

UNIVERSIDADE DA CORUÑA

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA Y MÁQUINAS

TECNOLOGÍAS MARINAS

ENERGÍA Y PROPULSIÓN

 UNIVERSIDADE DA CORUÑA

“INSTALACIÓN DE REFRIGERACION CON CO₂”

TRABAJO FIN DE GRADO

TFG/GTM/E-06-15

JULIO - 2015

AUTOR: Juan Caamaño Antelo

TUTOR: Javier Romero Gómez

TRABAJO FIN DE GRADO

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA Y MÁQUINAS

TECNOLOGÍAS MARINAS

ENERGÍA Y PROPULSIÓN
631G02410 - TRABAJO FIN DE GRADO

D. Javier Romero Gómez, en calidad de tutor principal, autorizo al alumno D. Juan Caamaño Antelo con DNI nº 45847681X a la presentación del presente Trabajo de Fin de Grado titulado:

“INSTALACIÓN DE REFRIGERACION CON CO₂”

CONVOCATORIA: JULIO- 2015

Fdo. El Tutor

Fdo. El Alumno

Javier Romero Gómez

Juan Caamaño Antelo



Universidade da Coruña



“INSTALACIÓN DE REFRIGERACION CON CO₂”

INDICE GENERAL



Universidade da Coruña

ESCOLA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA E MÁQUINAS

FECHA: JULIO 2015

AUTOR: Juan Caamaño Antelo

INDICE GENERAL

MEMORIA.....	1
ANEXOS	
ANEXO I DIMENSIONAMIENTO DE LOS TÚNELES Y CÁLCULO DE PÉRDIDAS DE CARGA.....	25
ANEXO II SELECCIÓN DE REFRIGERANTE E INSTALACION.....	36
ANEXO III UTILIZACION DE CO ₂ COMO REFRIGERANTE.....	78
ANEXO IV SELECCIÓN DE LOS EQUIPOS.....	94
ESQUEMAS.....	126



Universidade da Coruña



“INSTALACIÓN DE REFRIGERACION CON CO₂”

MEMORIA



Universidade da Coruña

ESCOLA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA E MÁQUINAS

FECHA: **JULIO 2015**

AUTOR: **Juan Caamaño Antelo**

Fdo.:

MEMORIA

1. OBJETO.....	3
2. ALCANCE	3
3. ANTECEDENTES	4
4. NORMAS	4
4.1 Disposiciones legales y normas aplicadas	4
5. BIBLIOGRAFÍA	6
5.1. Libros.....	6
5.2. Páginas web	6
5.3. Referencias	6
6. PROGRAMAS DE CÁLCULO.....	7
7. DEFINICIONES, UNIDADES Y ABREVIATURAS	7
7.1. Definiciones	7
7.3. Unidades	12
7.3. Abreviaturas	13
8. REQUISITOS DE DISEÑO	14
8.1. Dimensiones principales.....	14
8.2. Dimensiones de túnel	15
8.3. Datos de diseño de los túneles:.....	16
8.3.1. Datos técnicos de los materiales.....	16
8.4. Sistema de desescarche :	16
8.5. Requisitos de seguridad, mantenimiento para los equipos que forman el sistema	17
8.6. Protección de la instalación contra sobrepresiones.....	17
8.6.1 Dispositivo de alivio de presión.	17
8.6.2. Presostatos	18
8.6.3. Elementos de control y mantenimiento de la instalación frigorífica.....	18
8.6.4 Requisitos de equipos de seguridad y sistemas de expansión de CO ₂ . 19	
9. PROPUESTA DE CICLOS DE TRABAJO DE LA INSTALACION	19
9.1. Sistema con doble compresión transcrito con el refrigerante R744.....	20
9.2. Sistema con doble compresión con el refrigerante R404A.....	20
9.3. Sistema con doble compresión con el refrigerante R717.	20
9.4. Sistema en cascada en la parte de baja R744 y en alta una etapa de doble compresión de R404A.	20

9.5. Sistema en cascada en la parte de baja R744 y en alta una etapa de doble compresión de R717.	20
10. ANÁLISIS DE SOLUCIONES.....	20
10.1. Soluciones adoptada	21
11. CONCLUSIÓN	24

1. OBJETO

Este trabajo tendrá como objeto el diseño de dos túneles de congelado para un buque palangrero destinado a procesar 36 Ton. /día. de pez espada con una temperatura en espina de -30°C . En el trabajo se va a analizar diferentes propuestas para el ciclo de operación para la planta frigorífica, estudiando parámetros y condiciones de trabajo teniendo en cuenta la eficiencia energética y normativa vigente.

No son objeto de este trabajo la definición y cálculos de las instalaciones que afecten a la instalación de la planta frigorífica, como son: instalación contra incendios, electricidad, fontanería y/o calderería de agua de mar para la alimentación de los condensadores, etc... Dichas instalaciones serían objeto de proyecto general del buque.

2. ALCANCE

Quedan dentro del alcance del presente trabajo el estudio de la demanda del túnel. Así mismo se va a estudiar el cálculo de diferentes instalaciones variando el fluido refrigerante y la definición de los diferentes elementos que componen la instalación de la planta frigorífica. Se va a seleccionar el tipo de ciclo frigorífico con mayor coeficiente de rendimiento (COP) para mantener una temperatura en el interior de los túneles de -40°C y -30°C en espina y teniendo en cuenta otros parámetros como son el volumen en la aspiración de los compresores.

El buque va a contar con dos túneles de congelación de expansión directa situados a proa del buque, un túnel a babor y otro a estribor, con un volumen por túnel de 50 m^3 . Cada túnel operará con su correspondiente central frigorífica compuesta por compresores, condensadores y evaporadores así como otros elementos requeridos. Se dispondrá de una tercera central compresora con su correspondiente condensador. Se podrá intercomunicar con cualquiera de las otras centrales compresoras en caso de ser necesario para el mantenimiento.

En el anexo I se realizará el estudio de la demanda frigorífica de la planta (para cumplir el requisito de diseño de mantener el interior de la cámara a -40°C).

3. ANTECEDENTES

El buque será un barco de acero proyectado para la pesca de pez espada por popa.

La zona del buque reservada a bodegas estará situada hacia el centro-proa del buque.

La sala de máquinas se dispondrá a popa. El buque estará propulsado por un motor diésel, que irá acoplado a una hélice de paso variable controlado a través de una reductora.

El buque es un palangrero congelador con de 82 m de eslora.

Está diseñado para la pesca del pez espada en diferentes caladeros. Los equipo de pesca se sitúan en la popa tiene dispuesta una zona de largado de anzuelos y del cebo de pesca.

Para la manipulación, procesado conservación está dotado de un parque de pesca necesario para el proceso de eviscerado y lavado del pescado para su posterior congelación. Las capturas son congeladas en dos túneles, estas capturas, una vez congeladas, se conservan en las bodegas a temperatura de -25°C .

Como criterio del armador se tiene en cuenta los siguientes parámetros:

- Rapidez en el proceso de congelación para una buena conservación del producto.
- Sistema de desercarce por gases calientes.
- Instalación respetuosa con el medioambiente.
- Uso de refrigerantes naturales.

4. NORMAS

4.1 Disposiciones legales y normas aplicadas

La elaboración del presente proyecto se ha desarrollado según el siguiente conjunto de normas:

- El buque con todo su equipo y maquinaria se construirá bajo la vigilancia de la Inspección de Buques, y de acuerdo a la Regla 2 del cap. 1 del SOLAS, por pertenecer el buque al grupo 111, clase "R".

- El proyecto y la construcción del buque cumplirán con las normas y reglas de la sociedad de clasificación American Bureau Veritas "ABS". (Pesca de gran altura).
- El desarrollo de las normas y reglas de la sociedad de clasificación American Bureau Veritas "ABS" en su apartado referente a instalaciones y posición de maquinaria de refrigeración y refrigerantes.
- La instalación frigorífica deberá ajustarse en todo momento a lo prescrito por el vigente "REGLAMENTO DE SEGURIDAD PARA PLANTAS E INSTALACIONES FRIGORÍFICAS" (REAL DECRETO 3099/1977, de 8 de septiembre) y sus Instrucciones Técnicas Complementarias denominadas MI IF así como las siguientes modificaciones:
 - Reglamento de seguridad para instalaciones frigoríficas e instrucciones técnicas complementarias. Proyecto de Real Decreto 10.37 E 71-5 de 10 de Junio.
 - Asimismo los recipientes de líquido y demás recipientes del sector de alta presión de la instalación cumplirán el "REGLAMENTO DE APARATOS A PRESION" del Ministerio de Industria y Energía, e Inspección de Buques.
 - Reglamento de equipos a presión y sus Instrucciones Técnicas Complementarias. Real Decreto 2060/2008 de 12 de Diciembre.
 - Reglamento Electrotécnico de Baja Tensión e Instrucciones Técnicas Complementarias. Real Decreto 560/2010, de 7 de Mayo.
 - Protocolo de Montreal relativo a las sustancias que agotan la capa de Ozono. 22ª reunión. Bangkok, Noviembre de 2010.
 - Normas ISO de aplicación.
 - Cualquier otra normativa o reglamentación, aplicables a este tipo de instalaciones.

También se tienen en cuenta:

- Real Decreto 865/2003, del 4 de julio, por el que se establecen los criterios higiénicos sanitarios para la prevención y control de la legionelosis.
- Reglamento de Verificaciones Eléctricas y Regularidad del suministro de Energía Eléctrica. (Decreto 12 de Marzo 1.954, B.O.E. 15.04.54 y Real Decreto 1725/84 de 18 de julio).
- Reglamento Electrotécnico de Baja Tensión. (Real Decreto 842/2002 de 2 de agosto, B.O.E. nº 2224 de Miércoles 18 septiembre de 2.002).
- Reglamento de Instalaciones de Protección Contra Incendios (RIPCI). (Real Decreto 1942/1.993 de 5 de Noviembre).

5. BIBLIOGRAFÍA

5.1 Libros

- P. J. Rapín, “INSTALACIONES FRIGORÍFICAS”. Editorial Marcombo, 1990, ISBN 84-267-0348-8.

-MANUAL DEL TÉCNICO FRIGORISTA. Sociedad Danesa de fabricantes de maquinaria frigorífica. Editorial Acribia.

-FUNDAMENTOS DE TERMODINÁMICA TÉCNICA Michael J. Moran, Howard N. Shapiro

-“Omid Rezayan, Ali Behbahaninia” “Thermoeconomic optimization and exergy analysis of CO₂/NH₃ cascade refrigeration systems” www.elsevier.com/locate/energy [Energy 36 (2011) 888e895]

-“Tzong-Shing Lee*,1, Cheng-Hao Liu, Tung-Wei Chen” “Thermodynamic analysis of optimal condensing temperature of cascade-condenser in CO₂/NH₃ cascade refrigeration systems” www.sciencedirect.com [International Journal of Refrigeration 29 (2006) 1100e1108]

5.2. Páginas web

<http://www.carriernews.es/>

<http://www.carel.com/>

https://www.bitzer.de/index_es.jsp?country=ES

<http://www.danfoss.com/spain/>

5.3. Referencias

[1][http://es.scribd.com/doc/172581929/Instalaciones-Frigorificas-de-R744-o-CO₂#scribd](http://es.scribd.com/doc/172581929/Instalaciones-Frigorificas-de-R744-o-CO2#scribd) (20/05/2015)

[2] [http://www.carel.com/documents/10191/0/%2B4000018ES/aeb76e11-0e72-4534-943d-ea2c02a91bf0;jsessionid=09169A73857D065C83777F673F17C248?version=1.0\(20/05/2015\)](http://www.carel.com/documents/10191/0/%2B4000018ES/aeb76e11-0e72-4534-943d-ea2c02a91bf0;jsessionid=09169A73857D065C83777F673F17C248?version=1.0(20/05/2015))

Todas estas páginas han sido consultadas con anterioridad al 30 de Junio de 2015.

