJ/Kg}$$

De la Tabla 10 se extrae la potencia frigorífica " \dot{Q}_e " por cada temperatura de evaporación, para los servicios de BT

- $\dot{Q}_{e-35^\circ\text{C}} = 46.92 \text{ KW}$
- $\dot{Q}_{e-26^\circ\text{C}} = 6.39 \text{ KW}$

Usando la ecuación (1) se determinan los flujos máscicos requeridos

$$\dot{m}_{-35^\circ\text{C}} = \dot{Q}_{e-35^\circ\text{C}} / Q_{e-35^\circ\text{C}} = \frac{46.92 \text{ KW}}{235.9 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}} = 0.1989 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

$$\dot{m}_{-26^\circ\text{C}} = \dot{Q}_{e-26^\circ\text{C}} / Q_{e-26^\circ\text{C}} = \frac{6.39 \text{ KW}}{237.1 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}} = 0.0269 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

El flujo máscico para los servicios de baja temperatura es:

$$\dot{m}_{BT} = \dot{m}_{-35^\circ\text{C}} + \dot{m}_{-26^\circ\text{C}} = 0.1989 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} + 0.0269 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} = 0.2258 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

Los trabajos de compresión para baja temperatura

$$W_{BT} = h_3 - h_2 = 540.6 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} - 451.8 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} = 88.8 \text{ KJ/Kg}$$

Usando la ecuación (2) se determinan las potencias de compresión:

$$\dot{W}_{BT} = W_{BT} \times \dot{m}_{BT} = 88.8 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \times 0.23 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} = 20.05 \text{ KW}$$

El calor cedido por el condensador es:

$$Q_c = h_4 - h_5 = 480.5 - 192.1 = 288.4 \text{ KJ/Kg}$$

La potencia de condensación se determina con la ecuación (3)

$$\dot{Q}_c = Q_c \times \dot{m}_T = 288.4 \text{ KJ/Kg} \times 0.22 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} = 65.12 \text{ KW}$$

Se halla el caudal volumétrico del refrigerante:

De la Figura 28, obtenemos que los volúmenes específicos del refrigerante en la aspiración (punto 2 según la Figura 26) y en su estado líquido (punto 6 según la Figura 26) son respectivamente:

- $v_A = 0.03529 \text{ m}^3/\text{Kg}$
- $v_L = 0.001089 \text{ m}^3/\text{Kg}$

Por lo tanto, los caudales requeridos de baja temperatura son:

$$\dot{V}_{Bt,A} = \dot{m}_{Bt} \times v_A = 0.23 \text{ Kg/s} \times 0.03529 \text{ m}^3/\text{Kg} = 7.97 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\dot{V}_{Bt,L} = \dot{m}_{Bt} \times v_L = 0.23 \text{ Kg/s} \times 0.001089 \text{ m}^3/\text{Kg} = 2.46 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

Luego se evalúa la parte del circuito que corresponde a los servicios de media temperatura. A la carga térmica generada por los servicios se agrega el calor rechazado por el circuito de baja temperatura, que condensará con el intercambiador de calor a -6°C , entonces la carga térmica total para media temperatura es: $32.95 \text{ KW} + 65.12 \text{ KW} = 90.69 \text{ KW}$. El ciclo de refrigeración debe operar con las siguientes condiciones:

Tabla 15

Condiciones del R134A en MT para el ciclo en cascada

Media Temperatura	
Refrigerante	R 134A
Carga térmica	90.69 KW
$T_{\text{evaporación}}$	-6°C y 0°C
$T_{\text{condensación}}$	40°C
Recalentamiento útil	4°C
Recalentamiento total	15°C
Subenfriamiento	5°C

Nota. El cuadro nos muestra algunos de los parámetros del sistema. Fuente: Elaboración propia.

Ingresamos la temperatura de condensación y las temperaturas de evaporación al software Coolselector 2 para obtener sus respectivas presiones de saturación.

Figura 29

Presiones de saturación – Refrigerante R134a

	Input	T	p
		°C	bar
Rocío	T	40.0	10.16
Rocío	T	0	2.929
Rocío	T	-6.0	2.343

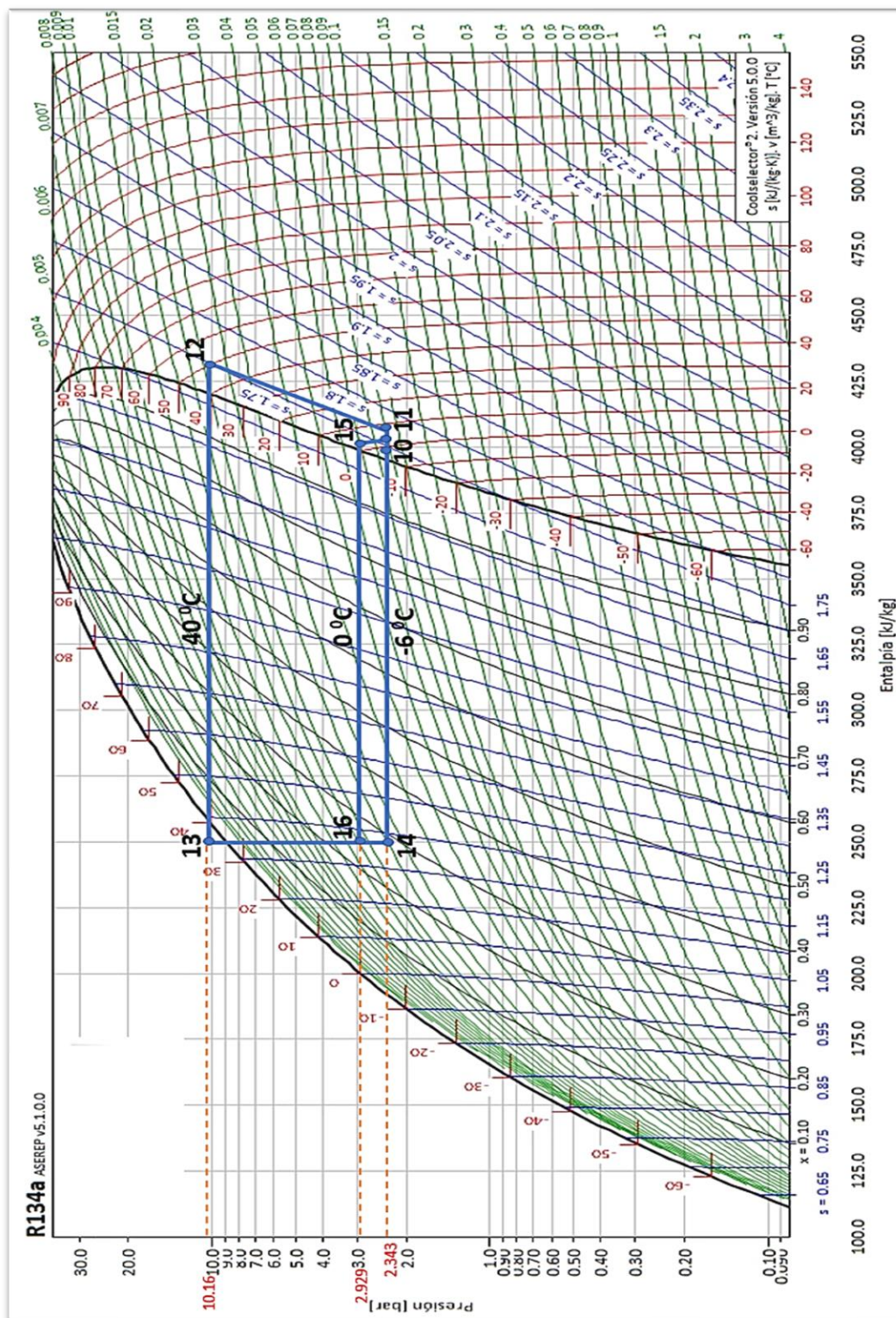
Nota. El cuadro nos muestra parámetros calculados para la operación del sistema.

Fuente: Elaboración propia.

Seguidamente se traza el ciclo frigorífico en el Diagrama P-h

Figura 30

Diagrama P-h del R134a para MT en el ciclo en cascada



Nota. La imagen nos muestra los parámetros ubicados en las curvas presión/entalpía para la operación del sistema. Fuente: Software CoolSelector 2

Estado 13

$$T_5 = 40 - SB_e = 40 - 5 = 35 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_4 = 10.16 \text{ bar}$$

Estado 14

$$T_5 = -6$$

$$h_5 = h_4$$

Estado 15

$$T_6 = 0 + RC_U = 0 + 4 = 4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_6 = 2.929 \text{ bar}$$

Estado 16

$$T_7 = 0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_7 = h_4$$

Ingresamos las condiciones de cada estado al software Coolselector 2 para conocer, principalmente, la entalpía de cada estado.

Figura 32

Parámetros de los estados del diagrama P-h para el R134a en MT

	Input	T	p	v	d	h	s	x
		°C	bar	m ³ /kg	kg/m ³	kJ/kg	kJ/(kg·K)	
Gas	T, p	-2.0	2.343	0.08757	11.42	398.5	1.743	1.00
Gas	T, p	9.0	2.343	0.09216	10.85	408.1	1.778	1.00
Gas	T, p	72.8	10.16	0.02413	41.44	456	1.822	1.00
Burbuja	T	35.0	8.868	0.000856	1168	249.7	1.169	0.00
Bifásico	T, h	-6.0	2.343	0.02498	40.03	249.7	1.187	0.28
Gas	T, p	4.0	2.929	0.0707	14.15	402.2	1.74	1.00
Bifásico	T, h	0	2.929	0.01792	55.8	249.7	1.182	0.25

Nota. La imagen nos muestra parámetros calculados por software para la operación del sistema. Fuente: Software CoolSelector 2

De la Figura 32 se extraen las entalpías de los puntos marcados en el “Diagrama P-h” y se identifican a que estado corresponden en la Tabla 16.

Tabla 16

Entalpías de los estados del diagrama P-h para el R134A en MT

Estado	Entalpía (KJ/Kg)
10	398.5
11	408.1
12	456
13	249.7
14	249.7
15	402.2
16	249.7

Nota. El cuadro nos muestra las entalpías en cada estado del sistema. Fuente: Elaboración propia.

Se halla el efecto frigorífico “ Q_e ” de las temperaturas de evaporación requeridas

$$Q_{e-6^{\circ}\text{C}} = h_1 - h_5 = 398.5 - 249.7 = 148.8 \text{ KJ/Kg}$$

$$Q_{e0^{\circ}\text{C}} = h_6 - h_7 = 402.2 - 249.7 = 152.5 \text{ KJ/Kg}$$

De la Tabla 10 se extrae la potencia frigorífica “ \dot{Q}_e ” por cada temperatura de evaporación, para los servicios de MT

- $\dot{Q}_{e-6^{\circ}\text{C}} = 25.56 \text{ KW} + 65.12 \text{ KW} = 90.69 \text{ KW}$
- $\dot{Q}_{e0^{\circ}\text{C}} = 7.39 \text{ KW}$

Usando la ecuación (1) se determinan los flujos másicos requeridos

$$\dot{m}_{-6^{\circ}\text{C}} = \dot{Q}_{e-6^{\circ}\text{C}} / Q_{e-6^{\circ}\text{C}} = \frac{90.69 \text{ KW}}{148.8 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}} = 0.6095 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

$$\dot{m}_{0^{\circ}\text{C}} = \dot{Q}_{e0^{\circ}\text{C}} / Q_{e0^{\circ}\text{C}} = \frac{7.39 \text{ KW}}{152.5 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}} = 0.0484 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

El flujo másico de los servicios de media temperatura es:

$$\dot{m}_{MT} = \dot{m}_{-6^{\circ}C} + \dot{m}_{0^{\circ}C} = 0.6095 \frac{Kg}{s} + 0.0484 \frac{Kg}{s} = 0.6579 \frac{Kg}{s}$$

Los trabajos de compresión para media temperatura

$$W_{MT} = h_{12} - h_{11} = 456 \frac{KJ}{Kg} - 408.1 \frac{KJ}{Kg} = 47.9 \text{ KJ/Kg}$$

Los trabajos de compresión para baja y media temperatura son:

$$\dot{W}_{MT} = W_{MT} \times \dot{m}_{MT} = 47.9 \frac{KJ}{Kg} \times 0.66 \frac{Kg}{s} = 31.51 \text{ KW}$$

El calor cedido por el condensador es:

$$Q_c = h_{12} - h_{13} = 456 - 249.7 = 206.3 \text{ KJ/Kg}$$

La potencia de condensación se determina con la ecuación (3)

$$\dot{Q}_c = Q_c \times \dot{m}_T = 206.3 \text{ KJ/Kg} \times 0.66 \frac{Kg}{s} = 65.12 \text{ KW}$$

El COP del sistema se halla usando la ecuación (4)

$$COP = \frac{\dot{Q}_{e_{MT}} + \dot{Q}_{e_{BT}}}{\dot{W}_1 + \dot{W}_2} = \frac{59.72 + 55.91}{16.42 + 40.78} = 2.02$$

Finalmente se halla el caudal de refrigerante, de la Figura 32 obtenemos que los volúmenes específicos del refrigerante en la aspiración (punto 11 según la Figura 30) y en su estado líquido (punto 13 según la Figura 30) son respectivamente:

- $v_A = 0.09216 \text{ m}^3/\text{Kg}$
- $v_L = 0.000856 \text{ m}^3/\text{Kg}$

Por lo tanto, los caudales requeridos de baja temperatura son:

$$\dot{V}_{Mt,A} = \dot{m}_M \times v_A = 0.66 \text{ Kg/s} \times 0.09216 \text{ m}^3/\text{Kg} = 6.06 \times 10^{-2} \text{ m}^3/\text{s}$$

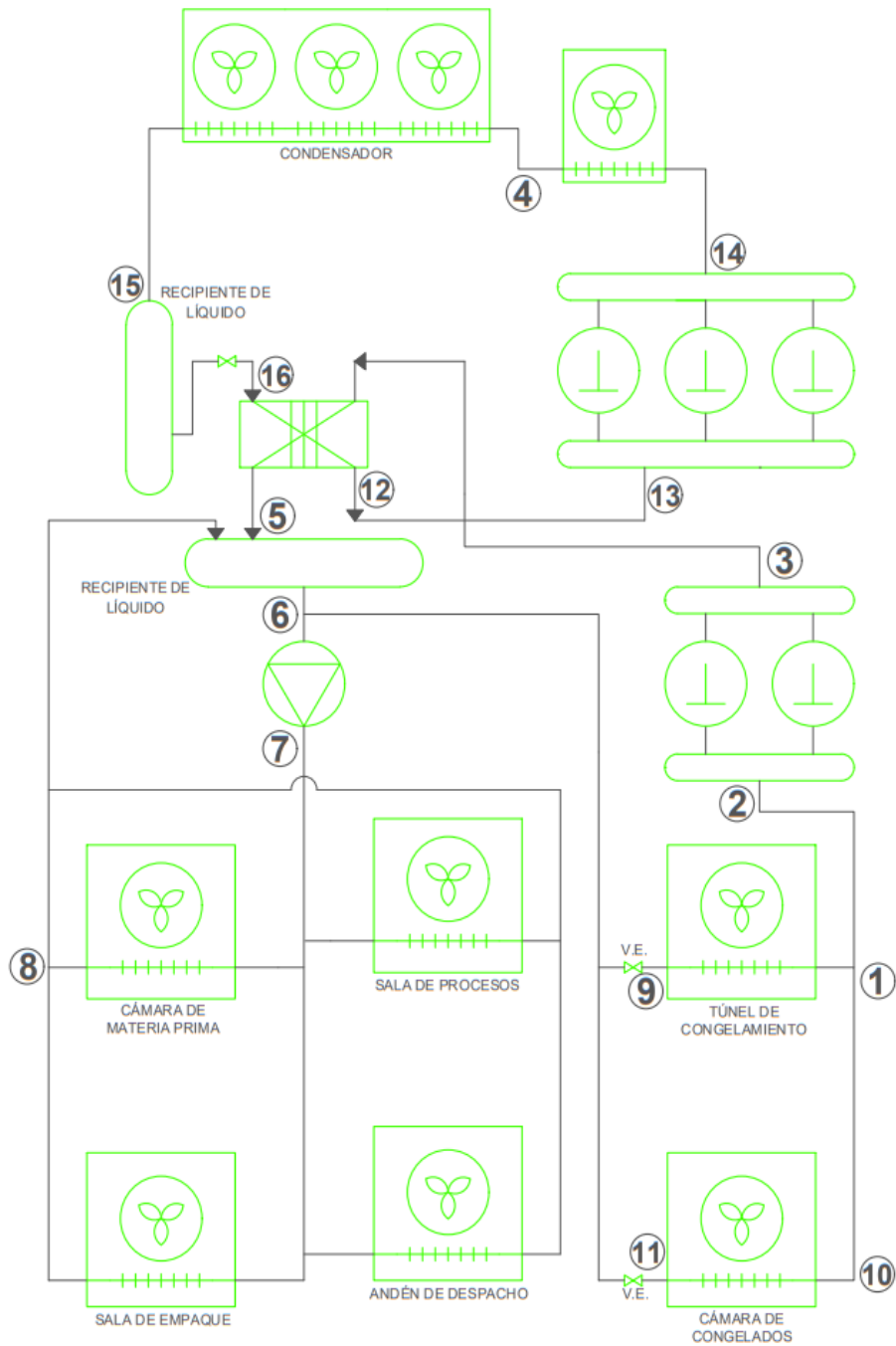
$$\dot{V}_{Bt,L} = \dot{m}_{Mt} \times v_L = 0.66 \text{ Kg/s} \times 0.000856 \text{ m}^3/\text{Kg} = 5.63 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

4.2.3 Sistema en cascada con R744 bombeado para MT y expansión seca para BT condensando con R134A o R290

La configuración de este circuito está basada en el sistema presentado en la sección “3.5.2 Sistema en cascada con CO2 bombeado para MT y expansión seca para BT”.

Figura 33

Esquema del circuito frigorífico de la planta de congelados operando en cascada con R744 bombeado para MT y expansión seca para BT



Nota. La imagen muestra la disposición de los componentes del sistema. Fuente: Elaboración propia.

Los valores del recalentamiento útil, recalentamiento total son elegidos de acuerdo a las recomendaciones de la sección “3.3.3 Estimación del sobrecalentamiento y subenfriamiento”. Se aplica un subenfriamiento de 8 °C por las mismas razones expuestas en la sección 4.2.2 “Sistema en cascada con R744 para BT y R134A para MT” (tener relativamente un alto subenfriamiento para asegurar de que el refrigerante llegue en estado líquido a la válvula de expansión, y no llegue con algún porcentaje de vapor al aumentar su temperatura producto de la relativamente alta diferencia de temperatura con el ambiente). Las cargas térmicas se toman de la Tabla 10 En esta primera parte del circuito de consideran todas las cargas. Por lo tanto, El ciclo de refrigeración debe operar con las siguientes condiciones:

Tabla 17

Condiciones del R744 para MT y BT

Baja y Media temperatura	
Refrigerante	R744
Carga térmica BT	53.30 KW
Carga térmica MT	32.95 KW
$T_{evap. MT}$	-6 °C y 0 °C
$T_{evap. BT}$	-26 °C y -35 °C
$T_{cond.}$	-6 °C
Recalentamiento útil	4 °C
Recalentamiento total	15 °C
Subenfriamiento	8 °C

Nota. El cuadro nos muestra algunos de los parámetros del sistema. Fuente: Elaboración propia.

Ingresamos la temperatura de condensación y las temperaturas de evaporación al software Coolselector 2 para obtener sus respectivas presiones de saturación.

Figura 34

Presiones de saturación – Refrigerante 744 para MT y BT

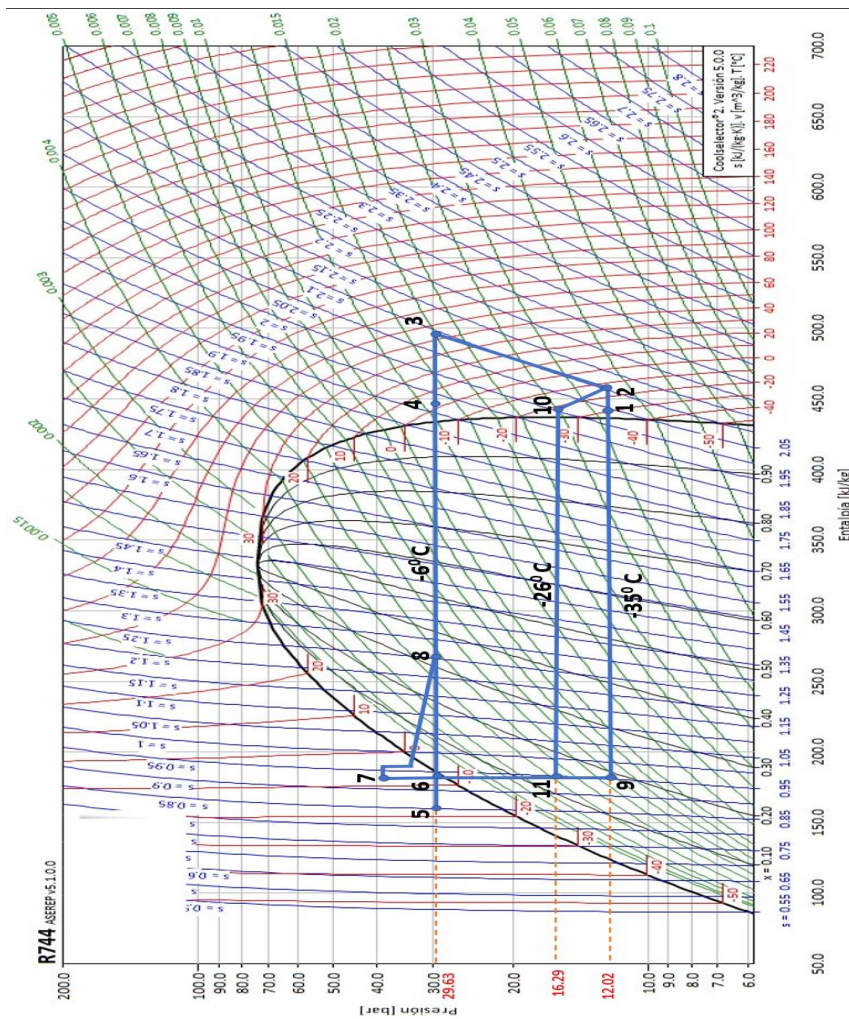
	Input	T	p
		°C	bar
Roció	T	-35.0	12.02
Roció	T	-26.0	16.29
Roció	T	-6.0	29.63

Nota. La imagen nos muestra parámetros calculados por software para la operación del sistema. Fuente: Software CoolSelector 2

Seguidamente se traza el ciclo frigorífico en el Diagrama P-h

Figura 35

Diagrama P-h del R744 para MT y BT

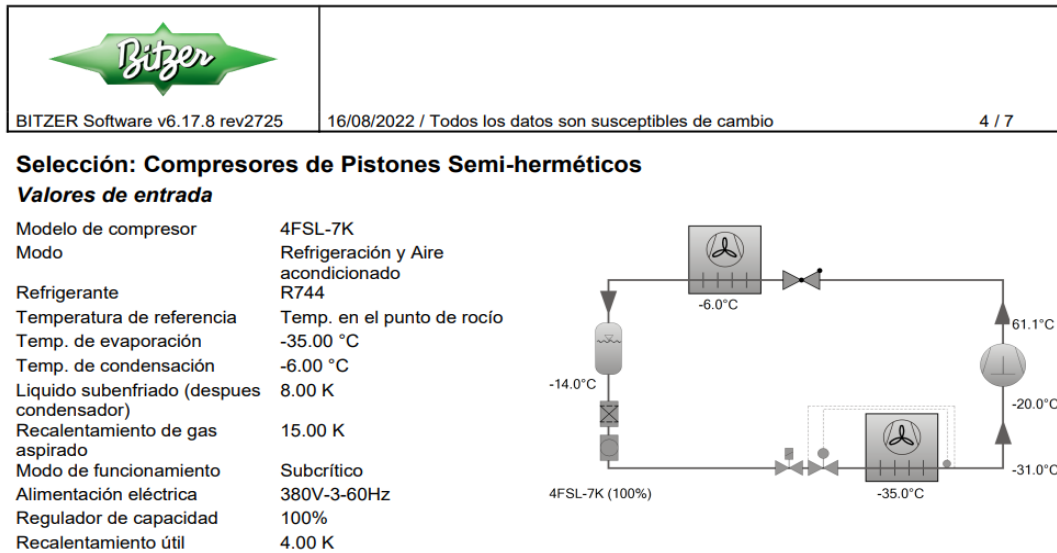


Nota. La imagen nos muestra los parámetros ubicados en las curvas presión/entalpia para la operación del sistema. Fuente: Software CoolSelector 2

Después se usa el software “Bitzer” para estimar la temperatura de descarga del compresor.