6. PROGRAMAS DE CÁLCULO

-**EES**: EES, acrónimo de Engineering Equation Solver. La función básica de este programa es la solución simultánea de un sistema de ecuaciones. También puede resolver ecuaciones diferenciales, ecuaciones con variables complejas, problemas de optimización, tablas paramétricas, lineal y regresiones no lineales y gráficos.

Dispone de librerías con las propiedades termodinámicas de los fluidos utilizados en refrigeración.

- **AutoCAD 2010**; para desarrollo de planos y esquemas.

- Otros programas informáticos usados: **Word y Excel**.

7. DEFINICIONES, UNIDADES Y ABREVIATURAS

7.1. Definiciones

La terminología usada en el proyecto la define la ITC-MI-IF 01 como:

- **Sistemas de refrigeración**: Conjunto de componentes interconectados que contienen refrigerante y que constituyen un circuito frigorífico cerrado, en el cual el refrigerante circula con el propósito de extraer o ceder calor (es decir, enfriar o calentar) a un medio externo al circuito frigorífico.

- **Carga de refrigerante**: La especificada en la placa o etiquetado del equipo o en su defecto la máxima cantidad de refrigerante que admita el equipo para su correcto funcionamiento.

- **Sector de alta presión**: Parte de un sistema de refrigeración que trabaja, aproximadamente, a la presión de condensación.

- Sector de baja presión: Parte del sistema de refrigeración que trabaja, aproximadamente, a la presión de evaporación.
- Sala de máquinas específica: Local o recinto, no accesible al público, especialmente previsto para contener, por razones asociadas con la seguridad y protección del medio ambiente, componentes del sistema de refrigeración, exceptuándose como tal cuando solo contiene evaporadores, condensadores tuberías. No tendrá consideración de espacio, local o recinto habitado a los efectos de establecer la carga máxima de refrigerante en la instalación frigorífica.
- Cámara frigorífica: Recinto o mueble cerrado, dotado de puertas herméticas, mantenido por un sistema de refrigeración, y destinado a la conservación de productos. No tendrá consideración de espacio habitado u ocupado.
- Presión absoluta. Presión referida al vacío absoluto.
- Presión relativa (manométrica): Presión cuyo valor es igual a la diferencia algebraica entre la presión absoluta y la presión atmosférica.
- Presión de diseño: Presión elegida para determinar la presión de cálculo de cada componente.
- Presión de prueba de estanqueidad: Presión que se aplica para verificar que un sistema o cualquier parte del mismo es estanco.
- Presión de prueba de resistencia: Presión que se aplica para comprobar que un sistema o cualquier parte o componente del mismo es capaz de soportar dicha presión sin que se produzcan deformaciones permanentes, roturas o fugas.
- Presión máxima admisible: Presión máxima para la que está diseñado el equipo, especificada por el fabricante.
- Instalación frigorífica: Conjunto de los componentes de uno o varios sistemas de refrigeración y de todos los elementos necesarios para su funcionamiento (cuadro y cableado eléctrico, circuito de agua, etc.). Incluye los sistemas de refrigeración de cualquier dimensión, comprendidos los utilizados en acondicionamiento de aire y en bombas de calor, así como los sistemas secundarios de enfriamiento y los de calefacción generada por equipos frigoríficos (incluidas las bombas de calor).
- Componentes frigoríficos: Elementos que forman parte del sistema de refrigeración, por ejemplo, compresor, condensador, generador, adsorbedor, depósito de líquido, evaporador, separador de partículas de líquido, etc.
- Compresor: Máquina que incrementa mecánicamente la presión de un vapor o de un gas.

- Compresor de desplazamiento positivo (volumétrico): Compresor en el que a compresión se obtiene por variación del volumen interior de la cámara de compresión.
- Compresor abierto: Compresor con el eje de transmisión que atraviesa la carcasa estanca que contiene al refrigerante.
- Equipos a presión: Cualquier parte del sistema de refrigeración que contiene refrigerante, exceptuando: Compresores. Bombas. Componentes de un sistema de absorción hermético. Evaporadores, en los que cada sección por separado no supere en más de 15 dm³ el volumen que contiene refrigerante. Serpentes y baterías construidos exclusivamente con tubos. Tuberías y sus válvulas, uniones y accesorios. Dispositivos de control. Colectores y otros componentes que tengan un diámetro interno no superior a 152 mm. Y un volumen interior neto no superior a 100 dm³.
- Condensador: Intercambiador de calor en el que refrigerante en fase de vapor se licua por cesión de calor.
- Recipiente de líquido: Recipiente conectado permanentemente al sistema mediante tuberías de entrada y salida, utilizado para acumulación de refrigerante líquido.
- Evaporador: Intercambiador de calor en el cual el refrigerante líquido se vaporiza por absorción de calor procedente del medio a enfriar.
- Intercambiador de calor: Equipo para transferir calor entre dos fluidos sin que estos entren en contacto directo.
- Serpentin: Parte del sistema de refrigeración construido con tubos curvos o rectos convenientemente conectados, que sirve como intercambiador de calor (evaporador, condensador, etc.).
- Dispositivo de expansión: Elemento que permite y regula el paso del refrigerante líquido desde un estado de presión más alto a otro más bajo. Se consideran como tales las válvulas de expansión (manuales, termostáticas y electrónicas), los tubos capilares, los flotadores de alta, etc.
- Separador de aceite: Equipo a presión colocado en la descarga del compresor para separar y recuperar el aceite empleado en la lubricación del compresor.
- Volumen interior bruto: Volumen calculado conforme a las dimensiones interiores del recipiente, sin tener en cuenta el volumen ocupado por cualquier parte interna.
- Volumen interior neto: Volumen calculado conforme a las dimensiones interiores del recipiente deducido el volumen ocupado por las partes internas.

- Red de tuberías: Tuberías o tubos (incluidas mangueras, compensadores tubería flexible) para la interconexión de las diversas partes de un sistema de refrigeración.
- Unión por soldadura: Unión obtenida por ensamblaje de partes metálicas en estado plástico o de fusión.
- Dispositivo de seccionamiento (válvula de corte): Dispositivo para abrir o cerrar el flujo de fluido; por ejemplo, refrigerante, salmuera.
- Válvulas de interconexión: Pares de válvulas de cierre que aíslan partes del circuito frigorífico y están dispuestas para que estas secciones puedan unirse antes de la apertura de las válvulas o separarse después de cerrarlas.
- Dispositivo de alivio de presión: Elemento diseñado para liberar o evacuar automáticamente el exceso de presión de un sistema frigorífico al exterior o a otro sector de presión más baja.
- Válvula de alivio de presión: Válvula accionada por presión que se mantiene cerrada mediante un resorte u otros medios y que está diseñada para liberar o evacuar el exceso de presión de forma automática, al abrir a una presión no superior a la máxima admisible y cerrar de nuevo una vez que la presión haya descendido por debajo del valor admisible.
- Presostato automático: Dispositivo de desconexión de rearme automático, que se denomina PSH para protección contra una presión alta y PSL para protección contra una presión baja.
- Presostato con rearme manual: Dispositivo de desconexión de rearme manual sin ayuda de herramientas, denominado PZH si la protección es contra una presión alta y PZL si la protección es contra una presión baja.
- Presostato de seguridad con bloqueo mecánico: Dispositivo de desconexión accionado por presión, con bloqueo mecánico y rearme manual, únicamente con la ayuda de una herramienta. Se denomina PZHH si la protección es contra una presión muy alta y PZLL si la protección es contra una presión muy baja.
- Refrigerante (fluido frigorígeno): Fluido utilizado en la transmisión de calor que, en un sistema de refrigeración, absorbe calor a bajas temperatura presión, cediéndolo a temperatura y presión más elevadas. Este proceso tiene lugar, generalmente, con cambios de fase del fluido.
- Refrigerante fluorado: Se entiende por refrigerantes fluorados aquellos que contengan alguna de las sustancias enumeradas en los grupos I, II, III, VII, VIII y IX del anexo I del Reglamento (CE) nº 1005/2009 del Parlamento Europeo y del Consejo de 16 de septiembre de 2009 sobre sustancias que agotan la capa de ozono o de las enumeradas en el anexo I del Reglamento (CE) n.º 842/2006 del Parlamento Europeo y del Consejo, de 17 de mayo.

- Zeotropo o mezcla zeotrópica: Mezcla de fluidos refrigerantes cuyas fases vapor y líquido en equilibrio y a cualquier presión poseen distinta composición.
- Toxicidad: Propiedad de una sustancia que la hace nociva o letal para personas y animales debido a una exposición intensa o prolongada por contacto, inhalación o ingestión. Nota: No se considera nocivo todo malestar temporal que no perjudica a la salud.
- HFC: halocarbono parcialmente halogenado que contiene hidrógeno, flúor y carbono.
- Potencial de agotamiento de la capa de ozono (PAO) en inglés ODP (Ozone Depletion potential): Parámetro adimensional que mide el potencial de agotamiento de la capa de ozono estratosférico de la unidad de masa de una sustancia en relación con la del R-11 que se adopta como unidad.
- Potencial de Calentamiento Atmosférico (PCA) en inglés GWP (Global Warming Potential): Parámetro que mide el potencial de calentamiento atmosférico producido por un kilo de toda sustancia emitida a la atmósfera, en relación con el efecto producido por un kilo de dióxido de carbono, CO₂, que se toma como referencia, sobre un tiempo de integración dado. Cuando el tiempo de integración es de 100 años se indica con PCA 100.
- TEWI (TOTAL EQUIVALENT WARMING IMPACT) Impacto total equivalente sobre el calentamiento atmosférico: Es un parámetro que evalúa la contribución total al calentamiento atmosférico producido durante su vida útil por un sistema de refrigeración utilizado. Engloba la contribución directa de las emisiones de refrigerante a la atmósfera y la indirecta debida a las emisiones de CO₂ (dióxido de carbono) consecuencia de la producción de energía necesaria para el funcionamiento del sistema de refrigeración durante su período de vida útil. Se expresa en kilogramos equivalentes de CO₂.
- Deslizamiento (en inglés, glide): Es la diferencia, en valor absoluto, de temperatura existente, en el proceso isobárico de ebullición o condensación de una mezcla de refrigerantes, entre la temperatura del punto de burbuja y la temperatura del punto de rocío.
- Temperatura del punto de burbuja: Es la temperatura en la que una mezcla zeotrópica de refrigerantes en fase líquida subenfriada sometida a calentamiento isobárico inicia su ebullición.
- Temperatura del punto de rocío: Es la temperatura en la que una mezcla zeotrópica de refrigerante en fase gaseosa recalentada sometida a enfriamiento isobárico inicia su condensación.
- Puesta en marcha: Acción de poner a punto y en servicio una instalación en correcto funcionamiento.

7.3. Unidades

UNIDADES	
W	Vatios. Unidad de potencia.
kW	Kilovatios (1.000 Vatios).
J	Julios. Unidad de energía.
kJ	Kilojulios (1.000 Julios).
m	Metros.
m²	Metros cuadrados.
m³	Metros cúbicos
mm	Milímetros.
cm	Centímetros.
dm³	Decímetros.
K	Grados Kelvin.
° C	Grados Centígrados.
kg	Kilogramos.
in	Pulgadas
h	horas
s	segundos
Pa	Pascales.
kPa	Kilopascales (1.000 pascales).
C.V.	Caballos.
V	Voltios
A	Amperios
Hz	Hercios
psi	Libras por pulgada cuadrada. Unidad de presión del sistema anglosajón
kW/h	Kilovatios por hora. Unidad de consumo de potencia eléctrica.

Figura 7.3.1. Tabla de unidad

7.3. Abreviaturas

ABREVIATURAS	
ISO	International Organization for Standardization (Organización Internacional de Normalización)
EN	Norma europea
UNE	Una Norma Española
CE	Comunidad Europea
CEE	Comunidad Económica Europea
Pulg.	Pulgadas
T	Temperatura.
nº	Número.
r. p. m.	Revoluciones por minuto
Mº	Ministerio.
B. O. E.	Boletín Oficial del Estado
€	Euros.
PCA	Potencial de calentamiento atmosférico.
HCFC	Hidroclorofluorocarbonos.
CFC	Clorofluorocarburos.
HFC	Hidrofluorocarbonado.
S. L.	Sociedad limitada
Glide	Deslizamiento de T ^a
ODP	Potencial de destrucción de la capa de ozono

AEL	Allowable Exposure Limit (Límite de exposición permisible)
------------	--

Figura 7.3.2. Tabla de abreviaturas

8. REQUISITOS DE DISEÑO

8.1. Dimensiones principales

El barco es un palangrero con estas características:

Eslora (l): 82 metros.

Manga (B): 12.2 metros.

Calado (C): 5.70 metros.

Registro, tonelaje bruto (G.T.): 2450.

Potencia: 3500 kW.

Velocidad: 13.5 nudos.

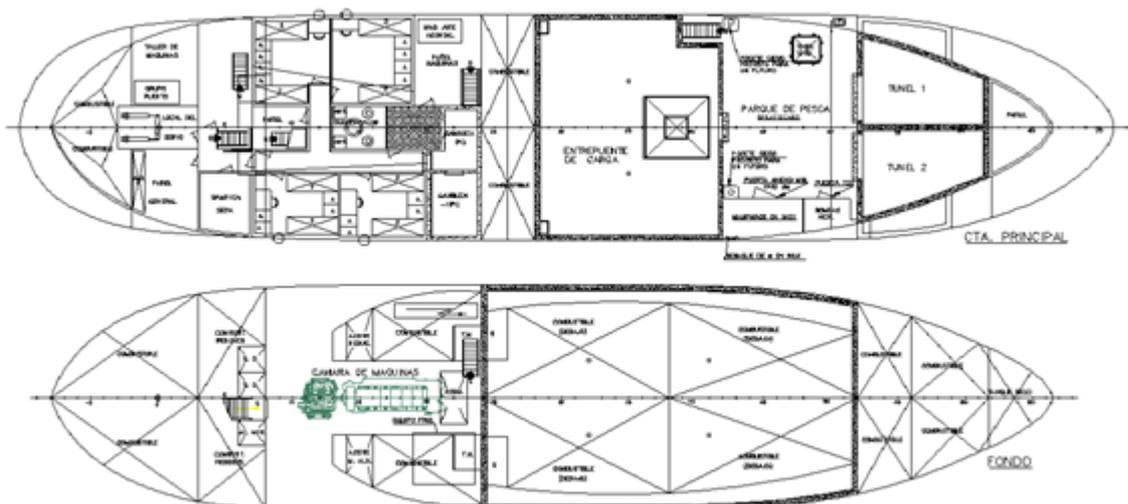


Figura 8.1.1. Imagen del buque palangrero del espada

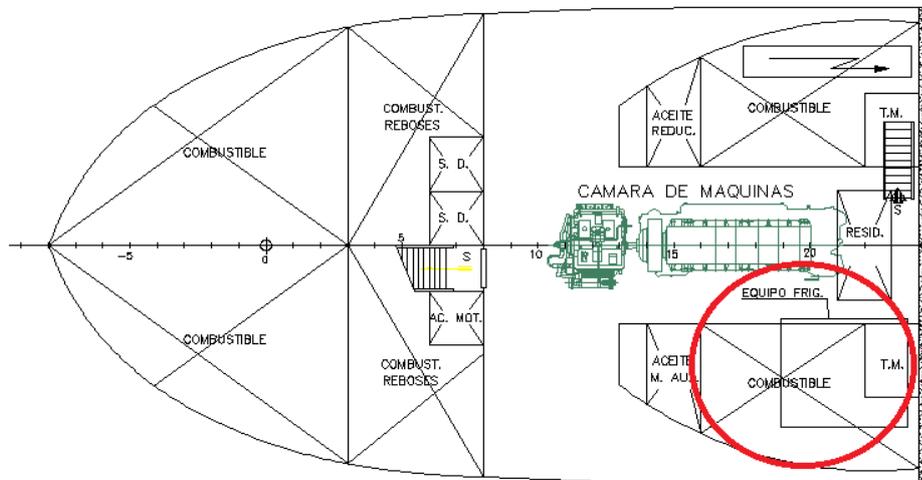


Figura 8.1.2. Imagen de la sala de los compresores

8.2. Dimensiones de túnel

Altura: 2.2 m.

Ancho en la popa: 3.35 m.

Ancho en la proa: 1.75 m.

Largo: 9 m.

El buque contará de 2 túneles idénticos con un volumen aproximado de 50m^3 por unidad.

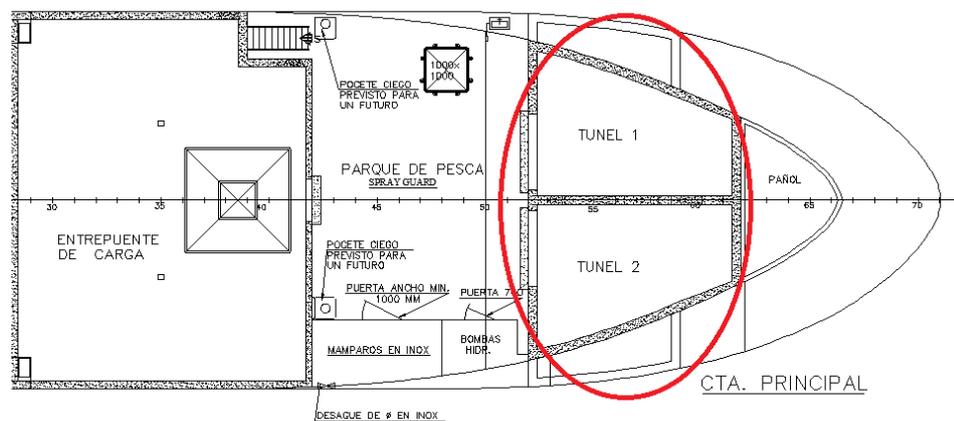


Figura 8.2.1. Túneles de congelado

8.3. Datos de diseño de los túneles:

En el anexo correspondiente (anexo I) analizaremos detenidamente las pérdidas de carga sufridas en los túneles y las capacidad de congelación del producto.

Capacidad de congelación túnel 6 Ton. /ciclo por túnel.

Capacidad total de congelación 36Ton. /día.

Número de ciclos por túnel 3 ciclos/día.

Duración estimada del ciclo 6/8 Horas.

Temperatura de entrada del pescado 30°C.

Temperatura final en espina - 30 °C.

8.3.1. Datos técnicos de los materiales

$Q_{max} = 6.96 \text{ W/m}^2$ (Máximo permitido).

$H_{ct} = \text{coeficiente de convección del túnel} = 8.97 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$.

$H_{ip} = \text{coeficiente de convección interior de las paredes} = 4.652 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$.

$K_2 = \text{coeficiente de transmisión de poliuretano} = 0.023 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$.

$T^a \text{ exterior túnel} = 30^\circ\text{C}$.

$T^a \text{ interior del túnel} = - 40^\circ\text{C}$.

$e_1 = \text{Espesor del forro interior de túnel} = 0.002 \text{ m}$.

$e_3 = \text{Espesor del forro exterior del túnel} = 0.004 \text{ m}$.

$K_{acero} = \text{coeficiente de transmisión de calor del acero} = 58 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$.

8.4 Sistema de desescarche :

Para conseguir una mayor rapidez en el proceso desecarcho de los túneles de congelación se va adoptar un sistema de desecarcho por gases calientes. La instalación podrá trabajar con un túnel en modo desecarcho y otro en modo congelación. Esto es gracias al diseño adoptado en el trabajo que mediante una serie de válvulas selenoides y válvulas antirretorno permiten este proceso.

8.5. Requisitos de seguridad, mantenimiento para los equipos que forman el sistema

Se exponen, a continuación, lo dispuesto en el Reglamento de Seguridad para Instalaciones Frigoríficas en lo referente a, seguridad (sobrepresiones) y elementos a instalar para el control y mantenimiento de la instalación (visores de líquido, manómetros, etc.).

8.6. Protección de la instalación contra sobrepresiones

8.6.1 Dispositivo de alivio de presión.

Dispone el Reglamento que: “Los compresores de desplazamiento positivo con un caudal volumétrico de más de 25 l / s deberán estar protegidos con un dispositivo de alivio de presión montado entre la descarga y la aspiración según las Normas EN 12693 o UNE EN 60335-2-34.

En caso de que no se monte una válvula de corte en la descarga será suficiente con instalar un dispositivo de alivio de presión en el sector de alta, siempre que no existan válvulas de corte intercaladas”.

El dispositivo de alivio de presión (válvula de seguridad) se colocará en el depósito de líquido refrigerante, porque el Reglamento dicta que:

“Los recipientes que puedan contener refrigerante líquido en condiciones normales de funcionamiento y puedan ser independizados de otras partes del sistema de refrigeración, excepto aquellos cuyo diámetro interior sea inferior a 152 mm, deberán estar protegidos mediante un dispositivo de alivio (por ejemplo, válvula de seguridad)” de acuerdo con el siguiente punto:

Los equipos a presión con un volumen interior bruto inferior a 100 dm³ deberán tener, como mínimo, un dispositivo de alivio, bien descargando al sector de baja, o a un recipiente receptor independiente o a la atmósfera”.

Por lo tanto se instalará una válvula de seguridad en la descarga, que descargará a la atmósfera.

8.6.2. Presostatos

Se instalarán limitadores de presión que en forma automática paren el o los compresores en todos los equipos con más de 10 kg de carga de refrigerante, que trabajen por encima de la presión atmosférica.

Por ello, se instalan presostatos, en los compresores de CO₂ y en los compresores de NH₃, es decir uno de cada para cada compresor.

Los presostatos de baja presión, controlan la presión en la aspiración del compresor, parándolo en caso de que ésta sea demasiado baja.

Los presostatos de alta presión, controlan la presión en la descarga del compresor, parándolo en caso de que ésta sea excesivamente alta.

8.6.3. Elementos de control y mantenimiento de la instalación frigorífica

Las válvulas utilizadas en los sistemas de refrigeración deberán cumplir los requisitos de la Norma UNE EN 12284.