Figura 36

Temperaturas del ciclo de refrigeración – R744 para MT y BT



Nota. Los datos se obtienen usando el Software Bitzer (v6.17.8)

Se observa que la temperatura “ T_3 ” de descarga es 61.1 °C. En base a las condiciones de la Tabla 17 se procede a identificar dos parámetros de cada estado, marcado en el ciclo trazado de la Figura 35.

Estado 1

$$T_1 = -35 + RC_U = -35 + 4 = -31 \text{ °C}$$

$$P_1 = 12.02 \text{ bar}$$

Estado 2

$$T_2 = -35 + RC_T = -35 + 15 = -20 \text{ °C}$$

$$P_2 = 12.02 \text{ bar}$$

Estado 3

$$T_3 = 61.1 \text{ °C}$$

$$P_3 = 29.63 \text{ bar}$$

Estado 4

$$T_4 = 40 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$P_4 = 29.63 \text{ bar}$$

Estado 5

$$T_5 = -6 - SB_e = -6 - 8 = -14^\circ\text{C}$$

$$P_5 = 29.63 \text{ bar}$$

Estado 6

$$T_6 = T_5 + 5 = -14 + 5 = -9^\circ\text{C}$$

$$P_6 = 29.63 \text{ bar}$$

Estado 7

$$P_7 = 29.63 \text{ bar} + 1 \text{ bar} = 30.63 \text{ bar}$$

$$h_7 = h_6$$

Estado 8

$$T_8 = -6$$

$$x_8 = 0.33$$

Estado 9

$$T_9 = -35^\circ\text{C}$$

$$h_9 = h_6$$

Estado 10

$$T_{10} = -26 + RC_U = -26 + 4 = -22^\circ\text{C}$$

$$P_6 = 16.29 \text{ bar}$$

Estado 11

$$T_{11} = -26^\circ\text{C}$$

$$h_{11} = h_6$$

Estado 12

$$T_{12} = -17 + RC_U = -17 + 4 = -13$$

$$P_4 = 29.63 \text{ bar}$$

Estado 13

$$T_5 = -6 - SB_e = -6 - 8 = -14^\circ\text{C}$$

$$P_5 = 29.63 \text{ bar}$$

Estado 14

$$T_6 = T_5 + 5 = -14 + 5 = -9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_6 = 29.63 \text{ bar}$$

Estado 15

$$P_7 = 29.63 \text{ bar} + 1 \text{ bar} = 30.63 \text{ bar}$$

$$h_7 = h_6$$

Ingresamos las condiciones de cada estado al software Coolselector 2 para conocer, principalmente, la entalpía de cada estado.

Figura 37

Parámetros de los estados del diagrama P-h para el R744 en MT y BT

	Input	T	p	v	d	h	s	x
		°C	bar	m ³ /kg	kg/m ³	kJ/kg	kJ/(kg·K)	
Gas	T, p	-31.0	12.02	0.03294	30.35	440.5	2.041	1.00
Gas	T, p	-20.0	12.02	0.03529	28.33	451.8	2.087	1.00
Gas	T, p	61.1	29.63	0.01904	52.52	514.6	2.15	1.00
Gas	T, p	40.0	29.63	0.01723	58.04	491.9	2.079	1.00
Líquido	T, p	-14.0	29.63	0.0009937	1006	167.3	0.8794	0.00
Líquido	T, p	-9.0	29.63	0.001021	979.3	178.7	0.9226	0.00
Líquido	p, h	-9.0	30.63	0.001021	979.7	178.7	0.9224	0.00
Bifásico	T, x	-6.0	29.63	0.004782	209.1	267.6	1.256	0.33
Bifásico	T, h	-35.0	12.02	0.006443	155.2	178.7	0.9416	0.18
Gas	T, p	-22.0	16.29	0.02429	41.17	441.7	1.997	1.00
Bifásico	T, h	-26.0	16.29	0.003779	264.6	178.7	0.9329	0.13

Nota. La imagen nos muestra parámetros calculados por software para la operación del sistema. Fuente: Software CoolSelector 2

De la Tabla 37 se extraen las entalpías de los puntos marcados en el “Diagrama P-h (Ver Figura 35)” y se identifican a que estado corresponden en la Tabla 38.

Tabla 18

Entalpías de los estados del diagrama P-h para el R744 en MT y BT

Estado	Entalpía (KJ/Kg)
1	440.5
2	451.8
3	514.6
4	491.9
5	167.3
6	178.7
7	178.7
8	267.6
9	178.7
10	441.7
11	178.7

Nota. El cuadro nos muestra las entalpías en cada estado del sistema. Fuente: Elaboración propia.

Se halla el efecto frigorífico “ Q_e ” de las temperaturas de evaporación requeridas

$$Q_{e-35^{\circ}C} = h_1 - h_9 = 440.5 - 178.7 = 261.8 \text{ KJ/Kg}$$

$$Q_{e-26^{\circ}C} = h_{10} - h_{11} = 441.7 - 178.7 = 263 \text{ KJ/Kg}$$

El efecto frigorífico “ Q_{eMt} ” para los servicios de MT es:

$$Q_{eMt} = h_8 - h_7 = 267.6 - 178.7 = 88.9 \text{ KJ/Kg}$$

De la Tabla 10 se extrae la potencia frigorífica “ \dot{Q}_e ” por cada temperatura de evaporación, para los servicios de BT

- $\dot{Q}_{e-35^{\circ}C} = 46.92 \text{ KW}$
- $\dot{Q}_{e-26^{\circ}C} = 6.39 \text{ KW}$
- $\dot{Q}_{eMt} = 32.95 \text{ KW}$

Usando la ecuación (1) se determinan los flujos másicos requeridos

$$\dot{m}_{-35^{\circ}\text{C}} = \dot{Q}_{e-35^{\circ}\text{C}} / Q_{e-35^{\circ}\text{C}} = \frac{46.92 \text{ KW}}{261.8 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}} = 0.1792 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

$$\dot{m}_{-26^{\circ}\text{C}} = \dot{Q}_{e-26^{\circ}\text{C}} / Q_{e-26^{\circ}\text{C}} = \frac{6.39 \text{ KW}}{263 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}} = 0.0243 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

El flujo másico para los servicios de baja temperatura es:

$$\dot{m}_{BT} = \dot{m}_{-35^{\circ}\text{C}} + \dot{m}_{-26^{\circ}\text{C}} = 0.1792 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} + 0.0243 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} = 0.2035 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

El flujo másico para los servicios de media temperatura es:

$$\dot{m}_{Mt} = \dot{Q}_{eMt} / Q_{eMt} = \frac{32.95 \text{ KW}}{88.9 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}} = 0.3706 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

Los trabajos de compresión para baja temperatura

$$W_{BT} = h_3 - h_2 = 514.6 - 451.8 = 62.8 \text{ KJ/Kg}$$

Usando la ecuación (2) se determinan las potencias de compresión:

$$\dot{W}_{BT} = W_{BT} \times \dot{m}_{BT} = 62.8 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \times 0.20 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} = 12.78 \text{ KW}$$

La suma de las potencias frigoríficas y potencias de compresión da como resultado la potencia de condensación

$$\dot{Q}_{cBT} = \dot{Q}_{e-35^{\circ}\text{C}} + \dot{Q}_{e-26^{\circ}\text{C}} + \dot{W}_{BT}$$

$$\dot{Q}_{cBT} = 46.92 \text{ KW} + 6.39 \text{ KW} + 12.78 \text{ KW} = 66.05 \text{ KW}$$

Se halla el caudal de refrigerante:

Para los servicios de baja temperatura: De la Figura 37, obtenemos que los volúmenes específicos del refrigerante en la aspiración (punto 2 según la Figura 35) y en su estado líquido (punto 6 según la Figura 35) son respectivamente:

- $v_A = 0.03529 \text{ m}^3/\text{Kg}$
- $v_L = 0.001021 \text{ m}^3/\text{Kg}$

Por lo tanto, los caudales requeridos de baja temperatura son:

$$\dot{V}_{Bt,A} = \dot{m}_{Bt} \times v_A = 0.20 \text{ Kg/s} \times 0.03529 \text{ m}^3/\text{Kg} = 7.18 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\dot{V}_{Bt,L} = \dot{m}_{Bt} \times v_L = 0.20 \text{ Kg/s} \times 0.001021 \text{ m}^3/\text{Kg} = 2.08 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

Para los servicios de media temperatura: De la Figura 37, obtenemos que los volúmenes específicos del refrigerante en la aspiración (punto 8 según la Figura 35) y en su estado líquido (punto 6 según la Figura 35) son respectivamente:

- $v_A = 0.004782 \text{ m}^3/\text{Kg}$
- $v_L = 0.001021 \text{ m}^3/\text{Kg}$

Por lo tanto, los caudales requeridos de baja temperatura son:

$$\dot{V}_{Mt,A} = \dot{m}_{Mt} \times v_A = 0.37 \text{ Kg/s} \times 0.004782 \text{ m}^3/\text{Kg} = 1.77 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\dot{V}_{BT} = \dot{m}_{Mt} \times v_L = 0.37 \text{ Kg/s} \times 0.001021 \text{ m}^3/\text{Kg} = 3.78 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

Luego se evalúa la parte del circuito que condensará el calor rechazado por el circuito de R744.

La carga térmica del intercambiador de calor es la suma de la carga térmica de los servicios de media temperatura con los servicios de baja temperatura, resultando:

$$\dot{Q}_{Ic} = \dot{Q}_{cBt} + \dot{Q}_{eMt}$$

$$\dot{Q}_{Ic} = 66.05 \text{ KW} + 32.95 \text{ KW} = 99 \text{ KW}$$

Los valores del recalentamiento útil, recalentamiento total son elegidos de acuerdo a las recomendaciones de la sección 3.3.3. se aplicará un subenfriamiento de 5 °C, un recalentamiento útil de 4 °C y un recalentamiento total de 7 °C. En el circuito del R744 se observa que este fluido se condensa hasta -14 °C, por esa razón este ciclo utilizará una temperatura de evaporación de: $-14 \text{ °C} - 3\text{°C} = -17\text{°C}$, se consideró que en el punto más crítico la temperatura de condensación del circuito de R744 mantendrá una diferencia de 3 °C sobre la temperatura de evaporación del circuito del R134A o R290. Las cargas térmicas se toman de la tabla 10.

A. Condensación con R134A: Este ciclo debe operar con las siguientes condiciones:

Tabla 19

Condiciones del R134A para condensar

Media Temperatura	
Refrigerante	R 134A
Carga térmica	99 KW
$T_{\text{evaporación}}$	-17 °C
$T_{\text{condensación}}$	40°C
Recalentamiento útil	4 °C
Recalentamiento total	7 °C
Subenfriamiento	5 °C

Nota. El cuadro nos muestra algunos de los parámetros del sistema. Fuente: Elaboración propia.

Ingresamos la temperatura de condensación y las temperaturas de evaporación al software “Coolselector 2” para obtener sus respectivas presiones de saturación. Primero con la opción R134a.

Figura 38

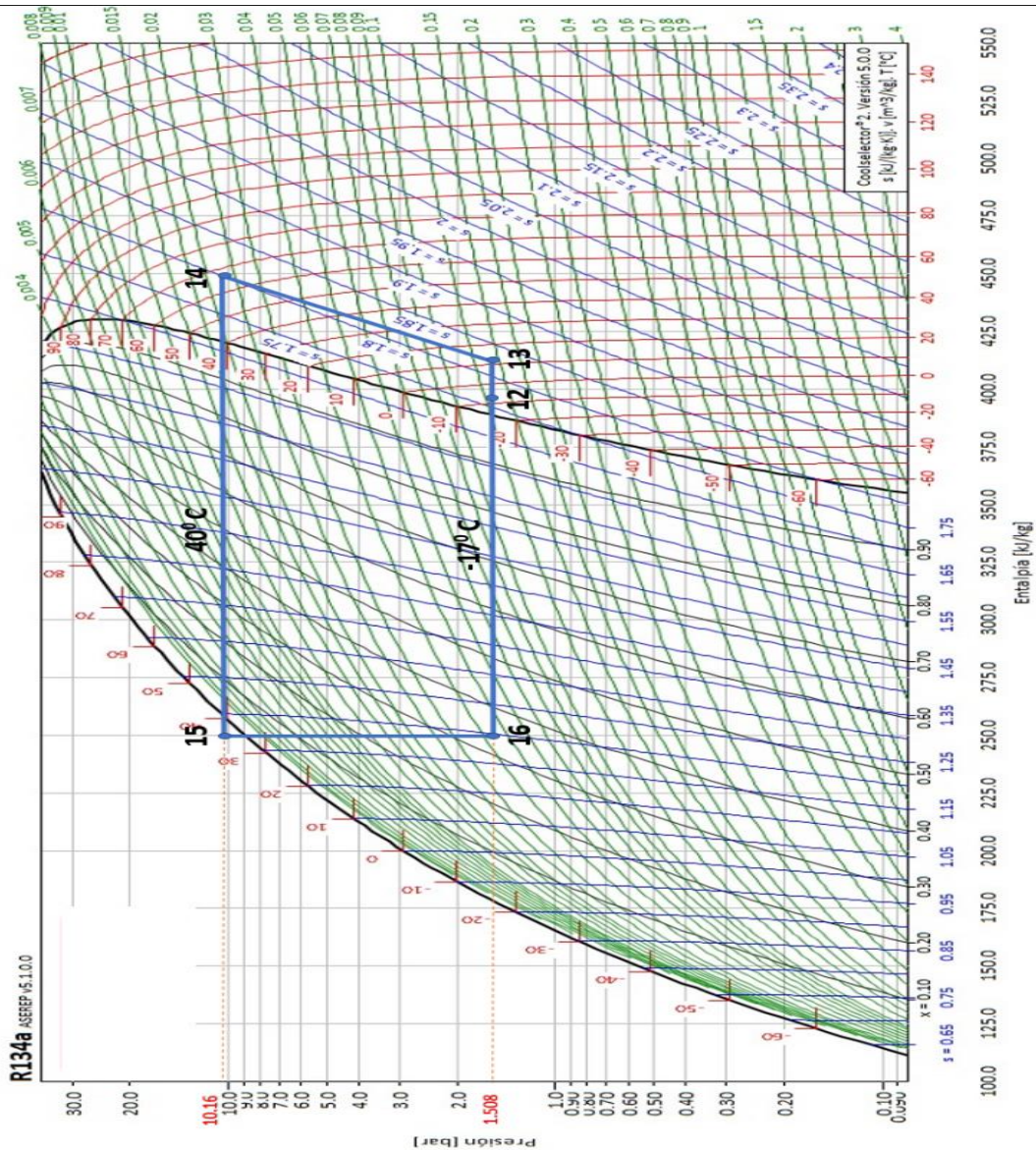
Presiones de saturación del R134A para condensar

Input	T	p	
	°C	bar	
Rocío	T	40.0	10.16
Rocío	T	-17.0	1.508

Nota. La imagen nos muestra parámetros calculados por software para la operación del sistema. Fuente: Software CoolSelector 2

Figura 39

Diagrama P-h del R134A para condensar

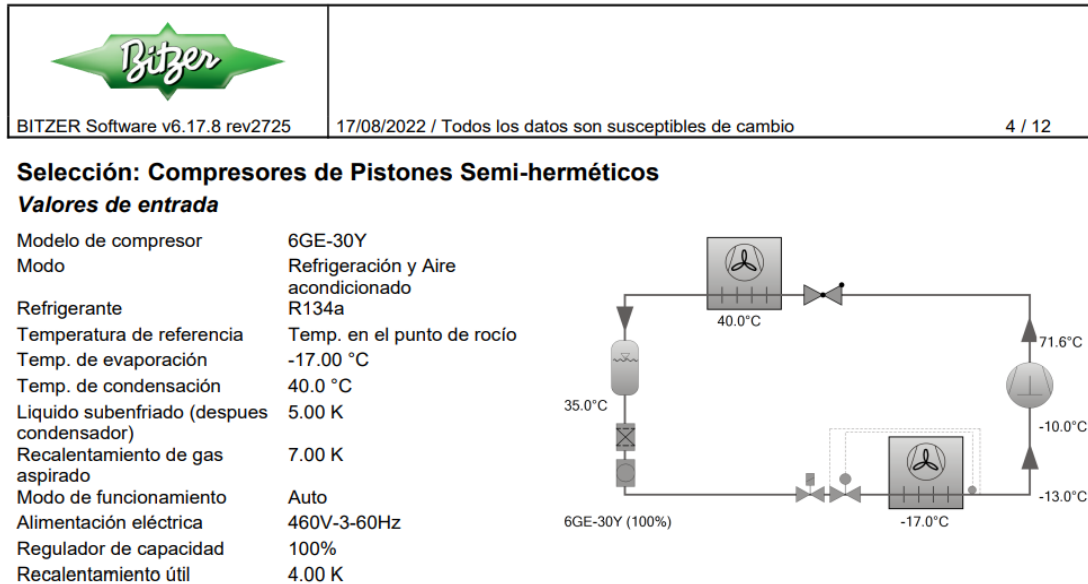


Nota. La imagen nos muestra los parámetros ubicados en las curvas presión/entalpia para la operación del sistema. Fuente: Software CoolSelector 2

Después se usa el software “Bitzer” para estimar la temperatura de descarga del compresor.

Figura 40

Temperaturas del ciclo de refrigeración -R134A para condensar



Nota. Los datos se obtienen usando el Software Bitzer (v6.17.8)

Se observa que la temperatura “ T_{14} ” de descarga es 71.6 °C. En base a las condiciones de la Tabla 19 se procede a identificar dos parámetros de cada estado, marcado en el ciclo trazado de la Figura 39.

Estado 12

$$T_{12} = -17 + RC_U = -17 + 4 = -13 \text{ °C}$$

$$P_{12} = 1.508 \text{ bar}$$

Estado 13

$$T_{13} = -17 + RC_T = -17 + 7 = -10 \text{ °C}$$

$$P_{13} = 1.508 \text{ bar}$$

Estado 14

$$T_{14} = 71.6 \text{ °C}$$

$$P_{14} = 10.16 \text{ bar}$$

Estado 15

$$T_{15} = 40 - SB_e = 40 - 5 = 35 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$P_{15} = 10.16 \text{ bar}$$

Estado 16

$$T_{16} = -17$$

$$h_{16} = h_{15}$$

Ingresamos las condiciones de cada estado al software “Coolselector 2” para conocer, principalmente, la entalpía de cada estado.

Figura 41

Parámetros de los estados en el diagrama P-h del R134A para condensar

	Input	T	p	v	d	h	s	x
		°C	bar	m ³ /kg	kg/m ³	kJ/kg	kJ/(kg·K)	
Gas	T, p	-13.0	1.508	0.1331	7.511	391.5	1.751	1.00
Gas	T, p	-10.0	1.508	0.135	7.406	394	1.76	1.00
Gas	T, p	71.6	10.16	0.02399	41.68	454.7	1.819	1.00
Burbuja	T	35.0	8.868	0.000856	1168	249.7	1.169	0.00
Bifásico	T, h	-17.0	1.508	0.04533	22.06	249.7	1.197	0.34

Nota. La imagen nos muestra parámetros calculados por software para la operación del sistema. Fuente: Software CoolSelector 2

De la Figura 41 se extraen las entalpías de los puntos marcados en el “Diagrama P-h” y se identifican a que estado corresponden en la Tabla 20.

Tabla 20

Entalpías de los estados en el diagrama P-h del R134A para condensar

Estado	Entalpía (KJ/Kg)
12	391.5
13	394
14	454.7
15	249.7
16	249.7

Nota. El cuadro nos muestra las entalpías en cada estado del sistema. Fuente: Elaboración propia.

Se halla el efecto frigorífico " Q_e "

$$Q_{e-17^{\circ}C} = h_{12} - h_{16} = 391.5 - 249.7 = 141.8 \text{ KJ/Kg}$$

Usando la ecuación (1) se determinan el flujo másico

$$\dot{m}_{-17^{\circ}C} = \dot{Q}_{e-17^{\circ}C} / Q_{e-17^{\circ}C} = \frac{99 \text{ KW}}{141.8 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}} = 0.6095 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

El trabajo de compresión es:

$$W_{MT} = h_{14} - h_{13} = 454.7 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} - 394 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} = 60.7 \text{ KJ/Kg}$$

Usando la ecuación (2) se determina la potencia de compresión:

$$\dot{W}_{MT} = W_{MT} \times \dot{m}_{MT} = 60.7 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \times 0.61 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} = 42.38 \text{ KW}$$

El calor cedido por el condensador es:

$$Q_c = h_{14} - h_{15} = 454.7 - 249.7 = 205 \text{ KJ/Kg}$$

La potencia de condensación se determina con la ecuación (3)

$$\dot{Q}_c = Q_c \times \dot{m}_T = 205 \text{ KJ/Kg} \times 0.61 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} = 141.38 \text{ KW}$$

El COP del sistema se halla usando la ecuación (4)

$$COP = \frac{\dot{Q}_{eMT} + \dot{Q}_{eBT}}{W_1 + W_2} = \frac{32.95 + 53.3}{12.78 + 42.38} = 1.56$$

B. Condensación con R290: Este ciclo debe operar con las siguientes condiciones:

Tabla 21*Condiciones del R290 para condensar*

Media Temperatura	
Refrigerante	R290
Carga térmica	99 KW
$T_{\text{evaporación}}$	-17 °C
$T_{\text{condensación}}$	40°C
Recalentamiento útil	4 °C
Recalentamiento total	3 °C
Subenfriamiento	5 °C

Nota. El cuadro nos muestra algunos de los parámetros del sistema. Fuente: Elaboración propia.

Ingresamos la temperatura de condensación y las temperaturas de evaporación al software “Coolselector 2” para obtener sus respectivas presiones de saturación.