Los sistemas de refrigeración se deberán equipar con suficientes válvulas de corte afín de minimizar riesgos y pérdidas de refrigerante, particularmente durante la reparación y/o mantenimiento.

Es por ello, por lo que se instalará válvula de corte, de cierre manual, en:

- En las líneas de aspiración de cada compresor, para su cierre en caso de reparación de alguno de ellos. No será necesaria su instalación en las líneas de descarga, ya que, en ellas ya están las válvulas anti-retorno.
- Antes de los manómetros de alta y baja de cada compresor, para su cierre en caso de sacarlos para calibración o sustitución.
- En la línea de líquido, antes y después del filtro secador y de la mirilla, para las labores de sustitución de estos.
- En las líneas de retorno del aceite de cada compresor, para su cierre en caso de reparación de alguno de ellos.

Dicta el Reglamento de Seguridad para Instalaciones Frigoríficas que: *“Los sistemas de refrigeración deberán estar equipados con los instrumentos de indicación y medida necesarios para los ensayos, funcionamiento y mantenimiento”*.

Por ello, se deberán instalar manómetros, para la medición de presión de la descarga y aspiración en los compresores.

Se deberá instalar, también, un visor de líquido en la línea de líquido, después del filtro secador.

- En caso de instalaciones centralizadas, cada elemento principal deberá estar debidamente protegido: compresor, condensador, evaporador y bomba de circulación de fluido.

- En caso de circuitos independientes constituidos por un único conjunto compresor, condensador y evaporador, será suficiente una única protección para el conjunto.

Con estas disposiciones se pretende, además de la protección de las personas, añadir otras medidas que reduzcan al mínimo el deterioro de los productos almacenados y aseguren el funcionamiento permanente de una parte razonable de la instalación.

8.6.4 Requisitos de equipos de seguridad y sistemas de expansión de CO₂

Se instalan en la línea de aspiración del compresor. A la entrada del depósito una válvula motorizada se encarga de detectar que la instalación ha parado, y que la presión sube y abrirá progresivamente el paso del refrigerante para su expansión.

En la arrancada de la instalación todo el refrigerante contenido en el depósito será devuelto así que éste se encontrará vacío mientras la instalación funcione.

Se instalarán un sensor de gas refrigerante en la sala de máquinas, para el aviso en caso de fuga de éste.

9. PROPUESTA DE CICLOS DE TRABAJO DE LA INSTALACION

En el anexo II analizaremos termodinámicamente los distintos sistemas de refrigeración variando los fluidos refrigerantes. Los sistemas estudiados serán los cinco siguientes:

- 9.1. Sistema con doble compresión transcrito con el refrigerante R744.
- 9.2. Sistema con doble compresión con el refrigerante R404A.
- 9.3. Sistema con doble compresión con el refrigerante R717.
- 9.4. Sistema en cascada en la parte de baja R744 y en alta una etapa de doble compresión de R404A.
- 9.5 Sistema en cascada en la parte de baja R744 y en alta una etapa de doble compresión de R717.

10. ANÁLISIS DE SOLUCIONES

Para determinar la instalación más adecuada dentro de los parámetros de diseño fijados por el armador (-30°C) temperatura en espina del pez espada (-40°C) temperatura del túnel, (-50 °C) temperatura de del evaporador y de la normativa, las diferentes propuestas de ciclo de operación para la instalación fueron modeladas termodinámicamente, analizando y evaluando las condiciones de operación, así como el COP y el volumen de aspiración de los compresores. La simulación del análisis termodinámico fue llevada a cabo en el entorno del Engineering Equation Solver (EES) software. Los resultados de los diferentes ciclos, así como sus consideraciones prácticas fueron analizados y comparados en el anexo II. El COP es una de nuestras principales referencias a la hora de escoger la instalación, pero también se tiene en cuenta la normativa y las restricciones en el uso de refrigerantes y el punto de vista económico.

10.1. Soluciones adoptada

Una vez calculado todas las necesidades térmicas de los túneles 240 kW y teniendo en cuenta los resultados obtenidos en el anexo II, se adopta como solución el ciclo de trabajo en cascada con R744 en baja y R717 en alta con doble compresión, tal y como se muestra en Figura 10.1.1. En la Figura 10.1.2 se muestra el diagrama p-h de los ciclos de la instalación y en la tabla Tabla 10.1.3. los resultados más importantes del análisis de la instalación.

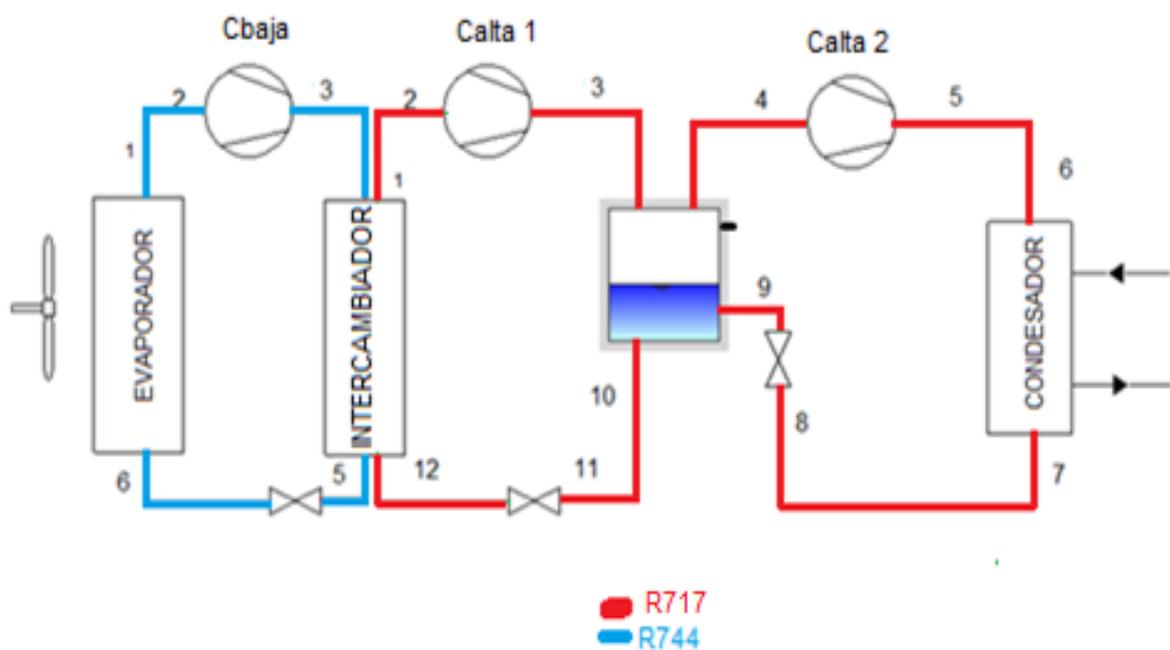


Figura 10.1.1.- Esquema del sistema en cascada en la parte de baja R744 y en alta una etapa de doble compresión de R717

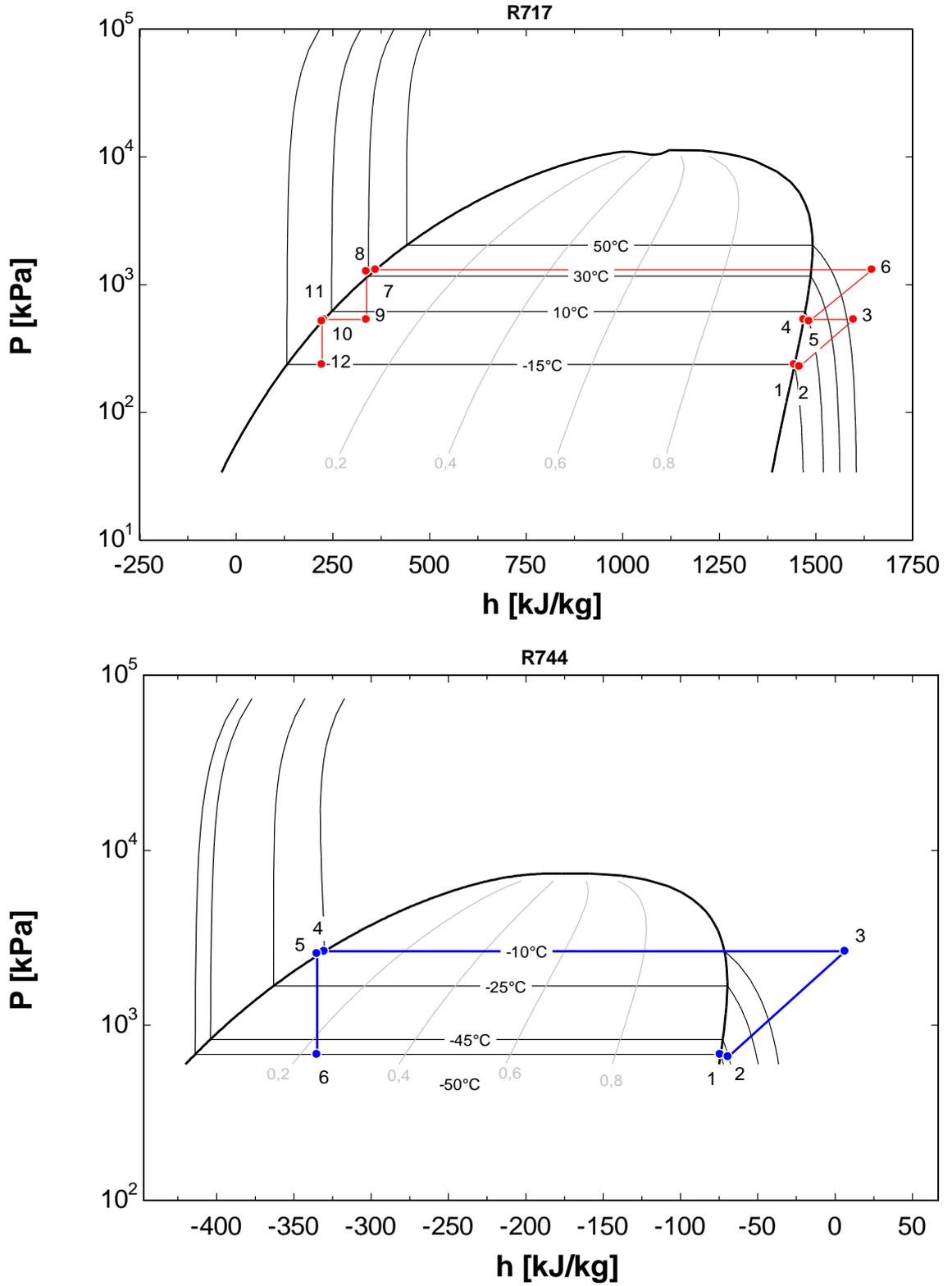


Figura 10.1.2. Diagrama p-h del sistema en cascada en la parte de baja R744 y en alta una etapa de doble compresión de R717

Parametros	Resultados
$T_{\text{condensación}} (^{\circ}\text{C})$	35
$T_{\text{evaporación}} (^{\circ}\text{C})$	-50
$P_{\text{condensación}} (\text{kPa})$	1311
$P_{\text{evaporación}} (\text{kPa})$	682,3
Subenfriamiento ($^{\circ}\text{C}$)	5
Recalentamiento ($^{\circ}\text{C}$)	5
$\dot{W}_{\text{compbaja}} (\text{kW})$	67.69
$\dot{W}_{\text{compalta1}} (\text{kW})$	34.59
$\dot{W}_{\text{compalta2}} (\text{kW})$	48.25
$\dot{Q}_{\text{cond}} (\text{kW})$	384.70
$\dot{Q}_{\text{intecambiador}} (\text{kW})$	302.23
$\dot{Q}_{\text{evap}} (\text{kW})$	240.00
$V_{\text{aspbaja}} (\text{m}^3/\text{s})$	0.0534
$V_{\text{aspalta1}} (\text{m}^3/\text{s})$	0.1328
$V_{\text{aspalta2}} (\text{m}^3/\text{s})$	0.0747
$\dot{m}_{\text{R744}} (\text{kg/s})$	0.8975
$\dot{m}_{\text{R717}} (\text{kg/s})$	0.5680
COP	1.6030

Figura 10.1.3.- Tabla del sistema en cascada en la parte de baja R744 y en alta una etapa de doble compresión de R717

11. CONCLUSIÓN

Para cumplir los requisitos de diseño del armador y la demanda térmica de la instalación, así como la normativa vigente se adopta el diseño de una instalación en cascada en la parte de baja R744 y en alta una etapa de doble compresión de R717. A pesar de la robustez de la instalación de doble compresión en cascada y de los sistemas de seguridad para evitar presiones elevadas en las paradas, queda justificado su uso frente a la de compresión en etapas debido a:

- Menor caudal volumétrico desplazado en baja para igual carga térmica.
- Menor número de compresores en baja lo que implica menor coste de mantenimiento.
- Menor tamaño de instalación.
- Presiones de trabajo superiores a la atmosférica, evitando la entrada de aire y la necesidad de purgadores automáticos.
- Mayor facilidad para el retorno de aceite.
- Mayor rendimiento volumétrico del compresor de baja.

El esquema de trazado de la instalación se muestra en el anexo I y la selección de componentes se especifica en el anexo IV.



Universidade da Coruña



“INSTALACIÓN DE REFRIGERACION CON CO₂”

ANEXO I

DIMENSIONAMIENTO DE LOS TÚNELES Y CÁLCULO DE PÉRDIDAS DE CARGA



Universidade da Coruña

ESCOLA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA E MÁQUINAS

FECHA: **JULIO 2015**

AUTOR: **Juan Caamaño Antelo**

ANEXO I

DIMENSIONAMIENTO DE LOS TÚNELES Y CÁLCULO DE PÉRDIDAS DE CARGA

1.1. Ruta de navegación	26
1.2. Pliego de condiciones	27
1.3. Descripción del buque:	28
1.4. Dimensionamiento de la planta	28
1.4.1 Necesidades energéticas.....	29
1.4.1.1. Túneles de congelación.	29
1.4.2 Cálculos de congelación del pez espada.....	29
1.4.3. Cálculos de pérdidas térmicas.....	30
1.4.3.1. Paredes del túnel	30
1.4.3.2. Techo túnel	31
1.4.3.3 Suelo túnel	32
1.4.4. Coeficiente global de transmisiones calor.....	33
1.5 Balance energético	34

1.1. Ruta de navegación

La ruta de navegación es una de las partes más importante la hora de dimensionar la instalación. En función de estas temperaturas la condensación de nuestros refrigerantes será diferente, en consecuencia el tamaño de condensadores compresores etc.

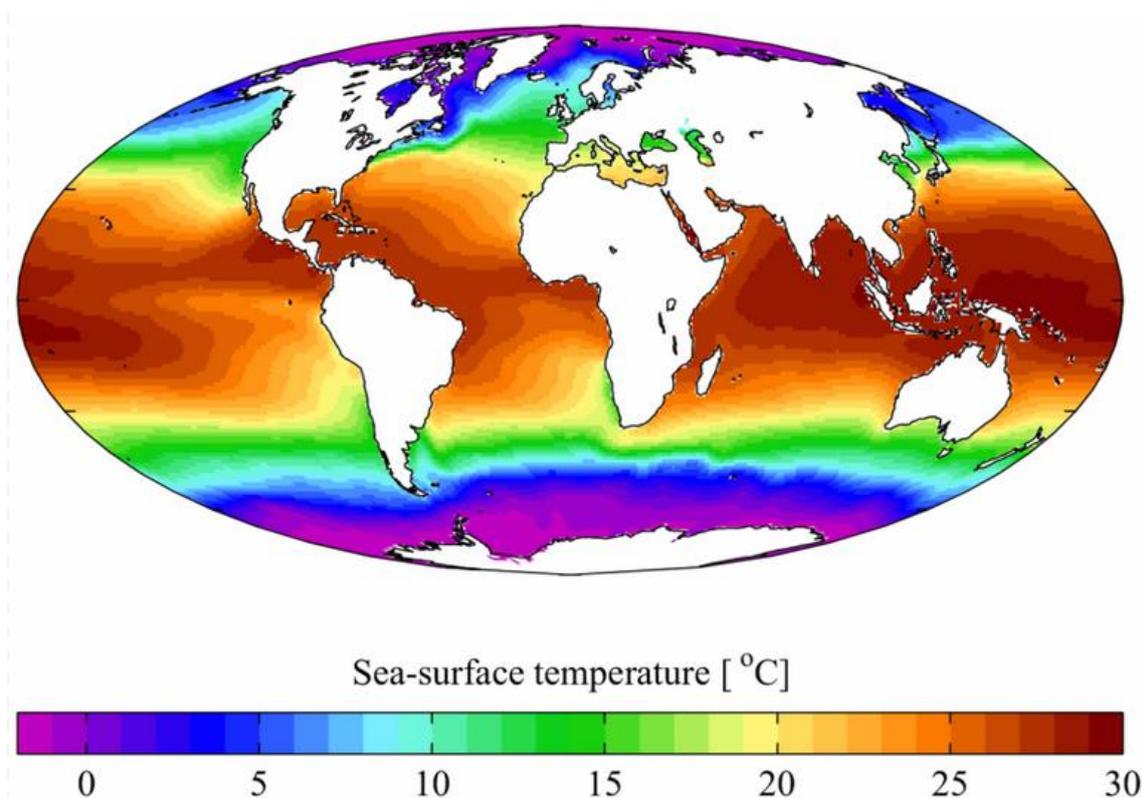


Figura 1.1.1. Imagen de termografía del mundo temperaturas

En la Figura 1.1.1. se puede apreciar como la temperatura varían en función de las zonas de pesca. Encontramos las zonas de máximas temperaturas entre los trópicos. Es por tanto que las peores condiciones climatológicas para los diseños tendrán lugar en estas zonas. Esta condición es decisiva en la elección de la ruta de navegación.

1.2. Pliego de condiciones

Una vez determinada la geografía y las condiciones medioambientales, que serán las principales características de nuestro trabajo.

Las aguas tropicales son ricas en multitud de pescado como muestra la Figura 1.2.1. Los palangreros son grandes barcos, que se dedican principalmente a las capturas de pez espada aunque también capturan otro tipo de descartes.

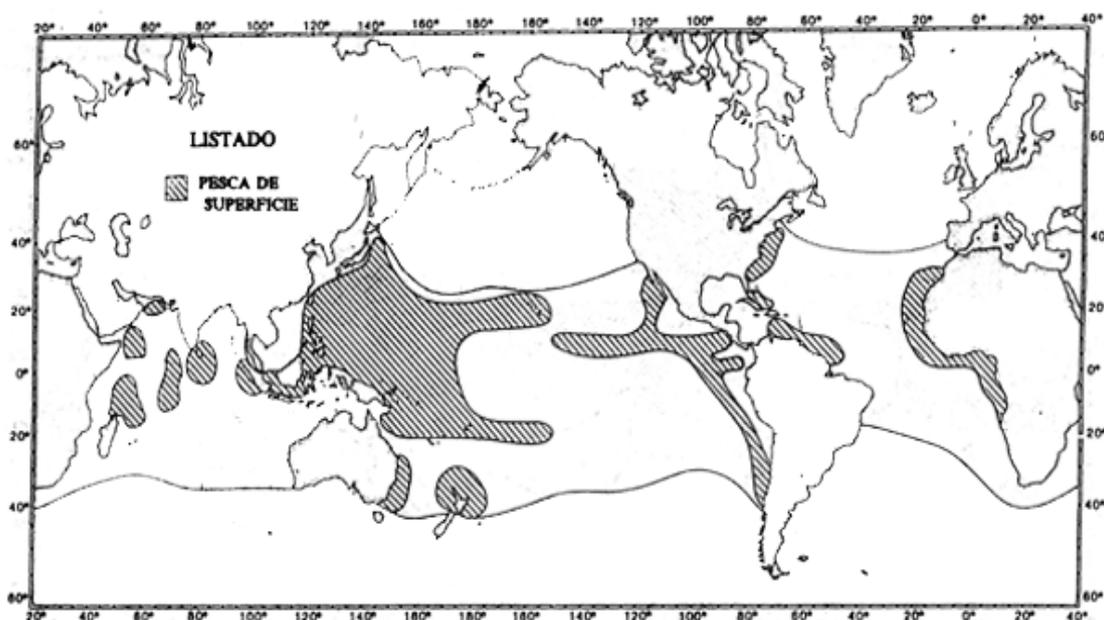


Figura 1.2.1. Imagen de zonas de pesca del pez espada

Las capturas se introducen al buque por las escotillas laterales cogiéndolos con un bichero. Una vez que el pez espada entra a bordo se le retiran las vísceras en el parque de pesca y se trasladan a túnel de congelación. Allí se colocan sujetos por la espada de manera vertical. Los ejemplares que son grandes se depositan en el suelo del túnel. Cuando la temperatura de espina ronda los -30°C se retiran del túnel. Cuando termina este proceso se ubica en las cámaras de congelación.

A partir de 30°C es donde comenzaremos con nuestros cálculos, ya que nos ceñiremos al cálculo de la instalación de congelación de pez espada. En nuestro trabajo contaremos con 2 túneles de congelación uno por babor y otro por estribor.

1.3. Descripción del buque:

El buque es un palangrero congelador. Estos disponen de de tres cubiertas. La principal que es la cubierta de francobordo donde se realiza el proceso de pez espada la superior destinada a la habitación y la inferior destinada a las cámaras de almacenamiento de pesca.

La cámara de máquinas se aloja en la popa. Debido a las grandes necesidades energéticas de propulsión y frigoríficas, la cámara de máquinas se amplía situándose en dos cubiertas.

Las bodegas están situadas a la proa de la sala de maquina en la cubierta inferior en ellas se almacena la captura hasta la llegada a puerto.