Figura 42*Presiones de saturación del R290 para condensar*

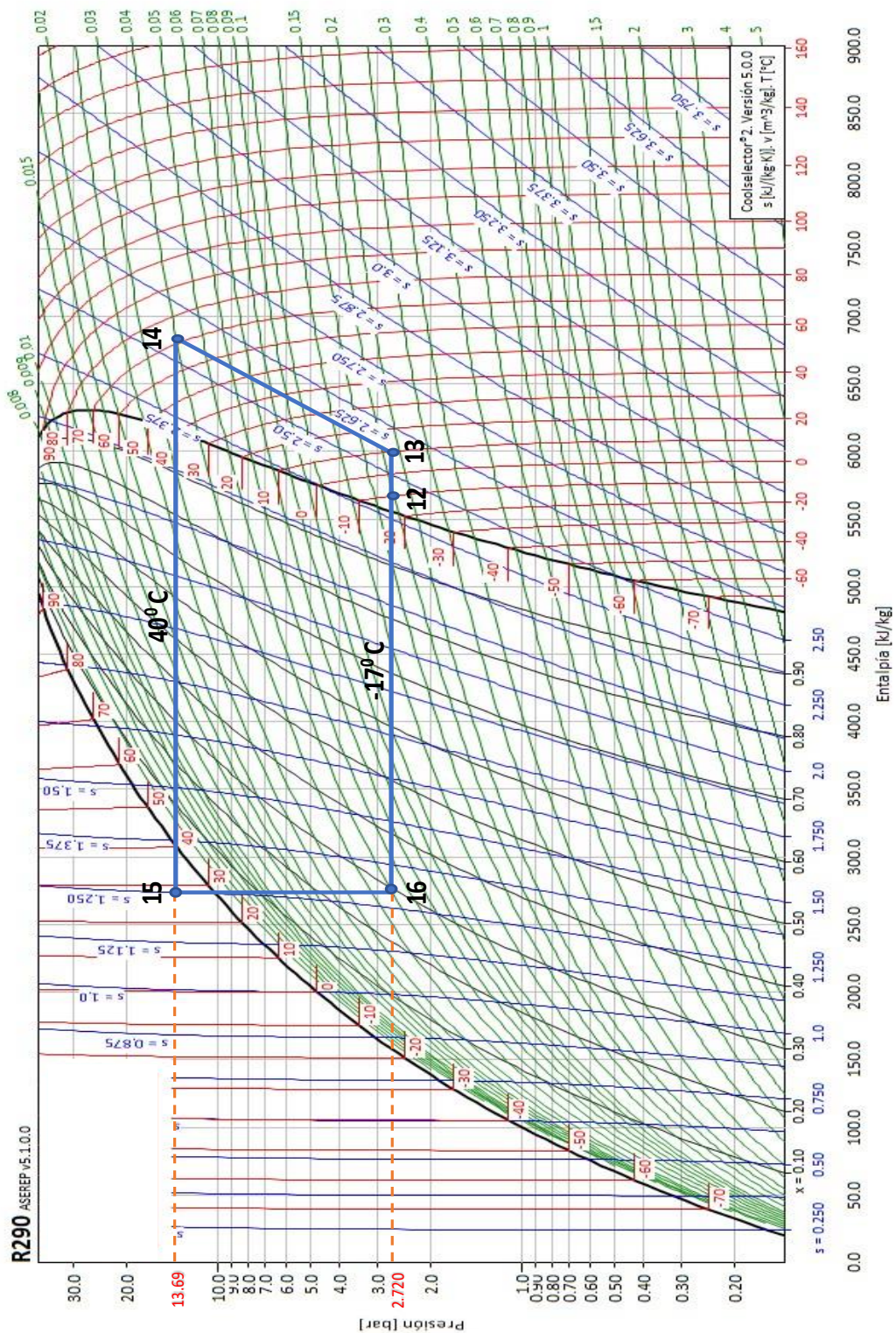
	Input	T	p
		°C	bar
Rodío	T	40.0	10.16
Rodío	T	-17.0	1.508

Nota. La imagen nos muestra parámetros calculados por software para la operación del sistema. Fuente: Software CoolSelector 2.

Seguidamente se traza el ciclo frigorífico en el Diagrama P-h

Figura 43

Diagrama P-h del R290 para condensar

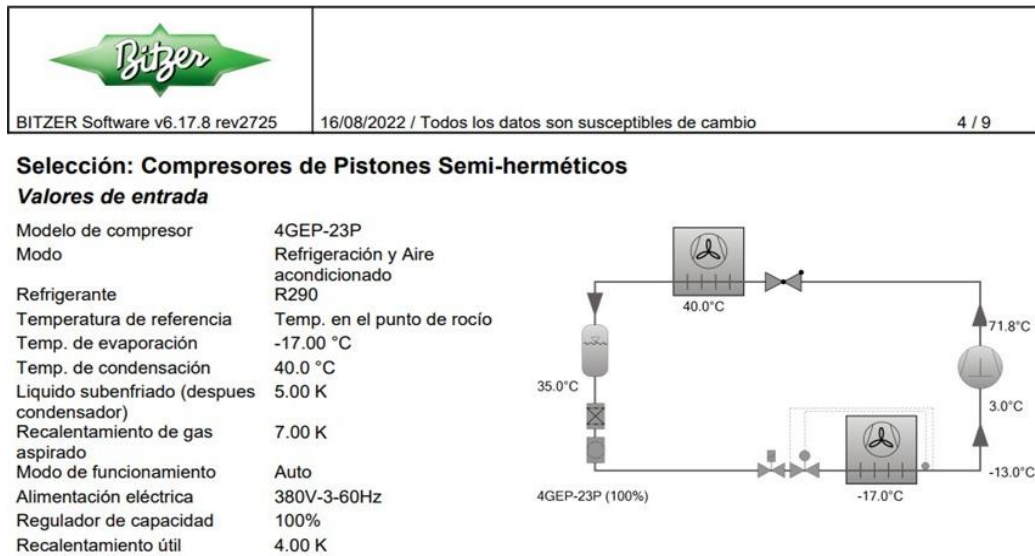


Nota. La imagen nos muestra los parámetros ubicados en las curvas presión/entalpía para la operación del sistema. Fuente: Software (CoolSelector2)

Después se usa el software “Bitzer” para estimar la temperatura de descarga del compresor.

Figura 44

Temperaturas del ciclo de refrigeración -R290 para condensar



Nota. Los datos se obtienen usando el Software (Bitzer) (v6.17.8)

Se observa que la temperatura “ T_{14} ” de descarga es 71.6 °C. En base a las condiciones de la Tabla 37 se procede a identificar dos parámetros de cada estado, marcado en el ciclo trazado de la Figura 32.

Estado 12

$$T_{12} = -17 + RC_U = -17 + 4 = -13 \text{ °C}$$

$$P_{12} = 1.508 \text{ bar}$$

Estado 13

$$T_{13} = -17 + RC_T = -17 + 7 = -10 \text{ °C}$$

$$P_{13} = 1.508 \text{ bar}$$

Estado 14

$$T_{14} = 71.6 \text{ °C}$$

$$P_{14} = 10.16 \text{ bar}$$

Estado 15

$$T_{15} = 40 - SB_e = 40 - 5 = 35 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_{15} = 10.16 \text{ bar}$$

Estado 16

$$T_{16} = -17$$

$$h_{16} = h_{15}$$

Ingresamos las condiciones de cada estado al software “Coolselector 2” para conocer sus parámetros

Figura 45

Parámetros de los estados en el diagrama P-h del R290 para condensar

	Input	T	p	v	d	h	s	x
		°C	bar	m ³ /kg	kg/m ³	kJ/kg	kJ/(kg·K)	
Gas	T, p	-13.0	1.508	0.1331	7.511	391.5	1.751	1.00
Gas	T, p	-10.0	1.508	0.135	7.406	394	1.76	1.00
Gas	T, p	71.6	10.16	0.02399	41.68	454.7	1.819	1.00
Burbuja	T	35.0	8.868	0.000856	1168	249.7	1.169	0.00
Bifásico	T, h	-17.0	1.508	0.04533	22.06	249.7	1.197	0.34

Nota. La imagen nos muestra parámetros calculados por software para la operación del sistema. Fuente: Software CoolSelector 2

Las entalpías obtenidas son:

Tabla 22

Entalpías de los estados en el diagrama P-h del R290 para condensar

Estado	Entalpía (KJ/Kg)
12	391.5
13	394
14	454.7
15	249.7
16	249.7

Nota. El cuadro nos muestra las entalpías en cada estado del sistema. Fuente: Elaboración propia.

Se halla el efecto frigorífico " Q_e "

Usando la ecuación (1) se determinan el flujo másico

$$Q_{e-17^{\circ}C} = h_{12} - h_{16} = 391.5 - 249.7 = 141.8 \text{ KJ/Kg}$$

Usando la ecuación (1) se determinan el flujo másico

$$\dot{m}_{-17^{\circ}C} = \dot{Q}_{e-17^{\circ}C} / Q_{e-17^{\circ}C} = \frac{99 \text{ KW}}{141.8 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}} = 0.6095 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

El trabajo de compresión es:

$$W_{MT} = h_{14} - h_{13} = 454.7 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} - 394 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} = 60.7 \text{ KJ/Kg}$$

Usando la ecuación (2) se determina la potencia de compresión:

$$\dot{W}_{MT} = W_{MT} \times \dot{m}_{MT} = 60.7 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \times 0.61 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} = 42.38 \text{ KW}$$

El calor cedido por el condensador es:

$$Q_c = h_{14} - h_{15} = 454.7 - 249.7 = 205 \text{ KJ/Kg}$$

La potencia de condensación se determina con la ecuación (3)

$$\dot{Q}_c = Q_c \times \dot{m}_T = 205 \text{ KJ/Kg} \times 0.61 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} = 141.38 \text{ KW}$$

El COP del sistema se halla usando la ecuación (4)

$$COP = \frac{\dot{Q}_{e_{MT}} + \dot{Q}_{e_{BT}}}{\dot{W}_1 + \dot{W}_2} = \frac{32.95 + 53.3}{12.78 + 42.38} = 1.55$$

4.3 Comparativa de Sistemas Frigoríficos

Luego de haber desarrollado cada sistema propuesto se procederá a comparar los principales parámetros hallados.

Tabla 23

Cuadro Comparativo entre las diferentes alternativas propuestas

Parámetros	Referencia	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
	R-507 A para MT y BT	R-744 para BT y R-134 para MT	R744 para MT y BT, R134a para condensar	R744 para MT y BT, R290 para condensar
Refrigerante	HFC	Inorgánico / HFC	Inorgánico / HFC	Inorgánico / HC
Seguridad	A1	A1	A1	A3
COP	1.52	1.67	1.56	1.55
PCA	3300	1 y 1300	1 y 1300	1 y 3
PAO	0	0	0	0
$\dot{m}_{Bt}(Kg/s)$	0.56	0.23	0.20	0.20
$\dot{m}_{Mt}(Kg/s)$	0.30	0.22	0.37	0.37
$\dot{m}_{Ic}(Kg/s)$	-	0.44	0.70	0.37
$\dot{m}_T(Kg/s)$	0.86	0.88	1.27	0.94
$\dot{V}_{Bt} A(m^3/s)$	6.50E-02	7.97E-03	7.18E-03	7.18E-03
$\dot{V}_{Bt} L(m^3/s)$	5.66E-04	2.46E-04	2.08E-04	2.02E-04
$\dot{V}_{Mt} A(m^3/s)$	1.21E-02	2.03E-02	1.77E-03	1.77E-03
$\dot{V}_{Mt} L(m^3/s)$	2.97E-04	1.89E-04	3.78E-04	3.78E-04

Nota. El cuadro nos muestra algunos de los parámetros del sistema. Fuente: Elaboración propia.

4.3.1 Comparación entre las alternativas propuestas:

En la Tabla 23 se aprecia que la Alternativa 3 usa dos refrigerantes con bajísimos PCA, en caso de fugas la emisión de gases de efecto invernadero de esta configuración es insignificante, pero también es la opción con menor seguridad debido a que usa un refrigerante inflamable, las otras dos opciones son consideradas de Alta seguridad.

- Con respecto al COP:

COP de la Alternativa 2 respecto a la Alternativa 1

$$\frac{1.56 \times 100\%}{1.67} = 93.5\%$$

COP de la Alternativa 3 respecto a la Alternativa 1

$$\frac{1.55 \times 100\%}{1.67} = 92.6\%$$

- Con respecto a la masa de refrigerante sintético:

Masa de refrigerante sintético de la Alternativa 1 respecto a la Alternativa 2

$$\frac{(0.22 + 0.44) \times 100\%}{0.7} = 93.9\%$$

La alternativa 3 no usa refrigerante sintético

- Con respecto a los caudales volumétricos:

Caudal volumétrico de aspiración en los servicios de baja temperatura

El valor de este parámetro es el mismo en las Alternativas 2 y 3. La Alternativa 1 respecto a las Alternativas 2 y 3 es:

$$\frac{7.97 \times 10^{-3} \times 100\%}{7.18 \times 10^{-3}} = 110.9\%$$

- Con respecto al caudal volumétrico del líquido de los servicios de media temperatura

El valor de este parámetro es el mismo en las Alternativas 2 y 3. La Alternativa 1 respecto a las Alternativas 2 y 3 es:

$$\frac{3.78 \times 10^{-4} \times 100\%}{1.89 \times 10^{-4}} = 49.8\%$$

- Con respecto al COP, la Alternativa 1 es 6.5% más eficiente que la Alternativa 2 y 7.38 % más eficiente que la alternativa 3. La alternativa 2 usa aproximadamente 40% más refrigerante que la alternativa 1 y 3. Con respecto a los caudales volumétricos se observa que el caudal volumétrico de aspiración para los servicios de baja temperatura de la alternativa 1 es 10% más que de las alternativas 2 y 3, por tal razón los compresores de la alternativa 1 y sus tuberías de aspiración serán 10% más grandes y el líquido de los servicios de media temperatura de la Alternativa 1 es la mitad de que las alternativas 2 y 3.

4.3.2 Comparación entre la referencia con R507a y la alternativa 1 propuesta:

- De la Tabla 23 se determina la proporción del potencial de calentamiento atmosférico del sistema frigorífico con R507 en relación al sistema con R744 para baja temperatura y R134a para media temperatura:

$$\frac{PCA_{R507a}}{PCA_{Alternativa\ 1}} = \frac{\dot{m}_{Bt} \times PCA_{R507a} + \dot{m}_{Mt} \times PCA_{R507a}}{\dot{m}_{Bt} \times PCA_{R744} + \dot{m}_{Mt} \times PCA_{R134a} + \dot{m}_{Ic} \times PCA_{R134a}}$$

$$\frac{0.56 \times (3300) + 0.3 \times (3300)}{0.23 \times (1) + 0.22 \times (1300) + 0.44 \times (1300)} = 3.3$$

Se concluye que la cantidad de refrigerante usado en el sistema de R507a para MT y BT tiene 3.3 veces el potencial de calentamiento atmosférico que la requerida por el sistema de R744 para BT y R134 para MT.

- Las dos opciones son instalaciones de “Alta seguridad”.
- Con respecto a la eficiencia: $\frac{1.67 \times 100\%}{1.52} = 110.2$

La alternativa con R744/134a es 10.2% más eficiente que la alternativa con R507a.

- Con respecto a la cantidad de refrigerante: $\frac{0.88 \times 100\%}{0.86} = 102.7$

La alternativa con R744/134a usa 2% más cantidad de refrigerante que la alternativa del R507a.

- Con respecto a los caudales volumétricos

En la succión de los servicios de baja temperatura:

$$\frac{7.97 \times 10^{-3} * 100\%}{6.5 \times 10^{-2}} = 12.3$$

El caudal volumétrico del Sistema R744/134a es el 12.3 % del Sistema R507a, por lo tanto, los compresores y tuberías de aspiración del Sistema R744/134a requieren el 12 % del volumen que las del Sistema R507a.

En la línea de líquido de los servicios de baja temperatura:

$$\frac{2.46 \times 10^{-4} * 100\%}{5.66 \times 10^{-4}} = 43.5$$

El caudal volumétrico del Sistema R744/134a es el 43.5 % del Sistema R507a, por lo tanto, los evaporadores y tuberías de líquido del Sistema R744/134a requieren el 43.4 % del volumen que las del Sistema R507a

En la succión de los servicios de media temperatura:

$$\frac{2.03 \times 10^{-2} * 100\%}{1.21 \times 10^{-2}} = 168.3$$

El caudal volumétrico del Sistema R744/134a es el 168 % del Sistema R507a, por lo tanto, los compresores y tuberías de aspiración del Sistema R744/134a requieren el 68 % más volumen que las del Sistema R507a.

En la línea de líquido de los servicios de media temperatura:

$$\frac{1.89 \times 10^{-4} \times 100 \%}{2.97 \times 10^{-4}} = 63.6 \%$$

El caudal volumétrico del Sistema R744/134a es el 63.6 % del Sistema R507a, por lo tanto, los evaporadores y tuberías de líquido del Sistema R744/134a requieren el 63.6 % del volumen que las del Sistema R507a

4.4 Selección de componentes

4.4.1 Selección de compresores

De la sección 4.2.2 se obtienen los siguientes datos:

- La carga térmica total para los servicios de Baja Temperatura es: 53.30 KW
- La Potencia absorbida del compresor para los servicios de baja temperatura es 20.05 KW
- La Carga térmica total para los servicios de Media Temperatura es: 98.07 KW
- La Potencia absorbida del compresor para los servicios de Media Temperatura es 31.51 KW

Con estos valores se procede a la selección de compresores. Primero se seleccionan los compresores del circuito de baja temperatura, como la potencia absorbida es de 20.05 KW se decide buscar dos compresores en paralelo de 10 KW (13.4 HP aprox.) y que cada uno tenga una potencia frigorífica de: $53.3 \text{ KW} / 2 = 26.65 \text{ KW}$.

Utilizando el software Bitzer 6.17 se encuentra el siguiente compresor:

- Marca: Bitzer, modelo: 4ESL-9K, Potencia frigorífica: 27.8 KW

La ficha técnica completa se muestra en el Anexo 14.

Para la selección de los compresores de media temperatura, se determinó que la potencia absorbida es 31.51 KW, se decide utilizar tres compresores de 10.5 KW (14 HP aprox.) y que cada uno tenga una potencia frigorífica de $98.07 \text{ KW} / 3 = 32.69 \text{ KW}$.

Utilizando el software Bitzer 6.17 se encuentra el siguiente compresor:

- Marca: Bitzer, modelo: 4HE-15Y, Potencia frigorífica: 34.9 KW

La ficha técnica completa se muestra en el Anexo 15.

4.4.2 Selección de evaporadores

Los evaporadores se eligen de acuerdo a la potencia frigorífica requerida por cada cámara y en una ubicación óptima para que la distribución de aire por todo el recinto a refrigerar sea adecuada. Para la cámara de congelados y la sala de procesos se usarán dos evaporadores por cada recinto debido a que tienen un área relativamente grande respecto al tamaño de los evaporadores que se usan para estas aplicaciones. La distribución de los evaporadores de la planta se muestra en el Anexo 16.

La selección de los evaporadores se realiza con el software “Refriger (u) 2021” del proveedor LU-VE EXCHANGERS, resultando:

Tabla 24

Selección de evaporadores

Ambiente	Potencia requerida	# de evap.	Marca	Modelo	Potencia del modelo
Cámara mat. prima	20.32 KW	1	LU-VE	E45HC 4732 E 6	20.30 KW
Sala de procesos	7.39 KW	2	LU-VE	F30HC 411 E 4	3.69 KW
Sala de empaque	2.13 KW	1	LU-VE	F27HC 49 E 4	2.13 KW
Andén de despacho	3.12 KW	1	LU-VE	F30HC 521 E 6	3.12 KW
Cámara de congelado	6.39 KW	2	LU-VE	F27HC 70 N 7 CO2	3.19 KW
Túnel de congelación	46.92 KW	1	Frimetal	MRB-6400	48.30 KW

Nota. El cuadro nos muestra el tipo de evaporador seleccionado de acuerdo al cálculo del sistema. Fuente: Elaboración propia.

Las fichas técnicas se muestran, en el orden del cuadro, en los Anexos 17, 18, 19, 20, 21, 22 respectivamente.

4.4.3 Selección del intercambiador de calor

De la sección 4.2.2 se obtiene que el intercambiador de calor debe tener una potencia de 65.12 KW (calor a condensar de los servicios de baja temperatura). En la Figura 24 se observa que la entrada al intercambiador de calor para el R744 es el “punto 4” y su salida es el “punto 5”, y por el lado del R134a la entrada es el punto 14 y su salida es el punto 10. Los parámetros obtenidos se muestran en la Tabla 25.

Tabla 25

Parámetros de entrada y salida para el intercambiador de calor

Parámetros	Circuito R-134a	Circuito R-744
Presión	2.34 bar	39.69 bar
Calidad a la entrada	0.28	1
Calidad a la salida	1	0
Temperatura a la entrada	-6.00 °C	40.00 °C
Temperatura en la salida	-2.00 °C	5.00 °C
Sobrecalentamiento	4.00 K	-
Subenfriamiento	-	8.00 K

Nota. El cuadro nos muestra el tipo de intercambiador seleccionado de acuerdo al cálculo del sistema. Fuente: Elaboración propia.

Estos datos se ingresan al software SWEP SSP G8 2022 del proveedor SWEP para la selección del intercambiador de calor de placas.

Modelo: F80Hx134/1P

La ficha técnica se muestra en el Anexo 24

4.4.4 Selección del condensador

La capacidad del condensador para los servicios de media temperatura se obtiene de la ficha técnica del compresor (Anexo 15), de allí se obtiene que por cada compresor el calor rechazado es 48.3, ya al multiplicar por los tres compresores resulta 144.9 KW

La selección del condensador se realiza con el software “Refriger (u) 2021” del proveedor LU-VE EXCHANGERS y se obtiene que el siguiente condensador:

EAV5N 5366 H 6VENT (2X3)

La ficha técnica se muestra en el Anexo 23

4.4.5 Selección de válvulas de expansión electrónica

Tabla 26

Selección de VEE

Ambiente	Potencia requerida	#de VEE	Marca	Modelo	Potencia del modelo
Cámara de materia prima	20.30 KW	1	Danfoss	AKV 10PS8	20.30 KW
Sala de procesos	3.69 KW	2	Danfoss	AKV 10PS4	3.69 KW
Sala de empaque	2.13 KW	1	Danfoss	AKV 10PS4	2.13 KW
Andén de despacho	3.12 KW	1	Danfoss	AKV 10PS4	3.12 KW
Cámara de congelado	3.19 KW	2	Danfoss	AKV 10PS4	3.19 KW
Túnel de congelación	48.30 KW	1	Danfoss	AKV 10PS8	48.30 KW

Nota. El cuadro nos muestra el tipo de válvulas seleccionadas de acuerdo al cálculo del sistema. Fuente: Elaboración propia.

Las fichas técnicas se muestran, en el orden del cuadro, en los Anexos 25, 26, 27, 28, 29 y 30 respectivamente.