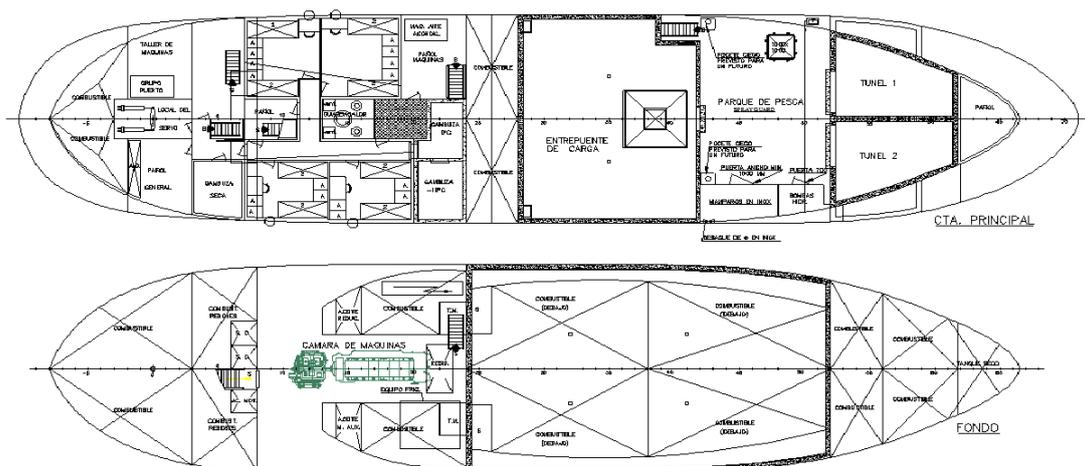


Figura 1.3.1 Esquema planos del buque

1.4. Dimensionamiento de la planta

A continuación se va a realizar un estudio de los elementos más importantes de los túneles de congelación. Para ello se estimaran las necesidades de frio una vez conocidas estas podrán conocer los distintos componentes de la instalación.

1.4.1 Necesidades energéticas

Una vez conocido el funcionamiento de la instalación se estudiarán las necesidades de congelación que requieren el sistema. Habitualmente se define la potencia de la planta como la capacidad de congelación del pescado 6/8 horas por ciclo. La potencia congeladora de buque es de 12Ton/ciclo con un volumen total repartido en dos túneles de 100m³

1.4.1.1. Túneles de congelación.

Teniendo en cuenta los requisitos del armador y basándonos en el producto a capturar y su congelación se va instalar en el buque los equipos frigoríficos adecuados para la congelación del pescado capturado.

El pescado se congelará en 2 túneles, los cuales tendrán una capacidad de congelación de 6 Ton. /ciclo por túnel y capacidad total de congelación de 36 Ton./día por túnel de con la duración estimada del ciclo de 6/8 horas.

El pez espada capturado entrará en los túneles a 30 °C y conseguirá una temperatura final en espina de - 30 °C.

Nº de túneles:2.

Capacidad de congelación túnel 6 Ton. /ciclo.

Capacidad total de congelación 36Ton. /día. máx.

Número de ciclos por túnel 3 día.

Duración estimada del ciclo 6/8 Horas.

Temperatura de entrada del pescado 30°C.

Temperatura final en espina - 30 °C.

1.4.2 Cálculos de congelación del pez espada

Para estimar la potencia necesaria debemos conocer las características del pez espada. Se pueden considerar las siguientes características:

$C_{fresco}=3,18\text{kJ/kg } ^\circ\text{k}.$

$C_{congelación}=233\text{kJ/kg } ^\circ\text{k}.$

$C_{congelado}=1.72 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{k}.$

En nuestro estudio nos centraremos en el túnel de congelado en el cual pez espada entra a una temperatura de 30°C grados en el peor de los casos.

$$Pot. \text{ tunel} = m * \frac{C_{fresco}*(At)+C_{congelacion}+C_{congelado}*(AT)}{\text{tiempo de congelado}} \quad (1.4.2.1)$$

$$Pot. \text{ tunel} = 12000 * \frac{3.18*30+233+1.72(0-(-30))}{6*3600} \quad (1.4.2.1)$$

$$Pot. \text{ tunel} = 211.1\text{kW} \quad (1.4.2.1)$$

1.4.3. Cálculos de pérdidas térmicas

Para estimar el flujo energético a través de dichas paredes se aplica las siguientes ecuaciones:

$$Q = \frac{k}{e} S * AT^a \quad (1.4.3.1)$$

Siendo:

K: Coeficiente de transmisión.

E: Espesor del aislante.

S: Superficie de transmisión.

El flujo de calor máximo por razones de economía energética suele fijarse $6,97\text{W/m}^2$ en cámaras de congelación por m^2 de superficie.

Por tanto, teniendo en cuenta que la instalación solo estudiamos los túneles congelación.

Calcularemos los espesores de aislante necesarios para cumplir la normativa.

1.4.3.1. Paredes del túnel

$Q_{max} = 6.96 \text{ W/m}^2$ (Máximo permitido).

$H_{ct} = \text{coeficiente de convección del túnel} = 8.97 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$.

$H_{ip} = \text{coeficiente de convección interior de las paredes} = 4.652 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$.

$K_2 = \text{coeficiente de transmisión de poliuretano} = 0.023 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$.

$T^a \text{ exterior túnel} = 30^\circ\text{C}$.

$T^a \text{ interior del túnel} = -40^\circ\text{C}$.

$e_1 = \text{Espesor del forro interior de túnel} = 0.002 \text{ m}$.

$e_3 = \text{Espesor del forro exterior del túnel} = 0.004 \text{ m}$.

$K_{acero} = \text{coeficiente de transmisión de calor del acero} = 58 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$.

$$e_2 = \left[\frac{(T^a \text{ exterior} - T^a \text{ interior})}{Q_{max}} - \left(\frac{1}{H_{ip}} + \frac{1}{H_{cb}} + \left(\frac{e_1}{k_{acero}} + \frac{e_3}{k_{acero}} \right) \right) \right] * K_2 \quad (1.4.3.1.1)$$

$$e_2 = \left[\frac{(30 - (-40))}{6.96} - \left(\frac{1}{4.652} + \frac{1}{8.917} + \left(\frac{0.002}{58} + \frac{0.004}{58} \right) \right) \right] * 0.023 \quad (1.4.3.1.1)$$

$$e_2 = 0.19 \text{ [m]} \quad (1.4.3.1.1)$$

1.4.3.2. Techo túnel

$Q_{max} = 6.96 \text{ W/m}^2$ (Máximo permitido).

$H_{ct} = \text{coeficiente de convección del túnel} = 8.97 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$.

$H_{ip} = \text{coeficiente de convección interior de las paredes} = 4.652 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$.

$K_2 = \text{coeficiente de transmisión de poliuretano} = 0.023 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$.

$T^a \text{ exterior túnel} = 30^\circ\text{C}$.

$T^a \text{ interior del túnel} = -40^\circ\text{C}$.

$e_1 = \text{Espesor del forro interior de túnel} = 0.002 \text{ m}$.

$e_3 = \text{Espesor del forro exterior del túnel} = 0.004 \text{ m}$.

$K_{acero} = \text{coeficiente de transmisión de calor del acero} = 58 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$.

$$e_2 = \left[\frac{(T^a \text{ exterior} - (T^a \text{ interior}))}{Q_{max}} - \left(\frac{1}{H_{ip}} + \frac{1}{H_{cb}} + \left(\frac{1}{k_{acero}} + \frac{1}{k_{acero}} \right) \right) \right] * K_2 \quad (1.4.3.2.1)$$

$$e_2 = \left[\frac{(35 - (-40))}{6.96} - \left(\frac{1}{4.652} + \frac{1}{8.917} + \left(\frac{0.002}{58} + \frac{0.004}{58} \right) \right) \right] * 0.023 \quad (1.4.3.2.1)$$

$$e_2 = 0.24 \text{ [m]} \quad (1.4.3.2.1)$$

1.4.3.3 Suelo túnel

$Q_{max} = 6.96 \text{ W/m}^2$ (Máximo permitido).

$H_{cb} =$ coeficiente de convección del doble fondo = $4.456 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$.

$H_{ip} =$ coeficiente de convección el suelo de las cubas = $6.98 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$.

$K_1 =$ coeficiente de transmisión de poliuretano = $0.023 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$.

T^a exterior túnel = 30°C .

T^a interior túnel = -40°C .

$E_1 =$ Espesor del forro interior de túnel = 0.002 m .

$E_1 =$ Espesor del forro exterior del túnel = 0.004 m .

$K_{acero} =$ coeficiente de transmisión de calor del acero = $58 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$.

$$e_2 = \left[\frac{(T^a \text{ exterior} - (T^a \text{ interior}))}{Q_{max}} - \left(\frac{1}{H_{ip}} + \frac{1}{H_{cb}} + \left(\frac{1}{k_{acero}} + \frac{1}{k_{acero}} \right) \right) \right] * K_2 \quad (1.4.3.3.1)$$

$$e_2 = \left[\frac{(30 - (-40))}{6.96} - \left(\frac{1}{4.456} + \frac{1}{6.87} + \left(\frac{0.002}{58} + \frac{0.004}{58} \right) \right) \right] * 0.023 \quad (1.4.3.3.1)$$

$$e_2 = 0.22 \text{ [m]} \quad (1.4.3.3.1)$$

Una vez calculados los espesores del aislante necesarios de los túneles procedemos a calcular las pérdidas de calor.

1.4.4. Coeficiente global de transmisiones calor

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{e_1}{K_1} + \frac{e_2}{k_2} + \frac{e_3}{k_3} + \frac{1}{h_e}} \quad (1.4.4.1)$$

U=Coeficiente global de transmisión calor.

hi=coeficiente de convección del interior.

he =coeficiente de convección exterior.

k1 y k3 coeficiente transmisión de calor del acero.

K2=coeficiente de transmisión de calor de poliuretano.

	Hi [W/m ² .°C]	He [W/m ² .°C]	K ₁ [W/m ² .°C]	K ₂ [W/m ² .°C]	K ₃ [W/m ² .°C]	e ₁ [m]	E ₂ [m]	E ₃ [m]	U (W/m ² .°C)
Paredes lat.	671.5	8.917	58	0.023	58	0.002	0.19	0.004	0.119
Paredes front	671.5	8.917	58	0.023	58	0.002	0.19	0.004	0.119
Suelo	671.5	4.45	58	0.023	58	0.002	0.24	0.004	0.096
Techo	671.5	7.26	58	0.023	58	0.002	0.22	0.004	0.102

Figura 1.4.4.1 Tablas de pérdidas de carga

	U [W/m ² ·°C]	S [m ²]	T ^a _e [°C]	T ^a _i [°C]	AT ^a [°C]	Q [W]
Pared lat int	0.119	40	30	-40	70	285.6
Paredes front	0.119	12	30	-40	70	89.25
Suelo	0.096	20	30	-40	60	115.2
Techo	0.102	20	30	-40	70	142.8
Resultados						632

Figura 1.4.4.1 Tablas de resultados

Perdidas por transmisión el túnel de congelación es de 632W por unidad.

Estas pérdidas las tendremos que multiplicar por dos porque disponemos de dos túneles.

Las pérdidas totales en los dos túneles $632 \cdot 2 = 1455$ [W] (1.4.4.2.)

1.5 Balance energético

Las suma de necesidades por congelación y perdidas por será:

$P_{\text{evap}} = P_{\text{congelación}} + Q_{\text{perdidas}}$:

$P_{\text{evap}} = 211.11 + 1.45 = 212.2$ (1.5.1.)

Tomando un margen de 10% la potencia considerar es:

$P_{\text{evap}} = 212.2 \cdot 1.1 = 233.1$ kW. (1.5.2)

Sobre este valor hay que considerar unas pérdidas de transmisión del evaporador 3% así:

$$P_{evap} \frac{233.1}{0.97} = 240.4[kW] \quad (1.5.3)$$

Por tanto se deben extraer 240 [kW] de los túneles a través de los evaporadores. Una vez conocido este valor es sencillo dimensionar los elementos de la instalación. Para ello también se ha de tener en cuenta que los túneles sean capaces de mantener la temperatura en condiciones más desfavorables.



Universidade da Coruña



“INSTALACIÓN DE REFRIGERACION CON CO₂”

ANEXO II

SELECCIÓN DE REFRIGERANTE E INTSTALACIÓN



Universidade da Coruña

ESCOLA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA E MÁQUINAS

FECHA: **JULIO 2015**

AUTOR: **Juan Caamaño Antelo**

ANEXO II

SELECCIÓN DE REFRIGERANTE E INSTALACION

2.1. Elección del refrigerante	37
2.1.1 Propiedades termodinámicas y transmisión de calor	37
2.1.2 Propiedades físicas químicas medioambientales y fisiológicas	38
2.1.2.1 Tipos de refrigerantes:.....	38
2.2. Características de los fluidos estudiados:	39
2.3. Descripción de las instalaciones estudiadas termodinámicamente ..	41
2.3.1 Sistema con doble compresión transcrito con el refrigerante R744 ...	41
2.3.2 Sistema con doble compresión con el refrigerante R404A.	48
2.3.3 Sistema con doble compresión con el refrigerante R717.....	54
2.3.4 Sistema en cascada en la parte de baja R744 y en alta una etapa de doble compresión de R404A.....	60
2.3.4.1 Circuito de refrigeración baja R744.....	61
2.3.4.2. Circuito de refrigeración alta R717.....	62
2.3.5 Sistema en cascada en la parte de baja R744 y en alta una etapa de doble compresión de R717.	68
2.3.5.1. Circuito de refrigeración baja R744.....	69
2.3.5.2. Circuito de refrigeración alta R717.....	70
2.4. Análisis y resultados	75
2.5.1 Sistema con doble compresión transcrito con el refrigerante R744 ...	76
2.5.2. Sistema con doble compresión con el refrigerante R404.....	77
2.5.3 Sistema con doble compresión con el refrigerante R717	77
2.5.4. Sistema en cascada en la parte de baja R744 y en alta una etapa de doble compresión de R404	77
2.5.5 Sistema en cascada en la parte de baja R744 y en alta una etapa de doble compresión de R717	77

2.1. Elección del refrigerante

La elección de un fluido refrigerante conlleva la relación de un gran número de propiedades que pueden agruparse en dos grandes grupos los cuales son respectivamente, en primer lugar, las propiedades termodinámicas y la transmisión de calor; en segundo lugar, las propiedades físicas químicas medioambientales y las fisiológicas las cuales serán explicadas a continuación:

2.1.1 Propiedades termodinámicas y transmisión de calor

Este trabajo analizara termodinámicamente los distintos sistemas de refrigeración variando el fluido refrigerante. Los sistemas estudiados serán una instalación en cascada, una instalación con doble compresión o la combinación de los dos anteriormente mencionados. Usaremos para nuestro trabajo tres fluidos refrigerantes como el amoniaco, dióxido de carbono y el R404A.

Para determinar la temperatura de saturación del condensar óptima usaremos varios parámetros de diseño, para maximizar el COP. Los parámetros de diseño son: la temperatura de evaporación fijada a $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ (temperatura necesaria para la congelación del producto), la condensación a diferentes temperaturas y la temperatura del mar. La temperatura de condensación óptima del sistema viene relacionada con la temperatura del agua de mar ya que es nuestro fluido de refrigeración en el condensador. El COP es mayor al aumento de la temperatura de evaporación pero este es un parámetro fijado por las necesidades del producto, pero disminuye a medida que aumenta la temperatura del agua de mar y como consecuencia la temperatura de condensación.

Cogeremos como principal referencia tres características fundamentales:

Presión de vapor: la presión de aspiración real correspondiente a la temperatura de evaporación deseada es inversamente proporcional a la potencia frigorífica obtenida con el volumen de refrigerante.

Temperatura y presión crítica: Un buen refrigerante debe poseer una presión de vapor a la temperatura efectiva de evaporación suficientemente elevada para limitar las dimensión y el coste del compresor. Su temperatura crítica debe de ser muy elevada para que la condensación del frigorífero se efectué siempre a una temperatura inferior a la del punto critico.

Masa molecular: el caudal másico del refrigerante correspondiente a una potencia dada crece generalmente cuando el peso molecular del fluido frigorífero aumenta.

2.1.2 Propiedades físicas químicas medioambientales y fisiológicas

Los refrigerantes tradicionales son unos de los principales culpables del efecto invernadero. En Europa cada vez las leyes son más restrictivas con su uso como Dinamarca o Noruega ya presenta impuestos que gravan el uso de HFC's incluso existe una limitación de carga que obliga a diseñar con refrigerantes naturales. En otros países como Alemania se apuesta por incentivar la eficiencia energética y el uso de refrigerantes naturales, mientras que a nivel general de Comunidad Europea se camina hacia la reducción en el uso de HFC's con alto GWP y a minimizar la tasa de fugas de los sistemas de refrigeración.

En el marco Español, aún no se ha producido un cambio de tendencia, el sistema de referencia general es el R404A con expansión directa. No obstante en un mercado Europeo las nuevas exigencias nos afectan y se deben tener en cuenta.

2.1.2.1 Tipos de refrigerantes:

-CFC

Los CFC son gases refrigerantes cuyas moléculas contienen átomos de cloro, flúor y carbono. Entre los CFC más utilizados podemos citar al R11, R12, R502, R500, R13B1, R13, R113. Los CFC son los que tienen mayor capacidad de destrucción de la capa de ozono. Los HFC no afectan a la capa de ozono (ODP cero). El desarrollo de la refrigeración, se debe principalmente a los gases fluorados conocidos como clorofluorcarbonos. Los CFC, desarrollados hace más de 60 años, reemplazaron al amoníaco y a otros hidrocarburos gracias a sus propiedades tales como la baja toxicidad, no flammabilidad, su no corrosividad y su excelente compatibilidad con otros materiales. Además, los CFC ofrecían y ofrecen propiedades termodinámicas y físicas que los hacen ideales para muchos usos, como agentes espumantes en la manufactura de aislantes, empaques, agentes limpiadores de metales y componentes electrónicos, por nombrar algunas aplicaciones.

-HCFC

HCFC son gases refrigerantes cuyas moléculas contienen átomos de hidrógeno, cloro, flúor y carbono. Debido a su bajo contenido en cloro y la presencia de átomos de hidrógeno, los HCFC poseen un potencial reducido de destrucción

del ozono (O.D.P.). En este grupo se encuentra el R-22 y una serie de mezclas ternarias (incluidas en la ficha de cada gas) que con la base del R-22, servirán para la fabricación de alternativos de los CFC, a la par que manteniendo los equipos existentes.

Los HCFC más utilizados son el R22, R141b, DI36, DI44, R403B, R408A, R401A, R401B, R402A, R402B y el R409A. Actualmente tanto los CFC como los HCFC tienen prohibida su utilización.

-HFC

Los HFC constituyen los gases refrigerantes definitivos, sin cloro y con átomos de hidrógeno, sin potencial destructor del ozono (ODP) y muy bajo efecto invernadero (GWP). Los HFC más utilizados y considerados como gases definitivos son el R134a, R413A, R404A, R507, R407C, R417A y el R410. Estos gases son ya los futuros refrigerantes en aire acondicionado y refrigeración.

-HIDROCARBUROS DIRECTOS

Los hidrocarburos directos son un grupo de fluidos compuestos en varias proporciones de los dos elementos hidrógeno y carbono. Algunos son el Metano, etano, amoniaco dióxido de carbono, etileno e isobutano. Todos son extremadamente inflamables y explosivos. Aunque ninguno de estos compuestos absorbe humedad en forma considerable, todos son extremadamente miscibles en aceite para todas las condiciones. Su uso ordinariamente está limitado a aplicaciones especiales donde se requieren los servicios de personal especializado.

2.2. Características de los fluidos estudiados:

-R744 o CO₂: Es un gas refrigerante cada vez más utilizado ya que está considerado como un refrigerante ecológico: su impacto en la capa de ozono es nulo (ODP=0) y su impacto sobre el efecto invernadero es bajo (GWP=1). Sus características termodinámicas son excelentes y permiten prever un buen porvenir para este refrigerante, a pesar de las presiones de servicio mucho más elevadas que las de los HFC.

El CO₂ es un gas no inflamable, no explosivo, y no peligroso. Sus características termodinámicas en baja temperatura permiten reducir los volúmenes de los circuitos frigoríficos y los consumos energéticos. La temperatura crítica de 30,98°C limita su utilización.

En una instalación frigorífica con una condensación por aire, el ciclo puede funcionar por encima de esta temperatura crítica; el ciclo se llama **transcrítico**.

En el caso de que el CO₂ se emplea para la refrigeración baja temperatura, está utilizado o sea como un refrigerante termoportador, o sea en cascada con otro gas refrigerante (R404A, NH₃, R134a etc.). El ciclo funciona entonces por debajo de la temperatura crítica, y se llama ciclo **subcrítico**.

Las presiones de funcionamiento del CO₂ son elevadas, en torno a los 140 bar para los ciclos transcíticos y entre 40 y 52 bar para los ciclos subcríticos. Las presiones de servicio de los componentes deben permitir que soporten la presión debida a la temperatura ambiente en el caso de parada del sistema frigorífico.

-R717 o amoníaco: Es el refrigerante más reconocido desde el siglo XIX. Todo aquel que esté involucrado en los aplicaciones para la conservación de alimentos ó en plantas de procesos industriales conocen el amoníaco como el refrigerante elegido debido a sus incomparables propiedades termodinámicas. La preocupación medioambiental está forzando a los científicos y técnicos de refrigeración a mirar seriamente a los refrigerantes naturales como aire, agua, amoníaco, dióxido de carbono.

-R-404A: Es una mezcla de gases refrigerantes HFC casi azeotrópica, con cero agotamientos a la capa de ozono, utilizada en equipos nuevos de refrigeración de medias y bajas temperaturas. También es un sustituto indirecto (retrofit), en equipos que habían trabajado previamente con R-502 y sus sustitutos HCFC como por ejemplo el R-408A, DI-44, HP80.

Su principal aplicación son las instalaciones nuevas para medias y bajas temperaturas de refrigeración. La capacidad frigorífica teórica es un 5% inferior respecto al R-502 a temperaturas de evaporación de -40°C. El coeficiente de rendimiento (COP) es entre un 5 y un 8% inferior al R-502. Aumentando el sobrecalentamiento, el COP del R-404A puede ser mayor que el del R-502. En el caso de los retrofits del R-502 y sus sustitutos HCFC (R-408A, DI-44), hay que eliminar el 95% del aceite mineral o alquilbencénico original, por un aceite polioléster, cambiar el filtro secador, la válvula de expansión, juntas tóricas de goma por plásticas y en ocasiones sobredimensionar el condensador. En el caso de ser utilizado como retrofit del R-22, además habrá que cambiar las válvulas de seguridad y otros elementos que fueran tarados a las presiones del R-22.

Refrigerante	Temp. Crítica (°C)	Pres. Crítica (kPa)	Pres.sat. -20(°C)	Pres.sat. 30(°C)	Calor latente Volumétrico -20(°C)(KJ/m ³)
R744	31.6	7479	19.7	72.1	14952
R404A	72.1	3667	3.1	14.3	2820
R717	132.5	11449	1.9	11.7	2131

Figura 2.2.1 Tabla de características refrigerantes

2.3. Descripción de las instalaciones estudiadas termodinámicamente

Para poder dimensionar la instalación debemos conocer y estudiar los ciclos termodinámicos que experimenta el fluido refrigerante. Para ello debemos conocer las condiciones de trabajo especificadas en el pliego de condiciones y el proceso de congelación.