4.4.6 Selección de tuberías

La selección de tuberías se realiza de acuerdo a su diámetro, para el cálculo del diámetro de tubería es necesario conocer el flujo másico con el que trabaja cada servicio.

a. Tuberías para el circuito de baja temperatura

Del Anexo 14 se obtiene que el flujo másico del compresor seleccionado es $404 \frac{Kg}{hr}$, este valor lo multiplicamos por dos y lo convertimos a Kg/s para obtener el flujo másico total del circuito.

$$404 \frac{Kg}{hr} \times (2) \times \left(\frac{1 \text{ hr}}{3600 \text{ s}} \right) = 0.2244 \frac{Kg}{s}$$

Según la sección: “4.2.2 Sistema en cascada con R744 para BT y R134A para MT” los flujos másicos requeridos por el túnel de congelamiento y por la cámara de congelados son $\dot{m}_{TC} = 0.1989 \text{ Kg/s}$ y $\dot{m}_{CC} = 0.0269 \text{ Kg/s}$ respectivamente, la suma de estos dos valores da como resultado un flujo másico total requerido de 0.2258 Kg/s . Para que la suma de los dos flujos másicos requeridos por los servicios de baja temperatura, operando a su máxima potencia, coincida con el flujo másico proporcionado por los compresores, se multiplicará cada flujo másico requerido por el factor $\frac{0.2244 \frac{Kg}{s}}{0.2258 \frac{Kg}{s}} =$

0.99, y da como resultado:

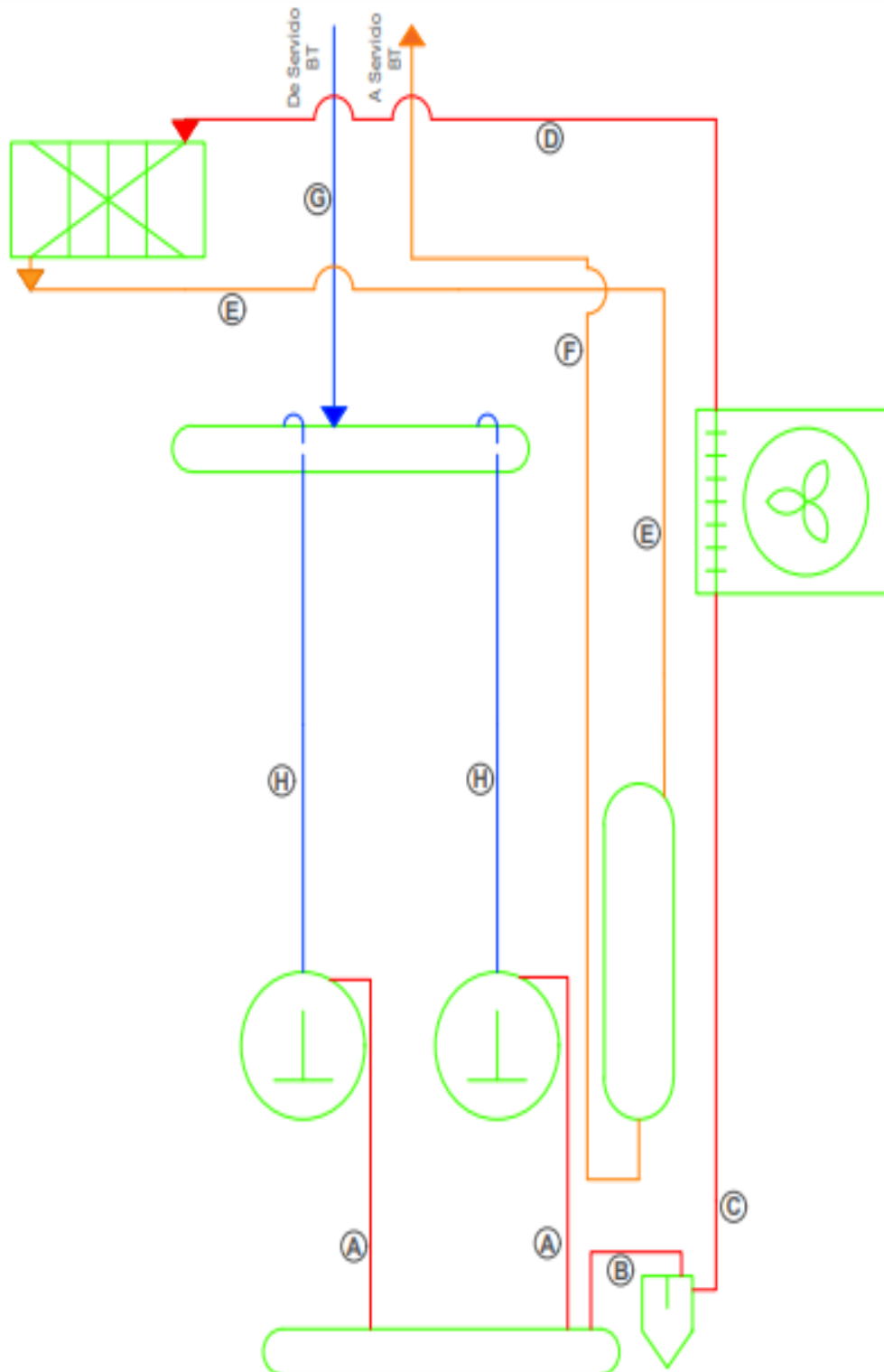
$$\dot{m}_{TC} = 0.1989 \text{ Kg/s} \times 0.99 = 0.1977 \frac{Kg}{s}$$

$$\dot{m}_{CC} = 0.0269 \text{ Kg/s} \times 0.99 = 0.0268 \frac{Kg}{s}$$

Estos dos valores son los flujos másicos que circularán por el evaporador del túnel de congelamiento y los de la cámara de congelados.

Figura 46

Diagrama del circuito en la central frigorífica para baja temperatura



Nota. La imagen nos muestra la distribución esquemática de los componentes del sistema de refrigeración de baja temperatura. Fuente: Elaboración propia.

En la Figura 46 se rotula cada tramo de tubería de la central frigorífica con una letra (de la “A” a la “H”) y en el Anexo 16 se hace lo mismo con las tuberías que conectan los evaporadores (de la “I” a la “L”). En la Figura 26 se puede identificar el estado del fluido en cada tramo del circuito frigorífico. Luego de identificar el estado del fluido refrigerante al pasar por un determinado tramo, se buscan las densidades correspondientes a cada estado, estos valores se extraen de la Figura 28 y se muestra en la Tabla 27.

Tabla 27

Densidades en cada estado del ciclo - R744

Punto	ρ (Kg/m ³)
1	30.35
2	28.33
3	63.99
4	82.93
5	950.9
6	918.2
7	110.9
8	41.17
9	173.5

Nota. El cuadro nos muestra los valores de densidad del R744 en los diferentes puntos del sistema. Fuente: Elaboración propia.

Los diámetros de tuberías se realizan en función a las velocidades recomendadas del fluido refrigerante, mostradas en el Anexo 1. La velocidad del fluido se halla con la ecuación (21): $V_{prom} = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot A_c}$, donde el área de la tubería se determina con la ecuación (22): $A_c = \frac{\pi D^2}{4}$, y los diámetros de tuberías a considerar son los del Anexo 13, los diámetros mostrados en dicha tabla se van “tanteando” hasta encontrar una velocidad del refrigerante acorde a los del Anexo 1.

Los resultados de estos cálculos se presentan en la Tabla 28.

Las unidades son:

\dot{m} : Kg/s	ρ : Kg/m ³	D: m	A_c : m ²
\emptyset comercial: pulgadas	V_{prom} : $\frac{m}{s}$	L: m	masa: Kg

Tabla 28

Diámetros de tramos de tuberías para el circuito con R744

Tramo	Punto	\dot{m}	ρ	D	A_c	\emptyset comercial	V_{prom}	L	masa
A	3	0.1122	63.99	0.0189	0.000281	7/8	6.24	0.5	0.0090
A	3	0.1122	63.99	0.0189	0.000281	7/8	6.24	0.5	0.0090
B	3	0.2244	63.99	0.0253	0.000502	1 1/8	6.99	1	0.0321
C	3	0.2244	63.99	0.0253	0.000502	1 1/8	6.99	3	0.0963
D	4	0.2244	82.93	0.0253	0.000502	1 1/8	5.40	3.5	0.1456
E	5	0.2244	950.9	0.0189	0.000281	7/8	0.84	4.5	1.2034
F	5	0.2244	950.9	0.0189	0.000281	7/8	0.84	4	1.0697
G	2	0.2244	28.33	0.0376	0.001111	1 5/8	7.13	2	0.0630
H	1	0.1122	28.33	0.0253	0.000502	1 1/8	7.90	1	0.0142
H	1	0.1122	28.33	0.0253	0.000502	1 1/8	7.90	1	0.0142
I	1	0.2244	28.33	0.0376	0.001111	1 5/8	7.13	4	0.1259
I	5	0.2244	950.9	0.0189	0.000281	7/8	0.84	4	1.0697
J	1	0.1977	30.35	0.0376	0.001111	1 5/8	5.86	3	0.1012
J	6	0.1977	918.2	0.0189	0.000281	7/8	0.77	3	0.7747
K	8	0.0268	41.17	0.0102	0.000082	1/2	7.94	18	0.0607
K	6	0.0268	918.2	0.0077	0.000047	3/8	0.62	18	0.7791
L	8	0.0134	41.17	0.0077	0.000047	3/8	6.90	2	0.0039
L	6	0.0134	918.2	0.0077	0.000047	3/8	0.31	2	0.0866
L	8	0.0134	41.17	0.0077	0.000047	3/8	6.90	2	0.0039
L	6	0.0134	918.2	0.0077	0.000047	3/8	0.31	2	0.0866

Nota. El cuadro nos muestra las especificaciones de las tuberías usadas en el sistema.

Fuente: Elaboración propia.

b. Tuberías para el circuito de media temperatura}

Del Anexo 15 se obtiene que el flujo másico del compresor seleccionado es $844 \frac{Kg}{hr}$, este valor lo multiplicamos por tres (número de compresores) y lo convertimos a Kg/s para obtener el flujo másico total del circuito.

$$844 \frac{Kg}{hr} \times (3) \times \left(\frac{1 \text{ hr}}{3600 \text{ s}} \right) = 0.7033 \frac{Kg}{s}$$

Según la sección: “4.2.2 Sistema en cascada con R744 para BT y R134A para MT” los flujos máxicos requeridos por la cámara de materia prima, sala de procesos, sala de empaque, andén de despacho e intercambiador de calor son:

$$\dot{m}_{mp} = 0.1366 \text{ Kg/s} , \dot{m}_{sp} = 0.0484 \text{ Kg/s}, \dot{m}_{se} = 0.0143 \text{ Kg/s},$$

$\dot{m}_{ad} = 0.0209 \text{ Kg/s}$ y $\dot{m}_{ic} = 0.4376 \text{ Kg/s}$ respectivamente, la suma de estos valores da como resultado un flujo máxico total requerido de 0.6579 Kg/s. Para que la suma de los dos flujos máxicos requeridos por los servicios de baja temperatura, operando a su máxima potencia, coincida con el flujo máxico proporcionado por los

compresores, se multiplicará cada flujo máxico requerido por el factor $\frac{0.7033 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}}{0.6579 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}} = 1.07$,

y da como resultado:

$$\dot{m}_{mp} = 0.1366 \text{ Kg/s} \times 1.07 = 0.1977 \text{ Kg/s}$$

$$\dot{m}_{sp} = 0.0484 \text{ Kg/s} \times 1.07 = 0.0268 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

$$\dot{m}_{se} = 0.0143 \text{ Kg/s} \times 1.07 = 0.1977 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

$$\dot{m}_{ad} = 0.0209 \text{ Kg/s} \times 1.07 = 0.1977 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

$$\dot{m}_{ic} = 0.4376 \text{ Kg/s} \times 1.07 = 0.1977 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

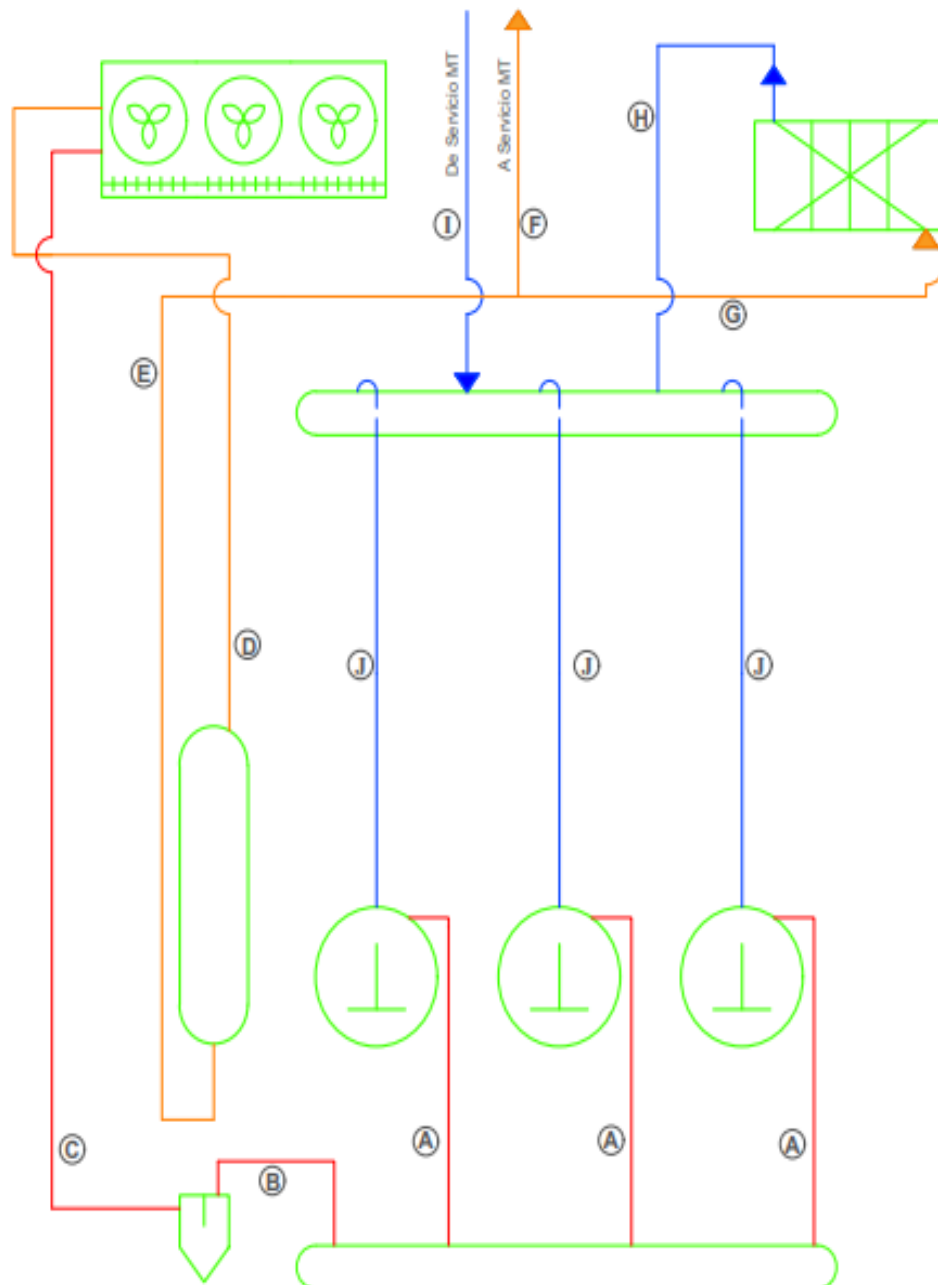
Estos valores son los flujos máxicos que circularán por el circuito de media temperatura.

En la Figura 47 se rotula cada tramo de tubería de la central frigorífica con una letra (de la “A” a la “J”) y en el Anexo 16 se hace lo mismo con las tuberías que conectan los evaporadores (de la M a la S). En la Figura 30 se puede identificar el estado del fluido en cada tramo del circuito frigorífico. Luego de identificar el estado del fluido refrigerante

al pasar por un determinado tramo, se buscan las densidades correspondientes a cada estado, estos valores se extraen de la Figura 32 y se muestra en la Tabla 29.

Figura 47

Diagrama del circuito en la central frigorífica para media temperatura



Nota. La imagen nos muestra la distribución de los componentes de un sistema de media temperatura. Fuente: Elaboración propia

Tabla 29*Densidades en cada estado del ciclo - R134*

Punto	ρ (Kg/m ³)
1	11.42
2	10.85
3	41.44
4	1168
5	40.03
6	14.15
7	55.8

Nota. El cuadro nos muestra los valores de densidad del R134 en los diferentes puntos del sistema. Fuente: Elaboración propia.

Y el cálculo de los diámetros de tuberías se realiza de la misma manera que con el circuito de baja temperatura.

Tabla 30*Diámetros de tramos de tuberías para el circuito con R134A*

Tramo	Punto	\dot{m}	ρ	D	A_c	ϕ comercial	V_{prom}	L	masa
A	3	0.2344	41.44	0.0253	0.000502	1 1/8	11.28	0.5	0.0104
A	3	0.2344	41.44	0.0253	0.000502	1 1/8	11.28	0.5	0.0104
A	3	0.2344	41.44	0.0253	0.000502	1 1/8	11.28	0.5	0.0104
B	3	0.7033	41.44	0.0498	0.001945	2 1/8	8.73	1	0.0806
C	3	0.7033	41.44	0.0498	0.001945	2 1/8	8.73	9	0.7253
D	4	0.7033	1168	0.0316	0.000785	1 3/8	0.77	5	4.5868
E	4	0.7033	1168	0.0316	0.000785	1 3/8	0.77	5.5	5.0455
F	4	0.2324	1168	0.0166	0.000215	3/4	0.92	1	0.2516
G	4	0.4714	1168	0.0253	0.000502	1 1/8	0.80	2	1.1719
H	1	0.4714	11.42	0.0618	0.003004	2 5/8	13.74	3	0.1029
I	2	0.2324	11.1	0.0618	0.003004	2 5/8	6.97	2	0.0667
J	2	0.2344	11.1	0.0376	0.001111	1 5/8	19.00	1	0.0123
J	2	0.2344	11.1	0.0376	0.001111	1 5/8	19.00	1	0.0123
J	2	0.2344	11.1	0.0376	0.001111	1 5/8	19.00	1	0.0123
M	2	0.2320	11.1	0.0618	0.003004	2 5/8	6.96	2	0.0667
M	4	0.2320	1168	0.0189	0.000281	7/8	0.71	2	0.6570
N	2	0.0371	11.1	0.0189	0.000281	7/8	11.89	1	0.0031
N	4	0.0371	1168	0.0102	0.000082	1/2	0.39	1	0.0956
Ñ	1	0.0221	11.42	0.0166	0.000215	3/4	8.97	3	0.0074

Ñ	4	0.0221	1168	0.0077	0.000047	3/8	0.40	3	0.1652
O	1	0.0151	11.42	0.0134	0.000141	5/8	9.37	1	0.0016
O	4	0.0151	1168	0.0077	0.000047	3/8	0.27	1	0.0551
P	2	0.1948	11.1	0.0498	0.001945	2 1/8	9.03	9	0.1943
P	4	0.1948	1168	0.0166	0.000215	3/4	0.77	9	2.2643
Q	7	0.0510	13.43	0.0189	0.000281	7/8	13.51	2	0.0076
Q	4	0.0510	1168	0.0102	0.000082	1/2	0.53	2	0.1913
R	6	0.0255	14.15	0.0166	0.000215	3/4	8.37	2	0.0061
R	4	0.0255	1168	0.0077	0.000047	3/8	0.46	2	0.1101
R	6	0.0255	14.15	0.0166	0.000215	3/4	8.37	2	0.0061
R	4	0.0255	1168	0.0077	0.000047	3/8	0.46	2	0.1101
S	4	0.1438	1168	0.0134	0.000141	5/8	0.88	7	1.1506

Nota. El cuadro nos muestra las especificaciones de las tuberías usadas en el sistema.

Fuente: Elaboración propia.

4.4.7 Selección del Recipiente de líquido

El recipiente de líquido debe tener la capacidad de almacenar todo el refrigerante que necesita el circuito frigorífico, por esa razón se elegirá el recipiente de líquido en función de su volumen.

A. Recipiente de líquido para el circuito de baja temperatura

Para determinar el volumen requerido por el circuito, primero se halla la cantidad de masa del refrigerante, que se obtiene sumando todas las masas de la Tabla 28. El valor obtenido es 5.66 Kg.

A continuación, se calcula la masa del refrigerante que hay en cada evaporador y condensador del circuito, estos valores se pueden calcular multiplicando el volumen interior de cada elemento por la densidad del refrigerante. De las fichas técnicas de cada intercambiador de calor se obtiene el volumen interior, por donde circula el refrigerante; debido a que en estos elementos se produce un cambio de fase del refrigerante, la densidad del fluido varía mientras se desplaza por el serpentín, por tal motivo se considerará la densidad promedio (la semisuma de la densidad del refrigerante a la entrada y a la salida).

El resultado se muestra en la Tabla 31.

Tabla 31

Masa de refrigerante en cada evaporador de BT

Evaporador	$V(dm^3)$	$V(m^3)$	$\rho_{ent.}(Kg/m^3)$	$\rho_{sal}(Kg/m^3)$	$\rho_m(Kg/m^3)$	masa (Kg)
Túnel de congelamiento	105.5	0.1055	111	30.35	70.68	7.46
Cámara de congelamiento	3.3	0.0033	173.5	41.17	107.34	0.35
Intercambiador de calor	7.17	0.0072	82.93	950.9	516.92	3.71

Nota. El cuadro nos muestra los valores de refrigerante en algunas áreas del sistema.

Fuente: Elaboración propia.

Los valores obtenidos de esta tabla se deben sumar con la masa de refrigerante requeridas por las tuberías, resultando:

$$5.75 \text{ Kg} + 7.46 \text{ Kg} + 0.35 \text{ Kg} + 3.71 \text{ Kg} = 17.3 \text{ Kg}$$

Luego se calcula el volumen de refrigerante que ocupa la masa de refrigerante hallada, esto se consigue multiplicando dicha masa por su volumen específico ($1/\rho$) en el “punto 5” de la Figura 26, resultando:

$$17.3 \text{ Kg} \times 0.001052 \text{ m}^3/\text{Kg} = 0.0182 \text{ m}^3 = 18.2 \text{ L}$$

En base al volumen obtenido se procede a la selección, se usa el catálogo del proveedor “Tecnac”, se corrobora que la presión de diseño del recipiente (60 bar) es mayor a la presión de trabajo (39.69 bar). El volumen de recipiente inmediatamente superior a 18.2 L es el modelo de 30 L, por lo tanto, el modelo de recipiente de líquido seleccionado es:

RV30-130 bar-TR

Su ficha técnica se presenta en el Anexo 31.

b. Recipiente de líquido para el circuito de media temperatura

Para la selección del recipiente de media temperatura se realiza el mismo procedimiento que se aplicó en la selección del circuito de baja temperatura.

Suma de todas las masas (Tabla 30): 17.14Kg

Tabla 32

Masa de refrigerante en cada evaporador de MT

Evaporador	$V(dm^3)$	$V(m^3)$	$\rho_{ent.}(Kg/m^3)$	$\rho_{sal.}(Kg/m^3)$	$\rho_m(Kg/m^3)$	masa (Kg)
Cámara de materia prima	17.7	0.0177	40.03	11.42	25.73	0.46
Sala de procesos	1.5	0.0015	55.8	14.15	34.98	0.05
Sala de empaque	1.2	0.0012	40.03	11.42	25.73	0.03
Andén de despacho	2.8	0.0028	40.03	1142	591.02	1.65
Intercambiador de calor	7.06	0.0071	40.03	11.42	25.73	0.18
Condensador	62	0.0620	41.44	1168	604.72	37.49

Nota. El cuadro nos muestra los valores de refrigerante en el sistema. Fuente: Elaboración propia.

Los valores obtenidos de esta tabla se deben sumar con la masa de refrigerante requeridas por las tuberías, resultando:

$$17.26 \text{ Kg} + 0.46 \text{ Kg} + 0.05 \text{ Kg} + 0.03 \text{ Kg} + 1.65 \text{ Kg} + 0.18 \text{ Kg} + 37.49 \text{ Kg} = 57.12 \text{ Kg}$$

$$57.12 \text{ Kg} \times 0.000856 \text{ m}^3/\text{Kg} = 0.04889 \text{ m}^3 = 48.89 \text{ L}$$

Se procede a la selección usando el catálogo del proveedor “Tecnac”, se corrobora que la presión de diseño del recipiente (32 bar) es mayor a la presión de trabajo (10.16 bar). El volumen de recipiente inmediatamente superior a 48.89 L es el modelo de 60 L, por lo tanto, el modelo de recipiente de líquido seleccionado es: **RV-60**

Su ficha técnica se presenta en el Anexo 32

4.5 Discusión

A. Se identificó tres posibles configuraciones de circuito frigorífico para que el R744 opere en estado subcrítico, estas fueron:

- Alternativa 1: Sistema en cascada con R744 para baja temperatura y R134a para media temperatura.
- Alternativa 2: Sistema en cascada con R744 bombeado para MT y expansión seca para baja temperatura, condensando con R134a.
- Alternativa 3: Sistema en cascada con R744 bombeado para MT y expansión seca para baja temperatura, condensando con R290.

En la Tabla 39 se realizó un comparativo entre estas opciones, obteniendo como resultado:

La Alternativa 3 usa dos refrigerantes con bajísimos PCA, en caso de fugas, las cuales no son raras en estas instalaciones, las emisiones de gases de efecto invernadero en esta configuración es insignificante, pero también es la opción con menor seguridad debido a que usa gas inflamable, las otras dos opciones son consideradas de “Alta seguridad”. Con respecto al COP, la Alternativa 1 es 6.5% más eficiente que la Alternativa 2 y 7.38 % más eficiente que la alternativa 3. La alternativa 2 usa aproximadamente 40% más refrigerante que la alternativa 1 y 3. Con respecto a los caudales volumétricos se observa que el caudal volumétrico de aspiración para los servicios de baja temperatura de la alternativa 1 es 10% que de las alternativas 2 y 3, por tal razón los compresores de la alternativa 1 y sus tuberías de aspiración serán 10% más grandes y el líquido de los servicios de media temperatura de la Alternativa 1 es la mitad de que las alternativas 2 y 3.

Teniendo como criterios principales la seguridad y eficiencia de la planta, de optó por la Alternativa 1.

B. Se comparó los sistemas frigoríficos evaluados y se concluyó que:

- La cantidad de refrigerante usado en el sistema “R507a para MT y BT” tiene 3.3 veces el potencial de calentamiento atmosférico que la requerida por el sistema “R744 para BT y R134 para MT”.
- Las dos opciones son instalaciones de “Alta seguridad”.
- La alternativa “R744 para BT y R134 para MT” es 10.2% más eficiente que la alternativa “R507a para MT y BT”.
- La alternativa “R744 para BT y R134 para MT” usa 2% más cantidad de refrigerante que la alternativa “R507a para MT y BT”.
- En la succión de los servicios de baja temperatura, el caudal volumétrico del sistema “R744 para BT y R134 para MT” es el 12.3 % del Sistema “R507a para MT y BT”, por lo tanto, los compresores y tuberías de aspiración del sistema “R744 para BT y R134 para MT” requieren el 12 % del volumen que las del sistema “R507a para MT y BT”.
- En la línea de líquido de los servicios de baja temperatura, el caudal volumétrico del sistema “R744 para BT y R134 para MT” es el 43.5 % del sistema “R507a para MT y BT”, por lo tanto, los evaporadores y tuberías de líquido del sistema “R744 para BT y R134 para MT” requieren el 43.4 % del volumen que las del sistema “R507a para MT y BT”.
- En la succión de los servicios de media temperatura, el caudal volumétrico del sistema “R744 para BT y R134 para MT” es el 168 % del Sistema “R507a para MT y BT”, por lo tanto, los compresores y tuberías de aspiración del sistema

“R744 para BT y R134 para MT” requieren 68 % más volumen que las del sistema “R507a para MT y BT”.

- En la línea de líquido de los servicios de media temperatura, el caudal volumétrico del sistema “R744 para BT y R134 para MT” es el 63.6 % del sistema “R507a para MT y BT”, por lo tanto, los evaporadores y tuberías de líquido del sistema “R744 para BT y R134 para MT” requieren el 63.6 % del volumen que las del sistema “R507a para MT y BT”.

C. Se realizó la selección de los principales componentes del sistema frigorífico propuesto en función a los requerimientos calculados previamente y a la disponibilidad existente de estos componentes en el mercado, la selección fue mediante catálogos y softwares proporcionados por los fabricantes, estos son:

- 2 compresores Bitzer 4ESL-9K
- 3 compresores Bitzer 4HE-15Y
- 1 evaporador LU-VE E45HC 4732 E 6
- 2 evaporadores LU-VE F30HC 411 E 4
- 1 evaporador LU-VE F27HC 49 E 4
- 1 evaporador LU-VE F30HC 521 E 6
- 1 evaporador LU-VE F27HC 70 N 7 CO2 DX
- 1 evaporador Frimetal MRB-6400
- 1 intercambiador de calor SWEP F80Hx134/1P
- 1 condensador LU-VE EAV5N 5366 H 6VENT (2X3)
- 2 válvulas de expansión electrónica Danfoss AKV 10PS8
- 6 válvulas de expansión electrónica Danfoss AKV 10PS4
- 1 recipiente de líquido Tecnac RV30-130 bar-TR
- 1 recipiente de líquido Tecnac RV-60

D. Se determinó que las ventajas de usar CO₂ como refrigerante son:

- Tiene una gran disponibilidad y por consecuencia un costo inferior en comparación de los refrigerantes sintéticos.
- No es tóxico ni inflamable y no es necesario reciclar al final de la vida útil de la instalación.
- No deteriora la capa de ozono y su contribución al efecto invernadero es insignificante en comparación con los refrigerantes sintéticos.
- Debido a que su caudal volumétrico es menor, requiere instalaciones con menor volumen que otros refrigerantes sintéticos.

Y sus desventajas son:

- Tiene presiones de trabajo relativamente altas, para la aplicación expuesta las presiones de evaporación y condensación son 12 bar y 39.7 bar respectivamente, a diferencia de las presiones de evaporación y condensación del refrigerante R507a que son: 1.7 bar y 18.7 bar. Esto encarece los componentes de una instalación con R744, por requerir mayores presiones de trabajo.
- La temperatura de su “punto crítico” es relativamente baja (31 °C), limitando su uso a temperaturas exteriores entorno a los 20 °C. Para nuestras condiciones climáticas es necesario aplicar una instalación tipo “cascada”.
- Cuando opera en estado subcrítico necesita otro ciclo frigorífico funcionando simultáneamente para que pueda condensar.

V Conclusiones y recomendaciones

5.1 Conclusiones

- A. Se evaluó tres posibles configuraciones que operan con R744, de las cuales se concluyó que la mejor opción es la alternativa “R744 para BT y R134 para MT”, porque su coeficiente de performance es 7% mayor que las alternativas “R744 para MT y BT, R134a para condensar” y “R744 para MT y BT, R290 para condensar”.
- B. Se comparó el sistema convencional “R507a para MT y BT” con el sistema propuesto “R744 para BT y R134 para MT” y se concluye que, la alternativa “R744 para BT y R134 para MT” es 10.2% más eficiente. La cantidad de refrigerante usado en el sistema “R507a para MT y BT” tiene 3.3 veces el potencial de calentamiento atmosférico que la requerida por el sistema “R744 para BT y R134 para MT”
- C. Se realizó la selección de componentes de acuerdo al cálculo para lo cual se necesitará 5 compresores de la marca BITZER, 6 evaporadores de la marca LU-VE, 1 evaporador Frimetal, 1 intercambiador de calor SWEP, 1 condensador LU-VE, 8 válvulas de expansión Danfoss y 2 recipientes de liquido de la marca Tecnac.
- D. Se determinó que la principal ventaja de usar un sistema frigorífico con CO₂ es su nula contribución al efecto invernadero y el poco deterioro de la capa de ozono, su nula toxicidad e inflamabilidad, a la vez se concluyó que su principal desventaja es que la temperatura de su punto crítico es baja (31°C), limitando su uso a temperaturas exteriores alrededor de 20°C, para nuestro sistema y sus condiciones climáticas se usa un circuito en cascada, necesitando así otro ciclo frigorífico funcionando de forma simultanea para que pueda evaporar.

5.2 Recomendaciones

- Debido a las altas presiones de trabajo del R744, llegando hasta aproximadamente 40 bar se deben usar componentes para la seguridad de la instalación como válvulas de alivio o presostatos y asegurarnos que los componentes seleccionados soporten las presiones de trabajo.
- Para que el CO₂ pueda ser usado como refrigerante debe cumplir con la condición de tener en su composición 20 ppm de humedad como máximo, para evitar que tal humedad se congele en el sistema (solidificándose), obstruyendo el circuito.
- La planta que use R744 debe tener un plan de contingencia en caso de fuga de refrigerante, ya que el CO₂ al ser más pesado que el aire, lo desplaza; y en caso de fuga de una gran cantidad de masa, personas en áreas sin ventilación se pueden asfixiar.
- El personal que ejecute este tipo de instalaciones debe ser lo suficientemente capacitado para realizar soldaduras que soporten las altas presiones de trabajo, con tuberías de cobre tipo K y soldadura autógena con varillas de 15% de plata en su composición.

VI Referencias Bibliográficas y virtuales

- AIRLAN. (2021). *Catálogo de condensadores remotos*. Bilbao: AIRLAN.
- ASHRAE. (2014). *ASHRAE Handbook: Refrigeration*. EE.UU.: ASHRAE.
- Bitzer. (s.f.). Software v6.17.2.
- Boles, Y. A. (2014). *Termodinámica*. EE.UU.: McGraw Hill.
- CALOR Y FRIO. (24 de mayo de 2018). *Caloryfrio.com*. Obtenido de <https://www.caloryfrio.com/refrigeracion-frio/refrigerantes-naturales-caracteristicas-ventajas-desventajas-uso-infografia.html>
- Coolpack. (s.f.). DTU (Technical University of Denmark).
- CoolProject LLC. (2020). *CoolProject*. Obtenido de https://coolproject.es/2017/12/06/seleccion_de_evaporadores/
- CoolSelector2. (s.f.). Danfoss.
- GEA. (2021). *Catálogo Compresores Semiherméticos*. Alemania.
- INTARCON. (2022). *INTARCON*. Obtenido de <https://www.intarcon.com/diseño-y-cálculo-de-líneas-de-distribución-de-refrigerante/>
- Jimeno, J. A. (2019). *Fundamentos de Tecnología Frigorífica*. España: DEXTRA EDITORIAL.
- LC FRIO. (2022). *LCFrio Soluciones Bajo Cero*. Obtenido de <https://lcfrio.com/>
- LU-VE GROUP. (2021). LU-VE EXCHANGERS. Italia.
- Manuales Frigoríficos*. (julio de 2021). Obtenido de manualesfrigorificos.com

- Remusgo, E. S. (2017). *Manual de refrigeracion y acondicionamiento de aire*. Perú: Editoria Macro.
- Rosado, G. (2010). *Estudio y diseño de una instalación frigorífica que utiliza CO₂ como refrigerante en régimen subcrítico*. España: Universitat Politècnica de Catalunya.
- Sánchez, A. (2018). *Refrigeración con CO₂ en aplicaciones comerciales*. España: Universidad Politécnica de Madrid.
- Santos, F. J. (2017). *Montaje y mantenimiento de instalaciones frigoríficas industriales*. España: Síntesis.
- Sanz, C. (2014). *Evaluación experimental de una instalación de producción de frío en cascada con CO₂ como fluido de baja temperatura*. España: Universitat Jaume.
- SWEP. (2021). SWEP Heat Exchangers. Obtenido de <https://pdf.directindustry.es/>
- TUPEMESA. (2021). *Tupemesa*. Obtenido de <https://www.tupemesa.com.pe/wp-content/uploads/2022/03/catalogo-coberturas-y-paneles-aislantes-tupemesa-2020-2020-08-23-12-24-58-3.pdf>

VII Anexos

Anexo 1

Velocidades de refrigerante recomendadas

FLUIDO	ASPIRACIÓN	DESCARGA	LIQUIDO
AMONIACO	15-20	20-25	0.5-1.25
HALOGENADO	4.5-20	10-18	0.5-1.25
CO ₂	5-8	5-6	0.5-1.25

Nota. Adaptado de Diseño y Cálculo de líneas de distribución de refrigerante (2022)

Anexo 2

Comportamiento de los refrigerantes respecto a la capa de ozono y el efecto en el calentamiento de la atmósfera

Refrigerante	ODP	GWP
R-12	1	10200
R-22	0.055	1700
R-502	0.330	4660
R-134a	0	1300
R-404A	0	4200
R-407C	0	1600
R-410A	0	2100
R-422D	0	2500
R-507	0	3300
R-513A	0	631
R-290	0	4
R-600a	0	3
R-717	0	0
R-744	0	1
R-1270	0	2
R-1234yf	0	4
R-1234ze	0	6

Nota. Adaptado de Manual de refrigeración y acondicionamiento de aire pág. 217, (2017).

Anexo 3*Grupos de Seguridad de los Refrigerantes*

INFLAMABILIDAD	Inflamabilidad Alta	A3 R-290 (Propano) R-600a (Isobutano)	B3
	Inflamabilidad Media	A2 R-152 ^a	B2
		A2L R-32 R-1234yf R-1234ze(E)	B2L R-717 (Amoniaco)
	No Inflamable	A1 R-134a R-22 R-410A R-1233zd(E) R-404A R-407C R-507A R-744 (CO ₂)	B1 R-123
		Baja Toxicidad	Alta Toxicidad
TOXICIDAD			

Nota. Tabla adaptada de Clasificación por Seguridad (ASHRAE Std.34)

A su vez, los seis grupos pueden ser simplificados en tres grupos generales:

1. Grupo de alta seguridad (L1): A1
2. Grupo de media seguridad (L2): A2, B1 y B2
3. Grupo de baja seguridad (L3): A3 y B3

Anexo 4

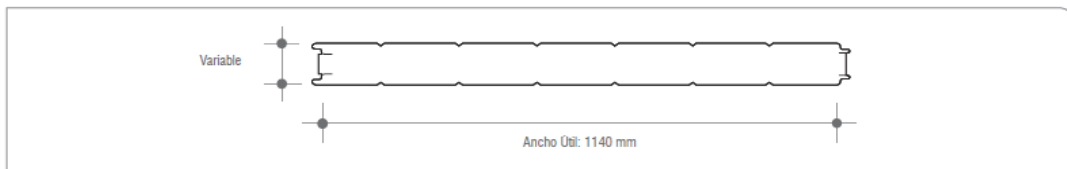
Ficha técnica del Isopol (plancha de poliestireno)

Coberturas y Paneles Aislantes TUPEMESA®

Isopol



- Panel conformado por dos láminas de acero, con un núcleo aislante de poliestireno (POL) de alta densidad 18-20 kg/m³ (tolerancia de ± 2 kg/m³), por lo cual se obtiene una solución de revestimiento o cielo aislado en un solo producto con excelentes propiedades térmicas siendo su principal uso en cámaras frigoríficas.
- El poliestireno (POL) de frío o ambientes con temperatura controlada es autoextinguible, es decir no arde ni contribuye a la propagación del fuego.
- La capacidad estructural del panel permite ser utilizado como sistema constructivo autoportante en edificios, oficinas, campamentos, casetas, entre otros.
- El largo está limitado por la condición de transporte y manipulación (Min. 3m -Máx. 12m) Para longitudes superiores, consultar con el área técnica.
- El panel isopol en combinación con yeso cartón puede lograr resistencia al fuego FI5.



Características Técnicas

Terminación	Zincalum	Espesores (mm)	Acero 0,5/0,5 0,4/0,4	Adaptabilidad	Recto	Usos	Cubiertas Revestimientos Horizontal Falso Cielo	
	Poliéster							
	Aislados Especiales							

Propiedades Térmicas								
			Elementos Horizontales (Flujo Ascendente)			Elementos Verticales (Flujo Horizontal)		
			Resistencia Térmica ⁽¹⁾ (m ² K/W)	Transmitancia Térmica		Resistencia Térmica (m ² K/W)	Transmitancia Térmica	
Espesor (mm)	Peso (kg/m ²)	Largo Máximo (m)		W/m ² K	Kcal/m ² °C		W/m ² K	Kcal/m ² °C
50	9,1	8	1,442	0,693	0,597	1,472	0,679	0,584
75	9,6	12	2,093	0,478	0,411	2,123	0,471	0,405
100	10,1	12	2,744	0,364	0,314	2,774	0,360	0,310
150	11,1	12	4,046	0,247	0,213	4,076	0,245	0,211
200	12,1	12	5,348	0,187	0,161	5,378	0,186	0,160

Nota. Grafica tomada de Catálogo Técnico Coberturas y Paneles Aislante (2021)

Anexo 5

Espesores del poliestireno recomendados según su aplicación.

Temperatura de cámara (°C)	Espesor del aislante (pulg)
10 a 15	2
5 a 10	3
-5 a 5	4
-10 a -5	5
-15 a -10	6
-25 a -15	7
-40 a -25	8

Nota. Tabla tomada de Manual de Refrigeración y Acondicionamiento de aire (2017), pág. 458.

Anexo 6

Incremento de temperatura por radiación solar

Allowance for Sun Effect				
Typical Surface Types	East Wall, K	South Wall, K	West Wall, K	Flat Roof, K
<i>Dark-colored surfaces</i>				
Slate roofing	5	3	5	11
Tar roofing				
Black paint				
<i>Medium-colored surfaces</i>				
Unpainted wood	4	3	4	9
Brick				
Red tile				
Dark cement				
Red, gray, or green paint				
<i>Light-colored surfaces</i>				
White stone	3	2	3	5
Light-colored cement				
White paint				

Note: Add to the normal temperature difference for heat leakage calculations to compensate for sun effect. Do not use for air-conditioning design.

Nota. Tabla tomada de ASHRAE Handbook—Refrigeration (2014) pág. 242.

Anexo 7*Factor de cambios de aire por día*

Cambios de aire cuando T = 32°F(0°C) o más							
Volúmen de cámara(ft ³)	cambio de aire/24 hr	Volúmen de cámara(ft ³)	cambio de aire/24 hr	Volúmen de cámara(ft ³)	cambio de aire/24 hr	Volúmen de cámara(ft ³)	cambio de aire/24 hr
200	44	1000	17.5	8000	5.5	50000	2
250	38	1500	14	10000	4.9	75000	1.6
300	34.5	2000	12	15000	3.9	100000	1.4
400	29.5	3000	9.5	20000	3.5	150000	1.2
500	26	4000	8.2	25000	3	200000	1.1
600	23	5000	7.2	30000	2.7	300000	1
800	20	6000	6.5	40000	2.3	500000	0.9

Cambios de aire cuando T es menor que 32°F(0°C) o más							
Volúmen de cámara(ft ³)	cambio de aire/24 hr	Volúmen de cámara(ft ³)	cambio de aire/24 hr	Volúmen de cámara(ft ³)	cambio de aire/24 hr	Volúmen de cámara(ft ³)	cambio de aire/24 hr
200	33.5	1000	13.5	8000	4.3	50000	1.6
250	29	1500	11	10000	3.8	75000	1.3
300	26.2	2000	9.3	15000	3	100000	1.1
400	22.5	3000	7.4	20000	2.6	150000	1
500	20	4000	6.3	25000	2.3	200000	0.9
600	18	5000	5.6	30000	2.1	300000	0.85
800	15.3	6000	5	40000	1.8	500000	0.8

Nota. Tabla tomada de Manual de Refrigeración y Acondicionamiento de aire (2017),pág. 468.

Anexo 8

Factor de calor removido

FACTOR DE CALOR REMOVIDO (BTU/PIE²)

Temp. CAMARA °F	TEMPERATURA DE BULBO SECO DE AIRE EXTERNO												Temp. CAMARA °F												
	HUMEDAD RELATIVA DE AIRE EXTERNO						TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO DE AIRE EXTERNO																		
	30°F	35°F	40°F	50°F	55°F	70°F	85°F	90°F	95°F	100°F	30°F	35°F		40°F	45.3°	47°	48°	61°	74°	75°	78.4°	78°	79.2°	82.7°	83.3°
75°/60%	.16	.33	.48	.67	.74	.81	.84	.84	.84	.84	.84	.84	.84	.84	.84	.84	.84	.84	.84	.84	.84	.84	.84	.84	.84
70°/60%	.31	.48	.62	.81	.88	.96	.98	.98	.98	.98	.98	.98	.98	.98	.98	.98	.98	.98	.98	.98	.98	.98	.98	.98	.98
65°/60%	.45	.62	.75	.89	1.01	1.09	1.12	1.12	1.12	1.12	1.12	1.12	1.12	1.12	1.12	1.12	1.12	1.12	1.12	1.12	1.12	1.12	1.12	1.12	1.12
60°/60%	.58	.75	.89	1.07	1.14	1.21	1.24	1.24	1.24	1.24	1.24	1.24	1.24	1.24	1.24	1.24	1.24	1.24	1.24	1.24	1.24	1.24	1.24	1.24	1.24
55°/60%	.70	.87	1.01	1.19	1.26	1.33	1.36	1.36	1.36	1.36	1.36	1.36	1.36	1.36	1.36	1.36	1.36	1.36	1.36	1.36	1.36	1.36	1.36	1.36	1.36
50°/60%	.83	.99	1.13	1.31	1.37	1.45	1.47	1.47	1.47	1.47	1.47	1.47	1.47	1.47	1.47	1.47	1.47	1.47	1.47	1.47	1.47	1.47	1.47	1.47	1.47
45°/60%	.94	1.10	1.24	1.42	1.48	1.55	1.58	1.58	1.58	1.58	1.58	1.58	1.58	1.58	1.58	1.58	1.58	1.58	1.58	1.58	1.58	1.58	1.58	1.58	1.58
40°/85%	1.04	1.20	1.34	1.52	1.58	1.66	1.68	1.68	1.68	1.68	1.68	1.68	1.68	1.68	1.68	1.68	1.68	1.68	1.68	1.68	1.68	1.68	1.68	1.68	1.68
35°/90%	1.15	1.31	1.44	1.62	1.68	1.76	1.76	1.76	1.76	1.76	1.76	1.76	1.76	1.76	1.76	1.76	1.76	1.76	1.76	1.76	1.76	1.76	1.76	1.76	1.76
30°/90%	1.26	1.42	1.55	1.73	1.79	1.86	1.89	1.89	1.89	1.89	1.89	1.89	1.89	1.89	1.89	1.89	1.89	1.89	1.89	1.89	1.89	1.89	1.89	1.89	1.89
25°/90%	1.36	1.52	1.65	1.82	1.88	1.96	1.98	1.98	1.98	1.98	1.98	1.98	1.98	1.98	1.98	1.98	1.98	1.98	1.98	1.98	1.98	1.98	1.98	1.98	1.98
20°/90%	1.45	1.62	1.75	1.92	1.98	2.06	2.08	2.08	2.08	2.08	2.08	2.08	2.08	2.08	2.08	2.08	2.08	2.08	2.08	2.08	2.08	2.08	2.08	2.08	2.08

Nota. Adaptado de Manual de Refrigeración y Acondicionamiento de aire (2017), pág. 470.

Anexo 9

Propiedades térmicas de los alimentos.

Thermal Properties of Foods

19.3

Table 3 Unfrozen Composition Data, Initial Freezing Point, and Specific Heats of Foods*

Food Item	Moisture Content, Protein, Fat, %			Carbohydrate			Initial Freezing Point, °C	Specific Heat Above Freezing, kJ/(kg·K)	Specific Heat Below Freezing, kJ/(kg·K)	Latent Heat of Fusion, kJ/kg
	% x_{wo}	% x_p	% x_f	Total, % x_c	Fiber, % x_{fb}	Ash, % x_a				
Vegetables										
Artichokes, globe Jerusalem	84.94	3.27	0.15	10.51	5.40	1.13	-1.2	3.90	2.02	284
Asparagus	92.40	2.28	0.20	4.54	2.10	0.57	-0.6	4.03	1.79	309
Beans, snap lima	90.27	1.82	0.12	7.14	3.40	0.66	-0.7	3.99	1.85	302
	70.24	6.84	0.86	20.16	4.90	1.89	-0.6	3.52	2.07	235
Beets	87.58	1.61	0.17	9.56	2.80	1.08	-1.1	3.91	1.94	293
Broccoli	90.69	2.98	0.35	5.24	3.00	0.92	-0.6	4.01	1.82	303
Brussels sprouts	86.00	3.38	0.30	8.96	3.80	1.37	-0.8	3.90	1.91	287
Cabbage	92.15	1.44	0.27	5.43	2.30	0.71	-0.9	4.02	1.85	308
Carrots	87.79	1.03	0.19	10.14	3.00	0.87	-1.4	3.92	2.00	293
Cauliflower	91.91	1.98	0.21	5.20	2.50	0.71	-0.8	4.02	1.84	307
Celeriac	88.00	1.50	0.30	9.20	1.80	1.00	-0.9	3.90	1.89	294
Celery	94.64	0.75	0.14	3.65	1.70	0.82	-0.5	4.07	1.74	316
Collards	90.55	1.57	0.22	7.11	3.60	0.55	-0.8	4.01	1.86	302
Corn, sweet, yellow	75.96	3.22	1.18	19.02	2.70	0.62	-0.6	3.62	1.98	254
Cucumbers	96.01	0.69	0.13	2.76	0.80	0.41	-0.5	4.09	1.71	321
Eggplant	92.03	1.02	0.18	6.07	2.50	0.71	-0.8	4.02	1.83	307
Endive	93.79	1.25	0.20	3.35	3.10	1.41	-0.1	4.07	1.69	313
Garlic	58.58	6.36	0.50	33.07	2.10	1.50	-0.8	3.17	2.19	196
Ginger, root	81.67	1.74	0.73	15.09	2.00	0.77	—	3.75	1.94	273
Horseradish	78.66	9.40	1.40	8.28	2.00	2.26	-1.8	3.70	2.12	263
Kale	84.46	3.30	0.70	10.01	2.00	1.53	-0.5	3.82	1.86	282
Kohlrabi	91.00	1.70	0.10	6.20	3.60	1.00	-1.0	4.02	1.90	304
Leeks	83.00	1.50	0.30	14.15	1.80	1.05	-0.7	3.77	1.91	277
Lettuce, iceberg	95.89	1.01	0.19	2.09	1.40	0.48	-0.2	4.09	1.65	320
Mushrooms	91.81	2.09	0.42	4.65	1.20	0.89	-0.9	3.99	1.84	307
Okra	89.58	2.00	0.10	7.63	3.20	0.70	-1.8	3.97	2.05	299
Onions	89.68	1.16	0.16	8.63	1.80	0.37	-0.9	3.95	1.87	300
dehydrated flakes	3.93	8.95	0.46	83.28	9.20	3.38	—	—	—	13
Parsley	87.71	2.97	0.79	6.33	3.30	2.20	-1.1	3.93	1.94	293
Parsnips	79.53	1.20	0.30	17.99	4.90	0.98	-0.9	3.74	2.02	266
Peas, green	78.86	5.42	0.40	14.46	5.10	0.87	-0.6	3.75	1.98	263
Peppers, freeze-dried sweet, green	2.00	17.90	3.00	68.70	21.30	8.40	—	—	—	7
	92.19	0.89	0.19	6.43	1.80	0.30	-0.7	4.01	1.80	308
Potatoes, main crop sweet	78.96	2.07	0.10	17.98	1.60	0.89	-0.6	3.67	1.93	264
	72.84	1.65	0.30	24.28	3.00	0.95	-1.3	3.48	2.09	243
Pumpkins	91.60	1.00	0.10	6.50	0.50	0.80	-0.8	3.97	1.81	306
Radishes	94.84	0.60	0.54	3.59	1.60	0.54	-0.7	4.08	1.77	317
Rhubarb	93.61	0.90	0.20	4.54	1.80	0.76	-0.9	4.05	1.83	313
Rutabaga	89.66	1.20	0.20	8.13	2.50	0.81	-1.1	3.96	1.92	299
Salsify (vegetable oyster)	77.00	3.30	0.20	18.60	3.30	0.90	-1.1	3.65	2.05	257
Spinach	91.58	2.86	0.35	3.50	2.70	1.72	-0.3	4.02	1.75	306
Squash, summer winter	94.20	0.94	0.24	4.04	1.90	0.58	-0.5	4.07	1.74	315
	87.78	0.80	0.10	10.42	1.50	0.90	-0.8	3.89	1.87	293
Tomatoes, mature green ripe	93.00	1.20	0.20	5.10	1.10	0.50	-0.6	4.02	1.77	311
	93.76	0.85	0.33	4.64	1.10	0.42	-0.5	4.08	1.79	313
Turnip greens	91.87	0.90	0.10	6.23	1.80	0.70	-1.1	4.00	1.88	307
	91.07	1.50	0.30	5.73	3.20	1.40	-0.2	4.01	1.74	304
Watercress	95.11	2.30	0.10	1.29	1.50	1.20	-0.3	4.08	1.69	318
Yams	69.60	1.53	0.17	27.89	4.10	0.82	—	3.47	2.06	232
Fruits										
Apples, fresh dried	83.93	0.19	0.36	15.25	2.70	0.26	-1.1	3.81	1.98	280
	31.76	0.93	0.32	65.89	8.70	1.10	—	2.57	2.84	106
Apricots	86.35	1.40	0.39	11.12	2.40	0.75	-1.1	3.87	1.95	288
Avocados	74.27	1.98	15.32	7.39	5.00	1.04	-0.3	3.67	1.98	248
Bananas	74.26	1.03	0.48	23.43	2.40	0.80	-0.8	3.56	2.03	248
Blackberries	85.64	0.72	0.39	12.76	5.30	0.48	-0.8	3.91	1.94	286
Blueberries	84.61	0.67	0.38	14.13	2.70	0.21	-1.6	3.83	2.06	283
Cantaloupes	89.78	0.88	0.28	8.36	0.80	0.71	-1.2	3.93	1.91	300
Cherries, sour sweet	86.13	1.00	0.30	12.18	1.60	0.40	-1.7	3.85	2.05	288
	80.76	1.20	0.96	16.55	2.30	0.53	-1.8	3.73	2.12	270
Cranberries	86.54	0.39	0.20	12.68	4.20	0.19	-0.9	3.91	1.93	289

Nota. Tabla tomada de ASHRAE Handbook—Refrigeration (2014), pag 193.

Anexo 10

Valores promedios de carga térmica por persona

Refrigerated Space Temperature, °C	Heat Equivalent/Person, W
10	210
5	240
0	270
-5	300
-10	330
-15	360
-20	390

Nota. Tabla tomada de ASHRAE HANDBOOK -REFRIGERATION (2014),pág. 244.

Anexo 11

Factores de tiempo de funcionamiento utilizables para diversas aplicaciones

Tipo de evaporador	Tiempo de funcionamiento	
	Condición	Tiempo
Deshielo por aire (Fuera de ciclo)	Cámara sobre 0 °C	22 - 24 hr
	Cámara bajo 0 °C	16 - 14 hr
Deshielo forzado (eléctrico o gas caliente)	Hielo "liviano"	20 hr
	Hielo "medio"	18 hr

Nota. Cuadro tomado de Manual de refrigeración y acondicionamiento de aire (2017), pág. 475.

Anexo 12*Diferencial de temperatura para el evaporador recomendado según su aplicación*

DT	Humedad Relativa	Productos
4 - 5 K	90%	Resulta una cantidad mínima de evaporación de la humedad durante el almacenamiento, incluye vegetales, productos agrícolas, flores, hielo sin empaque y cuartos para enfriar.
6 - 7 K	85 - 80%	Incluye almacenamiento en general y refrigeradores de tiendas de conveniencia, comida y vegetales empacados, frutas y productos similares. Productos que requieren ligeramente menores niveles de humedad relativa aquellos de la clase anterior.
7 - 9 K	80 - 65%	Incluye cerveza, vino, farmacéuticos, papas y cebollas, frutas de cascara dura como son melones y en termino corto productos empacados. Estos productos requieren solo humedades relativas moderadas.
9 - 12 K	65 - 50%	Incluye cámaras de preparación y corte, almacenes de cerveza, dulce o almacenaje películas y diques de carga. Estas aplicaciones necesitan solo baja humedad relativa o aquellas que no son afectadas por la humedad.

Nota. Tabla tomada de ASHRAE Systems Equipment Handbook (2014).

Anexo 13*Diámetros comerciales de tuberías Tipo K*

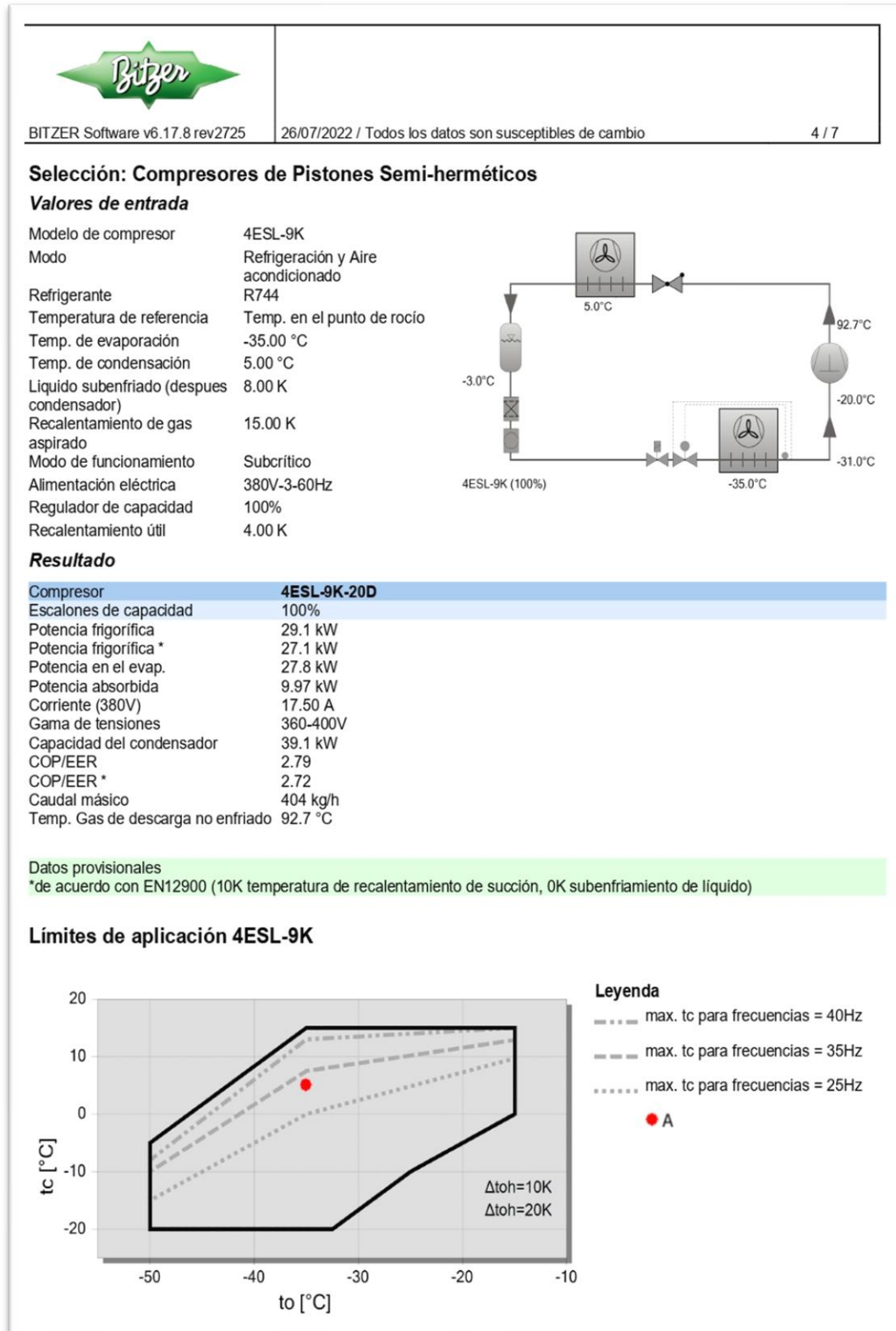
$\varnothing_{ext.}$	espesor	$\varnothing_{int.}$
3/8	0.035	0.0077
1/2	0.049	0.0102
5/8	0.049	0.0134
3/4	0.049	0.0166
7/8	0.065	0.0189
1 1/8	0.065	0.0253
1 3/8	0.065	0.0316
1 5/8	0.072	0.0376
2 1/8	0.083	0.0498
2 5/8	0.095	0.0618
3 1/8	0.109	0.0738
3 5/8	0.12	0.0860
4 1/8	0.134	0.0980
5 1/8	0.16	0.1220
6 1/8	0.192	0.1458

Nota. Tomado de Manual de refrigeración y acondicionamiento de aire (2017), pág.

273.

Anexo 14

Ficha técnica de compresor para baja temperatura



Nota. Gráfico tomado de Bitzer v6.17.2.



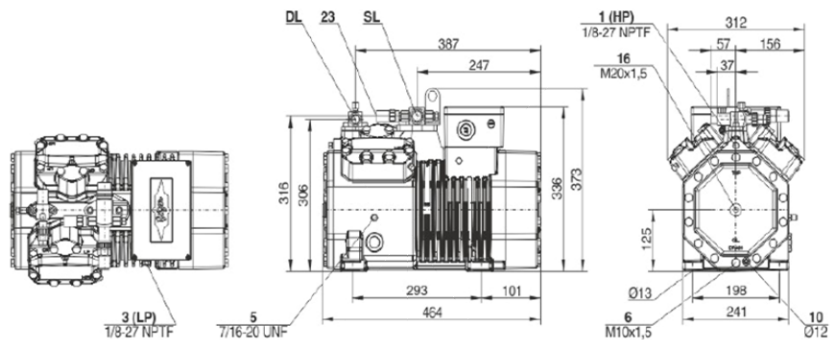
BITZER Software v6.17.8 rev2725

26/07/2022 / Todos los datos son susceptibles de cambio

5 / 7

Datos técnicos: 4ESL-9K

Dimensiones y conexiones



Datos técnicos

Informaciones técnicas

Volumen desplazado (1450 rpm a 50 Hz)	15,6 m ³ /h
Volumen desplazado (1750 rpm a 60Hz)	18,8 m ³ /h
Nº de cilindros x diámetro x carrera	4 x 46 mm x 27 mm
Peso	94,5 kg
Presión máxima (BP/AP)	30 / 53 bar
Conexión línea aspiración	28 mm - 1 1/8"
Conexión línea descarga	16 mm - 5/8"
Aceite para R744 (CO ₂)	BSE60K (Standard) BSE85K, BSG68K (Option)

Informaciones motor

Versión del motor	1
Tensión del motor (otro bajo demanda)	360-400V Y-3-60Hz
Intensidad máxima en funcionamiento	23.9 A
Intensidad en arranque (rotor bloqueado)	122.9 A
Potencia máx. absorbida	12.9 kW

Estándar de entrega

Protección motor	SE-B3(Standard), SE-B2(Option)
Clase de protección	IP65
Antivibradores	Standard
Carga de aceite	2,00 dm ³

Opciones disponibles


Calefactor de Cártier	0..120 W PTC (Option)
-----------------------	-----------------------

Nivel sonoro medido

Nota. Gráfico tomado de Bitzer v6.17.2.

Anexo 15

Ficha técnica de compresor para media temperatura

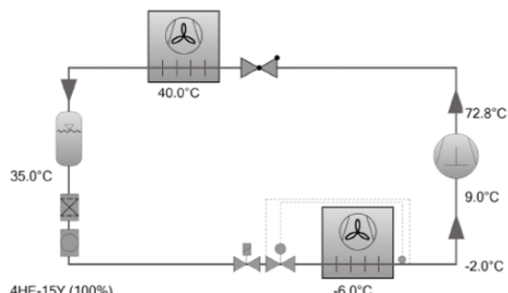


BITZER Software v6.17.8 rev2725 26/07/2022 / Todos los datos son susceptibles de cambio 4 / 13

Selección: Compresores de Pistones Semi-herméticos

Valores de entrada

Modelo de compresor	4HE-15Y
Modo	Refrigeración y Aire acondicionado
Refrigerante	R134a
Temperatura de referencia	Temp. en el punto de rocío
Temp. de evaporación	-6.00 °C
Temp. de condensación	40.0 °C
Líquido subenfriado (después condensador)	5.00 K
Recalentamiento de gas aspirado	15.00 K
Modo de funcionamiento	Auto
Alimentación eléctrica	380V-3-60Hz
Regulador de capacidad	100%
Recalentamiento útil	4.00 K

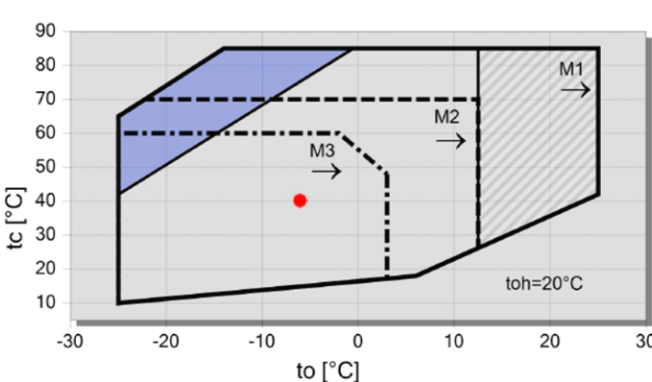


Resultado

Compresor	4HE-15Y-35P
Escalones de capacidad	100%
Potencia frigorífica	37.1 kW
Potencia frigorífica *	35.9 kW
Potencia en el evap.	34.9 kW
Potencia absorbida	11.22 kW
Corriente (380V)	21.1 A
Gama de tensiones	360-400V
Capacidad del condensador	48.3 kW
COP/EER	3.11
COP/EER *	3.20
Caudal másico	844 kg/h
Modo de funcionamiento	Estándar
Temp. Gas de descarga no enfriado	72.8 °C

Datos provisionales
 Por favor, tener en cuenta la intensidad de diseño a 70 Hz cuando se utiliza un convertidor de frecuencia! Véase también KP-104
 *según EN12900 (temperatura de gas aspirado 20°C, sin subenfriamiento del líquido)

Límites de aplicación 100% 4HE-15



Leyenda

- enfriamiento adicional
- sobrecalentamiento del gas de aspiración >10K
- M1: motor 1
- - - M2: motor 2
- · - · M3: motor 3
- A

Nota. Gráfico tomado de Bitzer v6.17.2.



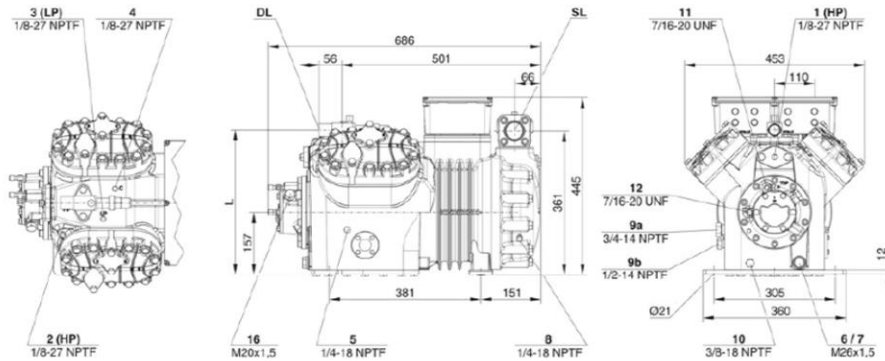
BITZER Software v6.17.8 rev2725

26/07/2022 / Todos los datos son susceptibles de cambio

5 / 13

Datos técnicos: 4HE-15Y

Dimensiones y conexiones



Datos técnicos

Informaciones técnicas

Volumen desplazado (1450 rpm a 50 Hz)	73,7 m ³ /h
Volumen desplazado (1750 rpm a 60Hz)	88,83 m ³ /h
Campo de frecuencias	25..70 Hz
Nº de cilindros x diámetro x carrera	4 x 70 mm x 55 mm
Peso	187 kg
Presión máxima (BP/AP)	19 / 32 bar
Conexión línea aspiración	42 mm - 1 5/8"
Conexión línea descarga	28 mm - 1 1/8"
Tipo de aceite R134a/R407C/R404A/R507A/R407A/R407F	BSE32(Standard) R134a tc>70°C: BSE55 (Option)
Aceite para R1234yf	BSE32 (Standard) R1234yf tc>70°C : BSE55 (Option)
Aceite para R1234ze	BSE55 (Standard) to>15°C: BSE85K (Option) tc>70°C: BSE85K (Option)
Aceite para R454C/R455A	BSE32 (Standard)

Informaciones motor

Versión del motor	3
Tensión del motor (otro bajo demanda)	360-400V PW-3-60Hz
Intensidad máxima en funcionamiento	28.6 A
Intensidad máxima en funcionamiento 70Hz/400V/FI	32,5 A
Relación de bobinado	50/50
Intensidad en arranque (rotor bloqueado)	103.0 A Y / 168.0 A YY
Potencia máx. absorbida	15.7 kW

Estándar de entrega

Protección motor	SE-B3(Standard), SE-B2(OPTION), CM-RC-01(OPTION)
Clase de protección	IP54 (Standard), IP66 (Option)
Antivibradores	Standard
Carga de aceite	4,00 dm ³
Válvula de descarga	Standard
Válvula de aspiración	Standard

Opciones disponibles

Sensor de temperatura del gas comprimido	Option
Arranque en vacío	Option
Regulación de capacidad	100-50% (Option)
Regulación de capacidad - en continuo	100-10% (Option)
Ventilador adicional	Option
Válvula de servicio aceite	Option
Calefactor de Cáster	140 W (Option)
Control de presión de aceite	MP54 (Option), Delta-PII

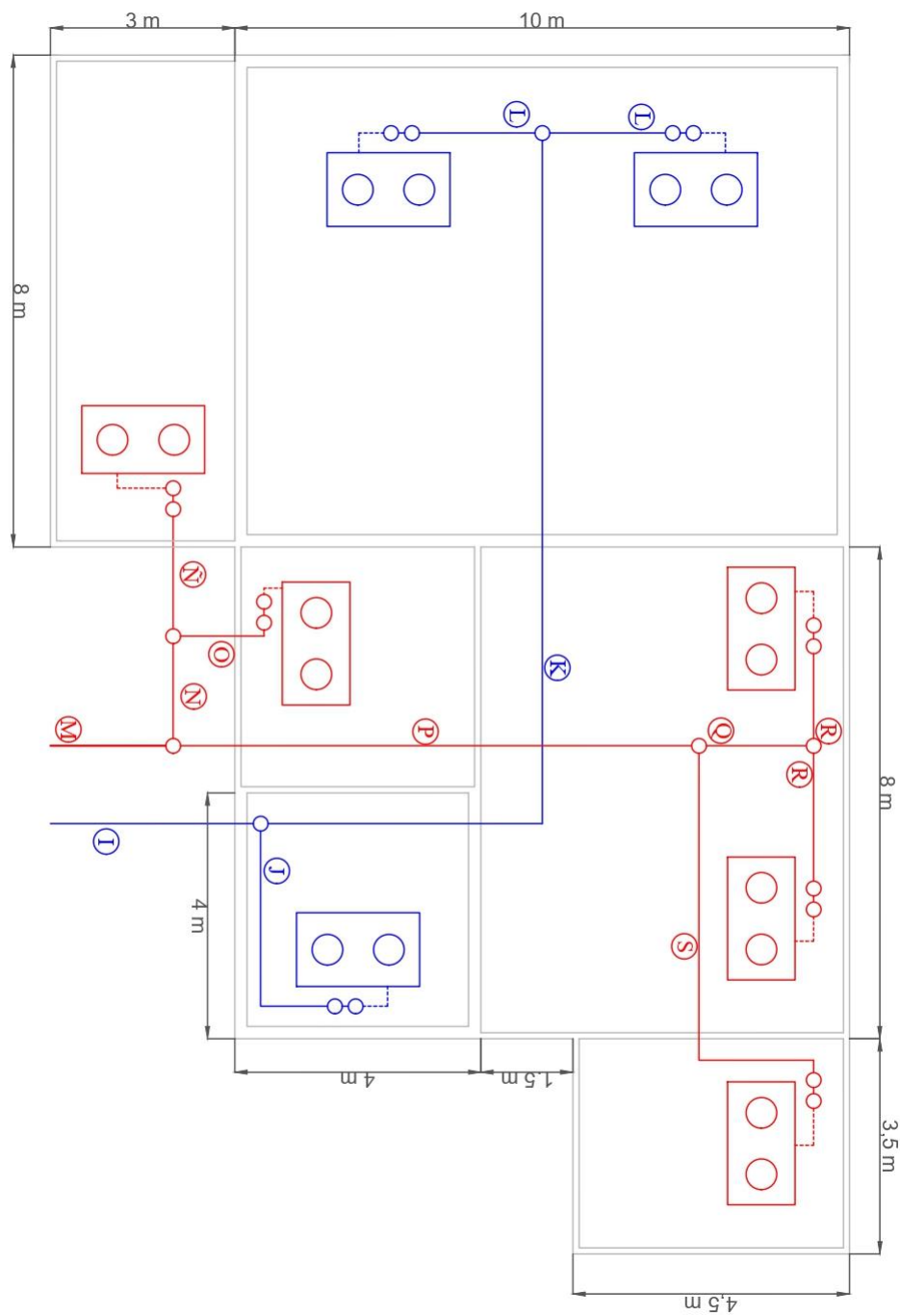
Nivel sonoro medido

Potencia sonora (-10°C / 45°C)	76,0 dB(A) @50Hz
Presión sonora @ 1m (-10°C / 45°C)	68 dB(A) @50Hz
Presión sonora @ 1m (+5°C / 50°C) R134a	

Nota. Gráfico tomado de Bitzer v6.17.2.

Anexo 16

Distribución de evaporadores y tuberías.



Nota. El gráfico nos muestra la distribución de tuberías de carga y descarga del sistema.

Fuente: Elaboración propia.

Anexo 17**Evaporador – Materia prima**

Date 2/8/2022
 For the attention of:
 Reference Cámara de materia prima
 Operator

**COMMERCIAL UNIT COOLER:CUBIC****Type: E45HC 4732 E 6****N. units: 1**

Refriger (u) 2021 Ver. 2.2.2.384 - PRICE LIST 1/5/2022

Inlet air temp. (room)	[°C]		0,0
Room relative humidity	[%]		85
Refrigerant			R134a
Altitude	[m]		0
Residual static pressure	[Pa]		0
DT1 needed for unit cooler	[K]		6,0
Connection		230V-1PH-60HZ	
Actual capacity	[W]		20.300
Air flow	[m3/h]		17.200,0
Air throw	[m]		37
Outlet air temperature	[°C]		-2,6
Evaporating temp	[°C]		-6,3
DT superheating	[K]		4,0
Temp. before expansion valve	[°C]		35,0
DT1	[K]		6,3
DTmlg	[K]		4,9
Fluid pressure drop	[K]		1,0
RC factor (Sensible capacity/Total capacity)	[%]		79,2
Energy efficiency class			D (2014 thresholds)
Fan motor consumpt.	[W]		1.703
Power draw	[A]		9,11
Max fan absorbed current*	[A]		9,11
Fan speed	[1/min]		1490
Sound pressure level (5 m) 5	[dB(A)@5m]		62
Sound Power Level	[dB(A)]		87
Electric defrost (230 V)	[W]		11.500
COMPRESSOR CAPACITY	[W]		20.300 (-6,3 / 40,0 [°C])
Required condenser capacity	[W]		28.400 (Type Semi - hermetic)
Nº Fans	[mm]	3 x 450	Weight [kg] 190
Poles	[n]	4	Connections in [n] x [mm] 1 x 22
Fin spacing	[mm]	6	Connections out [n] x [mm] 1 x 54
Internal volume	[dm3]	17,7	Drain tray connection ["] 1" 1/4
Surface	[m2]	86,9	Overall dimensions [mm] 2.900 x 580 x 685
Max Working pressure	[bar]	24,0	
Casing material		Powder coated galvanized steel RAL 9003	Fin material Al
Header material		Cu	Tube material Cu


* Refer to LU-VE S.p.A. instruction manuals for details, data and standards. Noise level in 5m free field. The current may increase according to temperature frost quantity, external static pressure. The weight and dimensions are not valid for all possible configurations. All fans are ErP 2015-compliant (Directive 2009/125/EC Energy-related products). LU-VE S.p.A. reserves the right to modify and correct at any time, with or without notice, the specifications and prices listed in the Refriger software.

Unit list value	1 x 5.917,00 €	Delivery
Total List Value	5.917,00 €	Payment conditions
Discount	%	Offer Validity
Accessories discount	%	
Total net Value	5.917,00 €	

Nota. Gráfico tomado de (LU-VE EXCHANGERS)

Anexo 18

Evaporador – Sala de procesos

Date 2/8/2022			
For the attention of:			
Reference Sala de procesos			
Operator			
COMMERCIAL UNIT COOLER:CUBIC Type: F30HC 411 E 4 N. units: 1			
		Refriger (u) 2021 Ver. 2.2.2.384 - PRICE LIST 1/5/2022	
Inlet air temp. (room)	[°C]	10,0	
Room relative humidity	[%]	85	
Refrigerant		R134a	
Altitude	[m]	0	
Residual static pressure	[Pa]	0	
DT1 needed for unit cooler	[K]	10,0	
Connection		230V-1PH-60HZ	
Actual capacity	[W]	3.690	
Air flow	[m ³ /h]	1.680,0	
Air throw	[m]	19	
Outlet air temperature	[°C]	5,0	
Evaporating temp	[°C]	-0,3	
DT superheating	[K]	4,0	
Temp. before expansion valve	[°C]	35,0	
DT1	[K]	10,3	
DTm _{lg}	[K]	7,5	
Fluid pressure drop	[K]	2,5	
RC factor (Sensible capacity/Total capacity)	[%]	62,0	
Energy efficiency class		D (2014 thresholds)	
Fan motor consumpt.	[W]	110	
Power draw	[A]	0,38	
Max fan absorbed current*	[A]	0,4	
Fan speed	[1/min]	1620	
Sound pressure level (5 m) 5	[dB(A)@5m]	45	
Sound Power Level	[dB(A)]	70	
Electric defrost (230 V)	[W]	1.700	
COMPRESSOR CAPACITY	[W]	3.690 (-0,3 / 40,0 [°C])	
Required condenser capacity	[W]	4.900 (Type Semi - hermetic)	
N° Fans	[mm]	1 x 300	Weight [kg] 23
Poles	[n]	4	Connections in [n] x [mm] 1 x 12
Fin spacing	[mm]	4,5	Connections out [n] x [mm] 1 x 16
Internal volume	[dm ³]	1,5	Drain tray connection ["] 3/4
Surface	[m ²]	8,9	Overall dimensions [mm] 760 x 450 x 415
Max Working pressure	[bar]	24,0	
Casing material	Powder coated galvanized steel RAL 9003	Fin material	Al
Header material	Cu	Tube material	Cu
* Refer to LU-VE S.p.A. instruction manuals for details, data and standards. Noise level in 5m free field. The current may increase according to temperature frost quantity, external static pressure. The weight and dimensions are not valid for all possible configurations. All fans are ErP 2015-compliant (Directive 2009/125/EC Energy-related products). LU-VE S.p.A. reserves the right to modify and correct at any time, with or without notice, the specifications and prices listed in the Refriger software.			
Unit list value	1 x 1.205,00 €	Delivery	
Total List Value	1.205,00 €	Payment conditions	
Discount	%	Offer Validity	
Accessories discount	%		
Total net Value	1.205,00 €		

Nota. Gráfico tomado de (LU-VE EXCHANGERS)

Anexo 19**Evaporador – Sala de empaque**

Date 2/8/2022
 For the attention of:
 Reference Sala de empaque
 Operator

**COMMERCIAL UNIT COOLER:CUBIC****Type: F27HC 49 E 4****N. units: 1**

Refriger (u) 2021 Ver. 2.2.2.384 - PRICE LIST 1/5/2022

Inlet air temp. (room)	[°C]		0,0
Room relative humidity	[%]		85
Refrigerant			R134a
Altitude	[m]		0
Residual static pressure	[Pa]		0
DT1 needed for unit cooler	[K]		6,0
Connection	230V-1PH-60HZ		
Actual capacity	[W]		2.130
Air flow	[m3/h]		1.960,0
Air throw	[m]		14
Outlet air temperature	[°C]		-2,4
Evaporating temp	[°C]		-6,3
DT superheating	[K]		4,0
Temp. before expansion valve	[°C]		35,0
DT1	[K]		6,3
DTmlg	[K]		5,0
Fluid pressure drop	[K]		1,3
RC factor (Sensible capacity/Total capacity)	[%]		79,8
Energy efficiency class			D (2014 thresholds)
Fan motor consumpt.	[W]		171
Power draw	[A]		1,22
Max fan absorbed current*	[A]		1,24
Fan speed	[1/min]		1580
Sound pressure level (5 m) 5	[dB(A)@5m]		42
Sound Power Level	[dB(A)]		67
Electric defrost (230 V)	[W]		2.160
COMPRESSOR CAPACITY	[W]		2.130 (-6,3 / 40,0 [°C])
Required condenser capacity	[W]		2.980 (Type Semi - hermetic)
Nº Fans	[mm]	2 x 275	Weight [kg] 19
Poles	[n]	4	Connections in [n] x [mm] 1 x 12
Fin spacing	[mm]	4,5	Connections out [n] x [mm] 1 x 22
Internal volume	[dm3]	1,2	Drain tray connection ["] 3/4
Surface	[m2]	14,6	Overall dimensions [mm] 1.048 x 330 x 415
Max Working pressure	[bar]	24,0	
Casing material	Powder coated galvanized steel RAL 9003	Fin material	Al
Header material	Cu	Tube material	Cu

* Refer to LU-VE S.p.A. instruction manuals for details, data and standards. Noise level in 5m free field. The current may increase according to temperature frost quantity, external static pressure. The weight and dimensions are not valid for all possible configurations. All fans are ErP 2015-compliant (Directive 2009/125/EC Energy-related products). LU-VE S.p.A. reserves the right to modify and correct at any time, with or without notice, the specifications and prices listed in the Refriger software.

Unit list value	1 x 1.274,00 €	Delivery
Total List Value	1.274,00 €	Payment conditions
Discount	%	Offer Validity
Accessories discount	%	
Total net Value	1.274,00 €	

Nota. Gráfico tomado de LuVe Exchangers Software.

Anexo 20

Evaporador – Andén de despacho

Date 2/8/2022
For the attention of:
Reference Andén de despacho
Operator



COMMERCIAL UNIT COOLER:CUBIC

Type: F30HC 521 E 6

N. units: 1

Refriger (u) 2021 Ver. 2.2.2.384 - PRICE LIST 1/5/2022

Inlet air temp. (room)	[°C]		0,0
Room relative humidity	[%]		85
Refrigerant			R134a
Altitude	[m]		0
Residual static pressure	[Pa]		0
DT1 needed for unit cooler	[K]		6,0
Connection		230V-1PH-60HZ	
Actual capacity	[W]		3.120
Air flow	[m3/h]		3.480,0
Air throw	[m]		23
Outlet air temperature	[°C]		-2,0
Evaporating temp	[°C]		-6,0
DT superheating	[K]		4,0
Temp. before expansion valve	[°C]		35,0
DT1	[K]		6,0
DTmlg	[K]		5,0
Fluid pressure drop	[K]		0,7
RC factor (Sensible capacity/Total capacity)	[%]		79,9
Energy efficiency class			D (2014 thresholds)
Fan motor consumpt.	[W]		220
Power draw	[A]		0,76
Max fan absorbed current*	[A]		0,81
Fan speed	[1/min]		1620
Sound pressure level (5 m) 5	[dB(A)@5m]		48
Sound Power Level	[dB(A)]		73
Electric defrost (230 V)	[W]		2.900
COMPRESSOR CAPACITY	[W]		3.120 (-6,0 / 40,0 [°C])
Required condenser capacity	[W]		4.350 (Type Semi - hermetic)
N° Fans	[mm]	2 x 300	Weight [kg] 38
Poles	[n]	4	Connections in [n] x [mm] 1 x 12
Fin spacing	[mm]	6	Connections out [n] x [mm] 1 x 18
Internal volume	[dm3]	2,8	Drain tray connection ["] 3/4
Surface	[m2]	13,6	Overall dimensions [mm] 1.210 x 450 x 415
Max Working pressure	[bar]	24,0	
Casing material	Powder coated galvanized steel RAL 9003	Fin material	Al
Header material	Cu	Tube material	Cu

* Refer to LU-VE S.p.A. instruction manuals for details, data and standards. Noise level in 5m free field. The current may increase according to temperature frost quantity, external static pressure. The weight and dimensions are not valid for all possible configurations. All fans are ErP 2015-compliant (Directive 2009/125/EC Energy-related products). LU-VE S.p.A. reserves the right to modify and correct at any time, with or without notice, the specifications and prices listed in the Refriger software.

Unit list value	1 x 1.733,00 €	Delivery
Total List Value	1.733,00 €	Payment conditions
Discount	%	Offer Validity
Accessories discount	%	
Total net Value	1.733,00 €	

Nota. Gráfico tomado de LuVe Exchangers Software.


Anexo 22

Evaporador – Túnel de congelación

Fecha	28/7/2022	FRIMETAL	
Cliente		San Toribio, 6 28031 MADRID	
Oferta		+34/913030426 com@frimetal.es	
EVAPORADOR DE EXPANSIÓN DIRECTA		MRB-6400	
Capacidad del modelo	48.3 kW	Materiales	
Capacidad Requerida	46.9 kW	Tubos	Cobre
		Aletas	Aluminio
		Carrocería	Aluminio y acero galvanizado lacado en blanco RAL-9002
Condiciones de trabajo		Opciones	
Paso Aletas	7 mm	Desescarche eléctrico estándar E	
Caudal de Aire	65925 m³/h		
Velocidad del aire	4.36 m/s		
Presion de aire disponible	0 Pa		
Proyección de aire	0 m		
Temperatura Entrada Aire	-31.0 °C		
Temperatura salida del aire	-32.7 °C		
Temperatura Evaporación	-35.0 °C		
Diferencia temperatura DT1	4 K		
Refrigerante	R744 (CO2)		
BATERIA		Información para el instalador	
Paso Aletas	7 mm	Peso neto	873 kg
Longitud aleteada	3000 mm	Entrada distribuidor líquido	2 x 21,3 mm
Superficie	334.2 m²	Colector de salida	2 x 26,9 mm
Volumen Interno	105.5 dm³	Potencia desescarche eléctrico	36000 W
Ventiladores AC conformes con la ErP			
Alimentación eléctrica	3~400V/50Hz	Potencia total absorbida	15000 W
Nº	3	Consumo eléctrico total	25.2 A
Diámetro de la hélice	710 mm	Nivel de Potencia Sonora	98 dB(A)
Velocidad	1450 rpm	Presión Sonora	67 dB(A)
		A una distancia de	10 m

Anexo 23



Condensador media temperatura

Date 30/7/2022				
For the attention of:				
Reference UNS				
Operator				
AIR COOLED CONDENSER WITH AXIAL FANS Type: EAV5N 5366 H 6VENT (2X3)				
Refriger (u) 2021 Ver. 2.2.2.384 - PRICE LIST 1/5/2022				
Air inlet temperature	[°C]	30,0		
Condensing temperature	[°C]	41,0		
Hot gas temperature	[°C]	76,0		
Subcooling	[K]	5		
Refrigerant		R134a		
Altitude	[m]	0		
Version		Horizontal		
Power supply	400V-3PH-60Hz △	△		
Capacity	[kW]	143,17	119,93	
Air flow	[m ³ /h]	46.968,0	34.560,0	
Energy efficiency class (2014 thresholds)				
Power consumption	[W]	5.913	3.300	
Motor consumption	[A]	10,08	4,8	
Max absorbed current (indicative*)	[A]	10,15	5,7	
Fan speed	[1/min]	1431	1026	
Sound level (at distance 10 [m])	[dB(A)]	56	50	
Sound Power Level	[dB(A)]	88	82	
Fans :	[mm]	6 x 500	Volume [dm ³] 62,0	
Coils	[n]	4	Surface [m ²] 339,0	
			Weight [kg] 425	
Coil operating maximal pressure	[bar]	30,0	Overall dimensions [mm] 3.393 x 2.110 x 1.230	
Casing material	Powder coated galvanized steel RAL 9003	Fin material	Al	
Leaders material	Cu	Tube material	Cu	
<small>Refer to LU-VE S.p.A. instruction manuals for details, data and standards. Noise level according to EN 13487. The current refers to nominal value. For maximum see catalogues. Weight and dimensions are not valid for all possible configurations. All fans are ErP 2015-compliant (Directive 2009/125/EC Energy-related products). LU-VE S.p.A. reserves the right to modify and correct at any time, with or without notice, the specifications and prices listed in the Refriger software. WARNING: please always contact LU-VE S.p.A. before coupling a regulation NOT supplied by LU-VE S.p.A.</small>				
Accessories:				
Qty	Code	Type	Description	List Value €
6	30130452	MOTOR 500 - 60Hz	60 Hz MOTORS	1.987,86
1	SCOOL0001	XXXX	SUBCOOLING	246,79
Unitary list value	1 x 14.170,00 €		Delivery	
Total list value	16.404,65 €		Payment conditions	
Discount	%		Offer validity	
Accessories discount	%			
Total net value	16.404,65 €			
WARNING, circuiting and connections are different from standard				

Nota. Gráfico tomado de LuVe Exchangers Software.

Anexo 24

Intercambiador de calor de placas

 A DOVER COMPANY		SWEP International AB Box 105, Hjalmar Brantings väg 5 SE-261 22 Landskrona, Sweden	
		www.swep.net	
CASCADE - DESIGN		SWEP SSP G8 2022.629.1.0	
HEAT EXCHANGER: F80Hx134/1P		Date: 26/07/2022	
SSP Alias: F80			
DUTY REQUIREMENTS		Side 1	Side 2
Fluid		R134a	R744 (Carbon Dioxide)
Flow type		Inner	Outer
Circuit			
Heat load		66.59	
Subcooled liq. temp.			
Inlet vapor quality		0.280	1.000
Outlet vapor quality		1.000	0.000
Inlet temperature		-4.02	40.00
Evaporation temperature (dew)		-6.00	
Superheating		4.00	
Condensation temperature (dew)			5.00
Subcooling			8.00
Outlet temperature		-2.00	-3.02
Flow rate		0.4454	0.2315
• Inlet vapor		0.1247	
Fluid vaporized		0.3207	
Fluid condensed			0.2315
Pressure drop (Design PD)		19.3 (50.00)	1.79 (50.00)
PLATE HEAT EXCHANGER		Side 1	Side 2
Total heat transfer area		7.92	
Heat flux		8.41	
O.H.T.C. (available/required)		843/853	
Pressure drop - total*		19.3	1.79
- in ports (Inlet/Outlet)		-21.9/14.4	-0.236/0.0485
Pressure drop in fluid distribution		702 - 1080	
Operating pressure (outlet)		242	3970
Number of channels per pass		66	67
Number of plates		134	
Oversurfacing		-1	
Port diameter (up/down)		33.0/17.0	33.0/33.0
Recommended inlet connection diameter		11.2 - 17.0	10.1 - 22.7
Recommended outlet connection diameter		42.5 - 95.1	12.8 - 25.6
Outlet Port velocity		43.9	
Port velocity			3.26
Channel velocity		2.51	0.183
Largest wall temperature difference		0.30	
Min./Max. wall temperature		-3.64/16.99	-3.62/17.14
*Excluding pressure drop in connections.			
NOTES			
! High exit port pressure drop on refrigerant side, greater than 30% of total pressure drop.			
! Outlet port velocity on primary side (43.87 m/sec) > 25 m/sec.			
i Pressure drop in distribution device is 7.0 - 10.8 bar.			
PHYSICAL PROPERTIES		Side 1	Side 2
Reference temperature		-4.90	5.00
Liquid • Dynamic viscosity		0.286	0.0908
• Density		1310	896.0
		www.swep.net	
648549cc-bda6-4ebb-8037-f3c4b8d772d6		Date: 26/07/2022	Page: 1/2

Nota. Gráfico tomado de (SWEP Heat Exchangers, 2021) Software.



A DOVER COMPANY

SWEP International AB
Box 105, Hjalmar Brantings väg 5
SE-261 22 Landskrona, Sweden

www.swep.net

PHYSICAL PROPERTIES

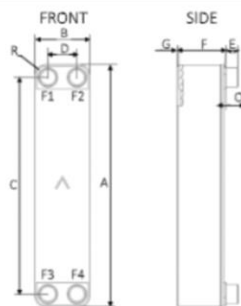
		Side 1	Side 2
• Heat capacity	kJ/kg, °C	1.325	2.727
• Thermal conductivity	W/m, °C	0.09422	0.1043
Vapor • Dynamic viscosity	cP	0.0105	0.0154
• Density	kg/m ³	12.54	114.6
• Heat capacity	kJ/kg, °C	0.8779	2.727
• Thermal conductivity	W/m, °C	0.01110	0.02160

TOTALS

		Side 1	Side 2
Total weight (no connections)*	kg		24.07 - 31.57
Hold-up volume (Inner Circuit)	dm ³		7.06
Hold-up volume (Outer Circuit)	dm ³		7.17
Port size F1/P1	mm		33
Port size F2/P2	mm		33
Port size F3/P3	mm		33
Port size F4/P4	mm		33
Carbon footprint	kg		201.13

*Weight depends on the selected product.

DIMENSIONS



A	mm	526 ±2
B	mm	119 ±1
C	mm	470 ±1
D	mm	63 ±1
E	mm	27 (opt. 45) ±1
F*	mm	304.16 - 312.16 ±2.5%
G*	mm	2 - 6 ±1
O	mm	4
R	mm	23

*Dimensions depend on the selected product.

*This is a schematic sketch. For correct drawings please use the order drawing function or contact your SWEP representative.

Disclaimer:

Data used in this calculation is subject to change without notice. SWEP strives to use "best practice" for the calculations leading to the above results. Calculation is intended to show thermal and hydraulic performance, no consideration has been taken to mechanical strength of the product. Product restrictions - such as pressure, temperatures and corrosion resistance- can be found in SWEP product sheets and other technical documentation. SWEP may have patents, trademarks, copyrights or other intellectual property rights covering subject matter in this document. Except as expressly provided in any written license agreement from SWEP, the furnishing of this document does not give you any license to these patents, trademarks, copyrights, or other intellectual property. To the maximum extent permitted by applicable law, the software, the calculations and the results are provided without warranties of any kind, whether express or implied. No advice or information obtained through use of the software (including information provided in the results), will create any warranty not expressly stated in the applicable license terms. Without limiting the foregoing, SWEP does not warrant that the content (including the calculations and the results) is accurate, reliable or correct. SWEP does not warrant that any system comprising heat exchanger and other components, installed on the basis of calculations in this software, will meet your requirements or function to your satisfaction or expectations.



648549cc-bda6-4ebb-8037-f3c4b8d772d6

www.swep.net

Date: 26/07/2022

Page: 2/2

Nota. Gráfico tomado de SWEP Software.

Anexo 25

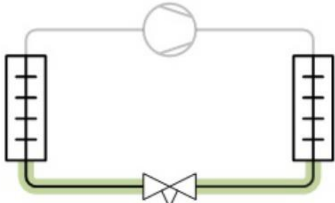
VEE Cámara de materia prima

Condiciones de funcionamiento

Refrigerante:	R134a	Capacidad de refrigeración:	20.32 kW
Caudal másico en la línea:	491.6 kg/h	Capacidad de calefacción:	27.86 kW
Temperatura de evaporación:	-6.0 °C	Temperatura de condensación:	40.0 °C
Presión de evaporación:	2.343 bar	Presión de condensación:	10.16 bar
Recalentamiento útil:	4.0 K	Subenfriamiento:	5.0 K
Recalentamiento adicional:	11.0 K	Subenfriamiento adicional:	0 K
Temperatura de descarga:	70.7 °C		

Sistema y línea: Sistema de expansión seca. Línea de líquido

Criterios de selección: Carga: 80. Caída de presión en el distribuidor: 0 bar

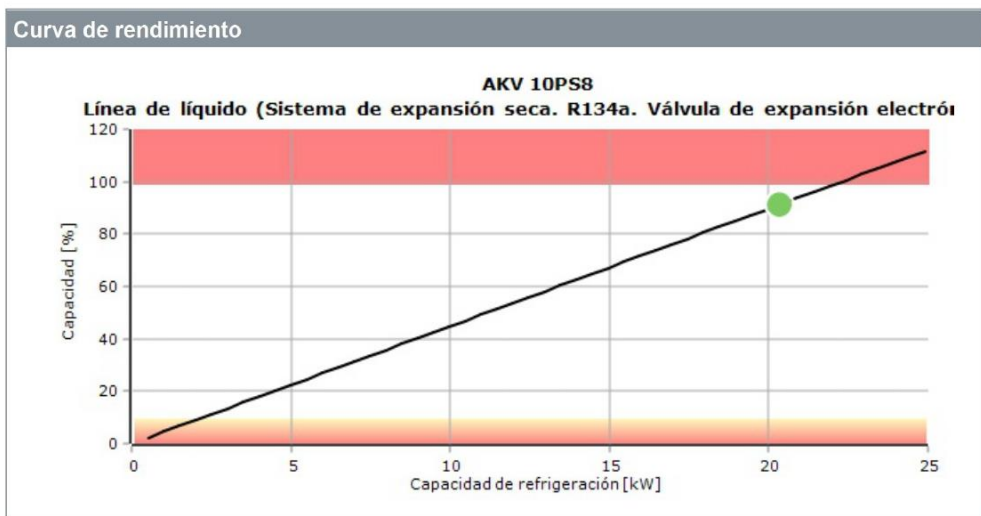


Selección: AKV 10PS8



Tipo	AKV 10PS6	AKV 10PS7	AKV 10PS8
NS	10	12	12
Capacidad máxima [kW]	10.22	16.53	22.28
Capacidad mínima [kW]	1.022	1.653	2.228
Carga [%]	199	123	91
DP [bar]	7.820	7.820	7.820
Velocidad, entrada [m/s]	2.33	1.84	1.84

Ningún código seleccionado para AKV 10PS8



Nota. Gráfico tomado de Bitzer v6.17.2.

Anexo 26

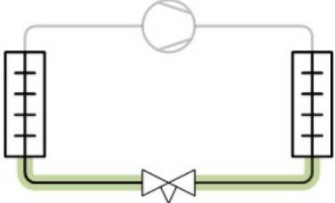
VEE Sala de procesos

Condiciones de funcionamiento

Refrigerante:	R134a	Capacidad de refrigeración:	3.690 kW
Caudal másico en la línea:	87.10 kg/h	Capacidad de calefacción:	4.865 kW
Temperatura de evaporación:	0.0 °C	Temperatura de condensación:	40.0 °C
Presión de evaporación:	2.929 bar	Presión de condensación:	10.16 bar
Recalentamiento útil:	4.0 K	Subenfriamiento:	5.0 K
Recalentamiento adicional:	11.0 K	Subenfriamiento adicional:	0 K
Temperatura de descarga:	67.9 °C		

Sistema y línea: Sistema de expansión seca. Línea de líquido

Criterios de selección: Carga: 80. Caída de presión en el distribuidor: 0 bar

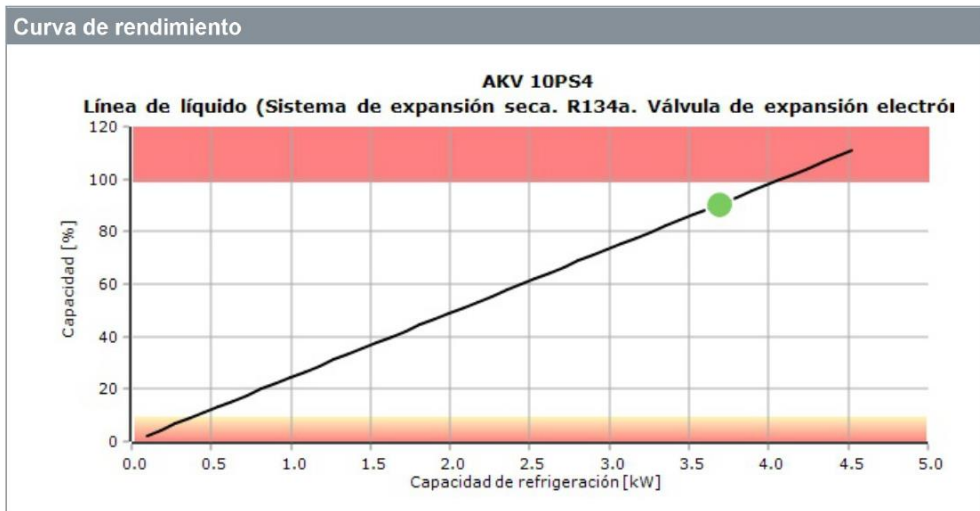


Selección: AKV 10PS4



Tipo	AKV 10PS4	AKV 10PS5	AKV 10PS6
NS	10	10	10
Capacidad máxima [kW]	4.077	5.673	10.08
Capacidad mínima [kW]	0.408	0.567	1.008
Carga [%]	91	65	37
DP [bar]	7.235	7.235	7.235
Velocidad, entrada [m/s]	0.41	0.41	0.41

Ningún código seleccionado para AKV 10PS4



Nota. Gráfico tomado de Bitzer v6.17.2.

Anexo 27

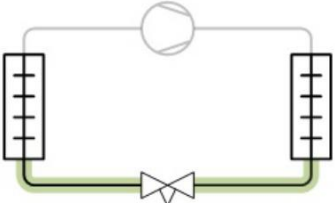
VEE Sala de empaque

Condiciones de funcionamiento

Refrigerante:	R134a	Capacidad de refrigeración:	2.130 kW
Caudal másico en la línea:	51.53 kg/h	Capacidad de calefacción:	2.920 kW
Temperatura de evaporación:	-6.0 °C	Temperatura de condensación:	40.0 °C
Presión de evaporación:	2.343 bar	Presión de condensación:	10.16 bar
Recalentamiento útil:	4.0 K	Subenfriamiento:	5.0 K
Recalentamiento adicional:	11.0 K	Subenfriamiento adicional:	0 K
Temperatura de descarga:	70.7 °C		

Sistema y línea: Sistema de expansión seca. Línea de líquido

Criterios de selección: Carga: 80. Caída de presión en el distribuidor: 0 bar

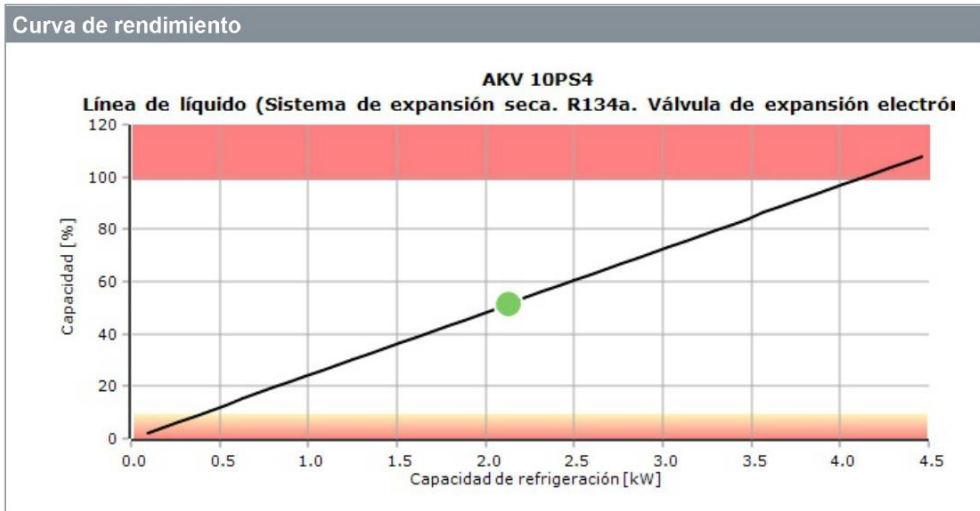


Selección: AKV 10PS4



Tipo	AKV 10PS4	AKV 10PS5	AKV 10PS6
NS	10	10	10
Capacidad máxima [kW]	4.136	5.747	10.22
Capacidad mínima [kW]	0.414	0.575	1.022
Carga [%]	51	37	21
DP [bar]	7.820	7.820	7.820
Velocidad, entrada [m/s]	0.24	0.24	0.24

Ningún código seleccionado para AKV 10PS4



Nota. Gráfico tomado de Bitzer v6.17.2.

Anexo 28

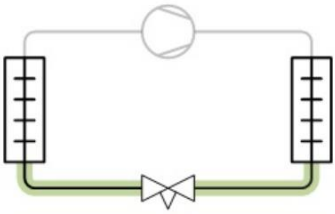
VEE Andén de despacho

Condiciones de funcionamiento

Refrigerante:	R134a	Capacidad de refrigeración:	3.120 kW
Caudal másico en la línea:	75.49 kg/h	Capacidad de calefacción:	4.277 kW
Temperatura de evaporación:	-6.0 °C	Temperatura de condensación:	40.0 °C
Presión de evaporación:	2.343 bar	Presión de condensación:	10.16 bar
Recalentamiento útil:	4.0 K	Subenfriamiento:	5.0 K
Recalentamiento adicional:	11.0 K	Subenfriamiento adicional:	0 K
Temperatura de descarga:	70.7 °C		

Sistema y línea: Sistema de expansión seca. Línea de líquido

Criterios de selección: Carga: 80. Caída de presión en el distribuidor: 0 bar

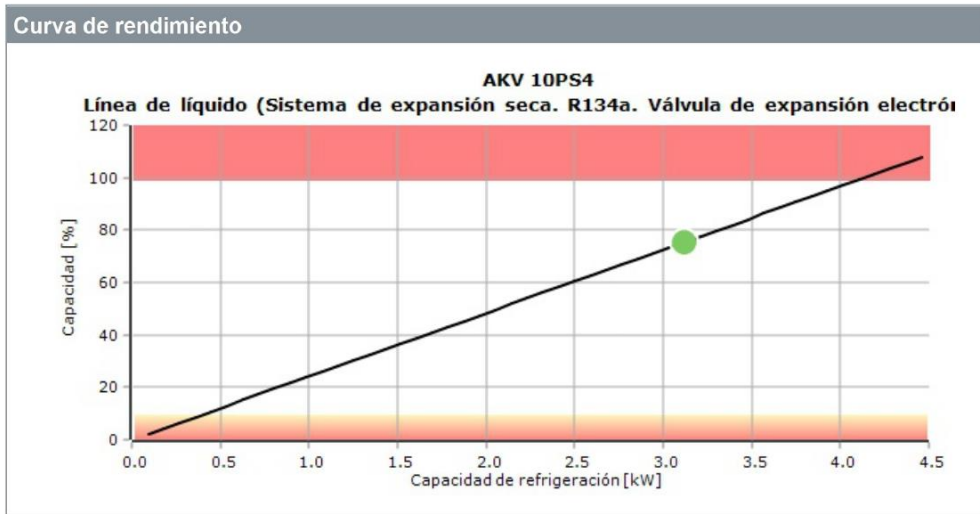


Selección: AKV 10PS4



Tipo	AKV 10PS4	AKV 10PS5	AKV 10PS6
NS	10	10	10
Capacidad máxima [kW]	4.136	5.747	10.22
Capacidad mínima [kW]	0.414	0.575	1.022
Carga [%]	75	54	31
DP [bar]	7.820	7.820	7.820
Velocidad, entrada [m/s]	0.36	0.36	0.36

Ningún código seleccionado para AKV 10PS4



Nota. Gráfico tomado de Bitzer v6.17.2.

Anexo 29

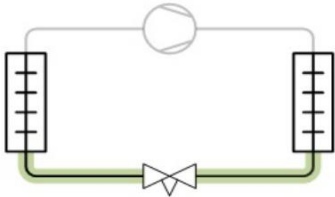
VEE Cámara de congelados

Condiciones de funcionamiento

Refrigerante:	R744	Capacidad de refrigeración:	3.190 kW
Caudal másico en la línea:	46.01 kg/h	Capacidad de calefacción:	4.087 kW
Temperatura de evaporación:	-26.0 °C	Temperatura de condensación:	5.0 °C
Presión de evaporación:	16.29 bar	Presión de condensación:	39.69 bar
Recalentamiento útil:	4.0 K	Subenfriamiento:	8.0 K
Recalentamiento adicional:	11.0 K	Subenfriamiento adicional:	0 K
Temperatura de descarga:	66.7 °C		

Sistema y línea: Sistema de expansión seca. Línea de líquido

Criterios de selección: Carga: 80. Caída de presión en el distribuidor: 0 bar

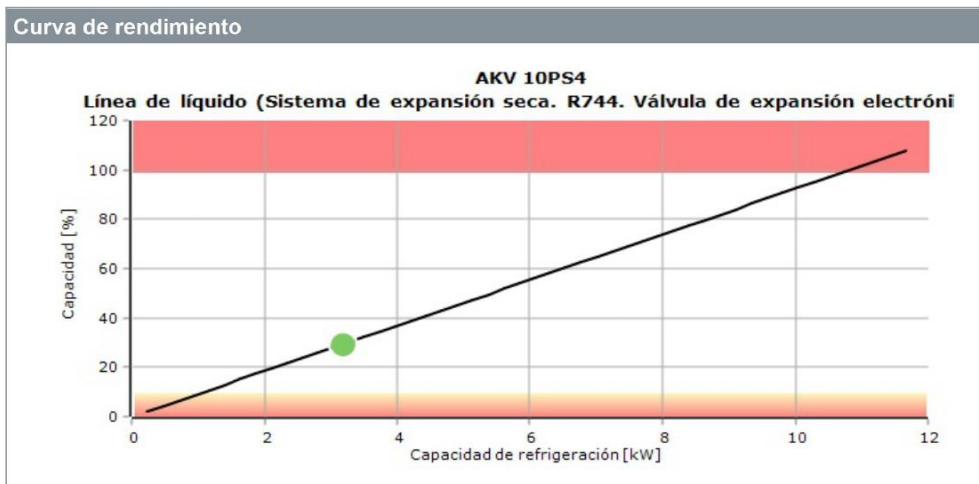


Selección: AKV 10PS4



Tipo	AKV 10PS4	AKV 10PS5	AKV 10PS6
NS	10	10	10
Capacidad máxima [kW]	10.83	15.06	26.85
Capacidad mínima [kW]	1.083	1.506	2.685
Carga [%]	29	21	12
DP [bar]	23.40	23.40	23.40
Velocidad, entrada [m/s]	0.27	0.27	0.27

Ningún código seleccionado para AKV 10PS4



Nota. Gráfico tomado de Bitzer v6.17.2.

Anexo 30

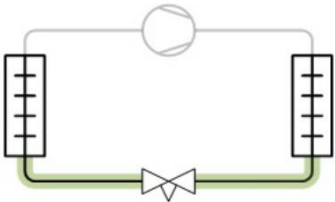
VEE Túnel de congelados

Condiciones de funcionamiento

Refrigerante:	R744	Capacidad de refrigeración:	46.92 kW
Caudal másico en la línea:	680.1 kg/h	Capacidad de calefacción:	64.21 kW
Temperatura de evaporación:	-35.0 °C	Temperatura de condensación:	5.0 °C
Presión de evaporación:	12.02 bar	Presión de condensación:	39.69 bar
Recalentamiento útil:	4.0 K	Subenfriamiento:	8.0 K
Recalentamiento adicional:	11.0 K	Subenfriamiento adicional:	0 K
Temperatura de descarga:	84.8 °C		

Sistema y línea: Sistema de expansión seca. Línea de líquido

Criterios de selección: Carga: 80. Caída de presión en el distribuidor: 0 bar

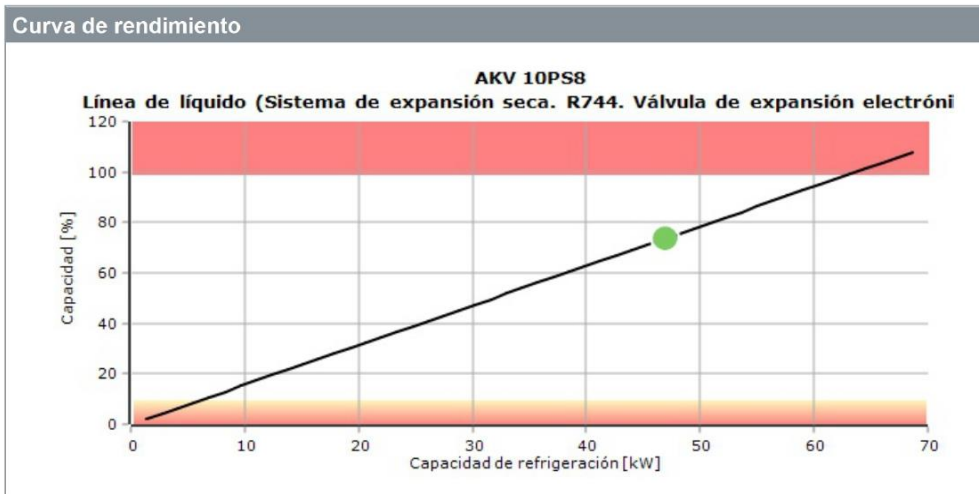


Selección: AKV 10PS8



Tipo	AKV 10PS6	AKV 10PS7	AKV 10PS8
NS	10	12	12
Capacidad máxima [kW]	29.06	47.11	63.68
Capacidad mínima [kW]	2.906	4.711	6.368
Carga [%]	161	100	74
DP [bar]	27.67	27.67	27.67
Velocidad, entrada [m/s]	3.95	3.12	3.12

Ningún código seleccionado para AKV 10PS8



Nota. Gráfico tomado de Bitzer v6.17.2.

Anexo 31

Recipiente de líquido CO₂

RECIPIENTES DE LÍQUIDO

TECNAC

Verticales

BEIJER REF

RECIPIENTES VERTICALES PARA CO₂ Transcrítico

60 bar -10/80°C

Ø	Dimensiones (mm)				V (L)	Visor	Conex. Segur.	Detec Nivel Min.	CÓDIGO	MODELO	
	L	IN (1)	IN (2)	OUT							
193	620	7/8" ODS	7/8" ODS	-	10	1" NPT	1/2" NPT	1/2" NPT	342.308.0111	RV10-60bar-TR	
	920			-	15				342.308.0112	RV15-60bar-TR	
273	900			7/8"	7/8"				30	342.308.0113	RV30-60bar-TR
	1343			7/8"	7/8"				45	342.308.0114	RV45-60bar-TR
	1192			7/8"	7/8"				60	342.308.0115	RV60-60bar-TR
355	1684			7/8"	7/8"				90	342.308.0116	RV90-60bar-TR (273)
	1108			7/8"	7/8"				120	342.308.0117	RV90-60bar-TR (355)
	1446			7/8"	7/8"				150	342.308.0118	RV120-60bar-TR
406	1396			1 1/8"	1 1/8"				180	342.308.0119	RV150-60bar-TR
	1646			1 1/8"	1 1/8"				225	342.308.0120	RV180-60bar-TR
	1786			1 1/8"	1 1/8"				225	342.308.0121	RV250-60bar-TR
	2611			1 1/8"	1 1/8"				300	342.308.0122	RV300-60bar-TR

130 bar -10/80°C. 90 bar -40/80°C

Ø	Dimensiones (mm)				V (L)	Visor	Conex. Segur.	Detec Nivel Min.	CÓDIGO	MODELO	
	L	IN (1)	IN (2)	OUT							
193	620	7/8" ODS	7/8" ODS	-	10	1" NPT	1/2" NPT	1/2" NPT	342.308.0123	RV10-130bar-TR	
	920			-	15				342.308.0124	RV15-130bar-TR	
273	900			7/8"	7/8"				30	342.308.0125	RV30-130bar-TR
	1343			7/8"	7/8"				45	342.308.0126	RV45-130bar-TR
	1192			7/8"	7/8"				60	342.308.0127	RV60-130bar-TR
355	1684			7/8"	7/8"				90	342.308.0128	RV90-130bar-TR (273)
	1108			7/8"	7/8"				120	342.308.0129	RV90-130bar-TR (355)
	1446			7/8"	7/8"				150	342.308.0130	RV120-130bar-TR
406	1396			1 1/8"	1 1/8"				180	342.308.0131	RV150-130bar-TR
	1646			1 1/8"	1 1/8"				225	342.308.0132	RV180-130bar-TR
	1786			1 1/8"	1 1/8"				225	342.308.0133	RV250-130bar-TR
	2611			1 1/8"	1 1/8"				300	342.308.0134	RV300-130bar-TR



ACUMULADORES ESPECIALES

Fabricación a medida de recipientes para las condiciones indicadas en la tabla:

Tubo Ø	Condiciones de Funcionamiento						
101	<p>CO₂ 5bar-10/100°C</p> <p>42bar -10/100°C 32bar -10/120°C 20bar -20/80°C 10bar -40/80°C 15L-2500L</p>	<p>CO₂ 45bar -10/100°C 32bar -10/120°C 20bar -20/80°C 10bar -40/80°C 15L-350L</p>	<p>CO₂ 45bar -40/120°C 15L-2500L</p>	<p>CO₂ 60bar -10/80°C 0,8L-2500L</p>	<p>CO₂ 80bar -10/80°C 0,8L-2500L</p>	<p>CO₂ 90bar -10/120°C 60bar -40/80°C 0,8L-2500L</p>	<p>CO₂ 130bar -10/80°C 120bar -10/80°C 90bar -40/80°C 0,8L-2500L</p>
127							
139,7							
159							
168,3							
219							
273							
323							
406							
508							
610							
813							
914	Consultar						

142

Anexo 32

Recipiente de líquido 134

TECNAC

VERTICAL RECEIVER / RECIPIENTE VERTICAL													
32bar -20/100°C	Kg	Model Modelo	Code Código	Vol (L)	Valves - Válvulas		Safety valve Válvula Seguridad	Sight glasses Visores (1")	DIMENSIONS - DIMENSIONES (mm)				
					IN inch Entrada	OUT inch Salida			Ø	L	T	A/A1	B
CAT. II	15	BAV-18	12.004	18	7/8" ODS	1" X 5/8" ODS	3/8"	-	273	435	300	- / 267	-
CAT. II	26	RV-30	08001	30	1 3/4" x 1 1/8"	1 1/4" x 7/8"	3/8"	3	273	642	Ø220	123/180	123
CAT. III	33	RV-45	08002	45	1 3/4" x 1 1/8"	1 3/4" x 1 1/8"	3/8"	3	273	925	Ø220	116/180	216
	50	RV-60	08003	60	1 3/4" x 1 3/8"	1 3/4" x 1 1/8"	3/8"	3	323,9	865	Ø280	130/180	215
	66	RV-90	08004	90	2 1/4" x 1 5/8"	1 3/4" x 1 3/8"	1/2"	3	323,9	1200	Ø280	125/180	250
CAT. IV	80	RV-120	08005	120	2 1/4" x 2 1/8"	2 1/4" x 1 5/8"	2 x 1/2"	5	323,9	1680	Ø280	150/180	350
	100	RV-150	08012	150	2 1/4" x 2 1/8"	2 1/4" x 1 5/8"	2 x 1/2"	5	406,4	1356	Ø355	150/190	350
	121	RV-180	08006	180	2 1/4" x 2 1/8"	2 1/4" x 1 5/8"	2 x 1/2"	5	406,4	1606	Ø355	165/184	350
	178	RV-250	08013	225	2 1/2"	2 1/4" x 2 1/8"	2 x 1/2"	5	406	1766	Ø355	165/184	280
	185	RV250 (610)	08028	250	2 1/2"	2 1/4" x 2 1/8"	2 x 1/2"	3	610	1032	Ø530	205/263	305
	195	RV-350	08008	350	3"	2 1/2"	2 x 1/2"	5	610	1442	Ø530	205/263	344
	263	RV-500	08009	500	3"	2 1/2"	2 x 1/2"	5	610	1780	Ø530	237/253	389
	397	RV-750	08010	750	4"	3"	2 x 1/2"	5	610	2738	Ø530	253/253	405
	540	RV-750 (813)	08029	750	4"	3"	2 X 1/2"	3	813	1670	□640	250/340	388
	570	RV-1000	08011	1000	5"	4"	2 x 1/2"	5	813	2040	□640	235/330	375
	710	RV-1250	08007	1250	5"	4"	2 x 1/2"	5	813	2540	□640	310/330	640
	830	RV-1500	08014	1500	5"	4"	2 x 1/2"	5	813	3040	□640	310/350	640
	960	RV-2000	08015	2000	5"	4"	2 x 1/2"	5	914	3182	□640	273/382	503
1350	RV-2500	08018	2500	5"	4"	1"	5	914	4169	□640	310/382	640	

VALID FOR ALL THE REFRIGERANTS HFC: R22, R134a, R404A, R507,ETC

VÁLIDO PARA TODOS LOS REFRIGERANTES HFC: R22, R134a, R404A, R507,ETC