Estudiaremos cinco tipos de instalaciones donde los parámetros fijados son los marcados en el proyecto evaporación de refrigerante -50°C y la temperatura de mar 30°C.

2.3.1 Sistema con doble compresión transcrito con el refrigerante R744

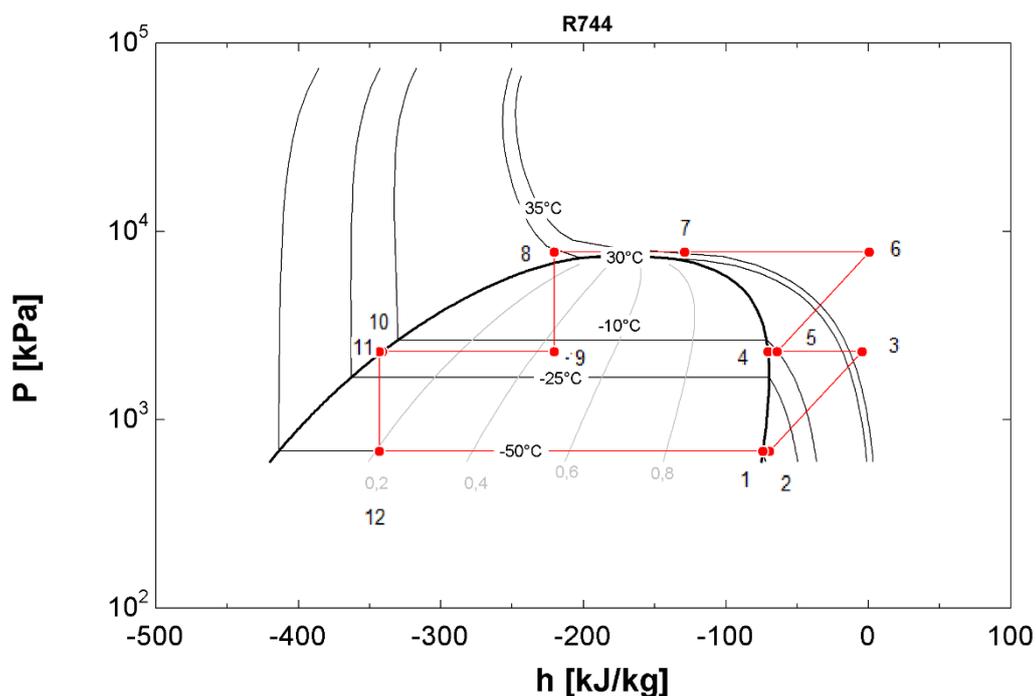


Figura2.3.1.1 Diagrama p-h de R744 doble compresión transcrito

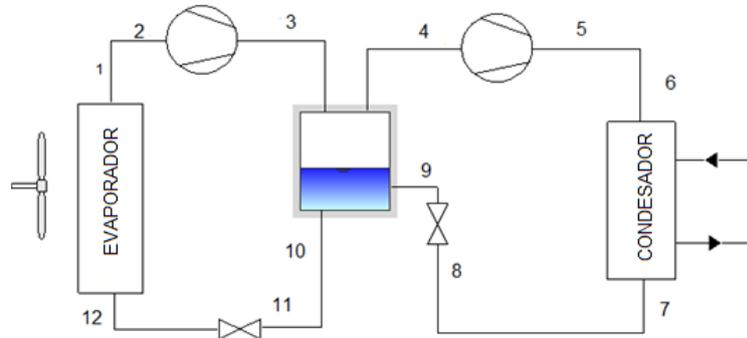


Figura2.3.1.2 Esquema de R744 doble compresión transcrito

El punto 1

Corresponde a la salida del evaporador a la temperatura de $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$.

El punto2.

Corresponde a la entrada de compresor de baja presión. Desde la salida del evaporador (punto 1) hasta la entrada en el compresor hay una caída de presión de un 3% en la línea de refrigerante y un sobrecalentamiento de $5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

La temperatura a la entrada en el compresor es de $-45\text{ }^{\circ}\text{C}$.

El punto 3

Corresponde a la salida de compresor de baja presión teniendo en cuenta que el rendimiento isoentrópico del compresor es de 0,85.

La presión de descarga del compresor de baja la obtenemos de la siguiente fórmula ($P_m = \sqrt{P_b * P_a}$) (presión intermedia).

El punto 4

Corresponde a la entrada ideal del compresor de alta presión aspirando el fluido desde el recipiente de líquido.

El punto 5

Corresponde a la entrada real del compresor de alta presión aspirando el fluido desde el recipiente de líquido.

El punto 6

Corresponde a la salida de compresor de alta presión teniendo en cuenta que el rendimiento isoentrópico del compresor es de 0,85.

En el caso de R744 realizamos los cálculos para saber cuál es la presión más adecuada para un mejor COP mostrada en la Figura 2.3.1.3. y Figura 2.3.1.4.

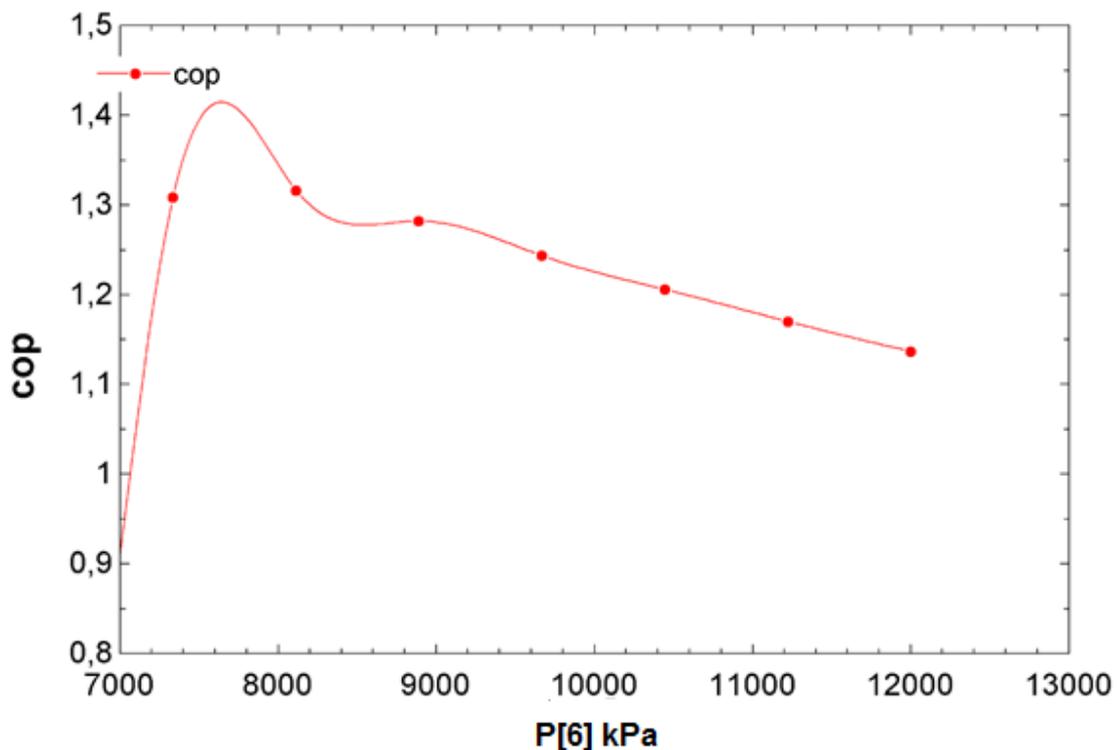


Figura 2.3.1.3 Grafica de presión descarga compresor alta de R744

COP	P[6](kPa)	T[6](°C)
0,08671	6000	72,31
0,1555	6200	74,44
0,3501	6700	79,53
0,7243	7200	84,3
<u>1,283</u>	<u>7800</u>	<u>89,67</u>
1,245	8800	97,86
1,206	9600	103,8
1,162	10500	110,1
1,118	11500	116,4
1,097	12000	119,4

Figura 2.3.1.4. Tabla comparativa del COP en función de la presión del P[6]

El punto 7

Corresponde a la salida de enfriador de alta presión teniendo en cuenta que el rendimiento para saber dónde necesitamos la laminación hacemos la Figura 2.3.1.5. de comparativa con el COP.

COP	Tmar (°C)	T[7](°C)
1,567	15	20
1,537	17,22	22,22
1,505	19,44	24,44
1,47	21,67	26,67
1,432	23,89	28,89
1,387	26,11	31,11
1,334	28,33	33,33
<u>1,283</u>	<u>30</u>	<u>35</u>
1,118	32,78	37,78
0,6161	35	40

Figura 2.3.1.5. Tabla comparativa del COP en función de la temperatura de agua de mar

El punto 8

Corresponde al tramo de línea que hay entre la salida de enfriador de alta presión y la válvula de laminación. Sufrimos un subenfriamiento de 5°C y una caída de presión de 3%.

El punto 9

Corresponde a la válvula de laminación de alta presión a media descargando en el recipiente de líquido.

El punto 10

Corresponde a la salida ideal del recipiente de líquido en estado de líquido saturado a la presión intermedia.

El punto 11

Corresponde a la entrada de la válvula de laminación de baja presión este respecto al 10 y una caída de presión de 3% del recipiente de líquido en estado de líquido saturado a la presión intermedia.

El punto 12

Corresponde a la salida la válvula de laminación de baja presión y entrada del evaporador.

Propiedades	Unidades
Temperatura (T)	°C
Presión (P)	kPA
Entalpía (h)	kJ/kg
Entropía (s)	kJ/kg.k
Volumen específico (v)	m ³ /kg

Figura 2.3.1.6 Tabla de unidades internacionales

Reconocidos todos los puntos realizamos el balance de masas.

$$\Sigma \text{masas de entrada} = \Sigma \text{masas de salida} \quad (2.3.1.1.)$$

$$(\dot{m}_{Bp} * h[3]) + (\dot{m}_{Ap} * h[9]) = \dot{m}_{Bp} * h[10] + \dot{m}_{Ap} * h[4] \quad (2.3.1.1.)$$

Donde designamos la \dot{m}_{Bp} como la masa de baja y la \dot{m}_{Ap} masa de alta.

Potencia evaporador:

$$\dot{Q}_o = (\dot{m}_{Bp} * (h[1] - h[12])) \quad (2.3.1.2.)$$

Donde sabemos que :

$$\dot{Q}_o = 240\text{Kw}$$

Despejando obtenemos el valor de las masas.

Trabajo de los compresores:

$$\dot{W}_{Bp} = \dot{m}_{Bp} * (h[3] - h[2]) \quad (2.3.1.3.)$$

$$\dot{W}_{Ap} = \dot{m}_{Ap} * (h[6] - h[5]) \quad (2.3.1.4.)$$

$$\dot{W}_{total} = \dot{W}_{Bp} + \dot{W}_{Ap} \quad (2.3.1.5.)$$

$$\dot{V}_{Bp} = \dot{m}_{Bp} * V[2] * 3600 \quad (2.3.1.6.)$$

$$\dot{V}Ap = \dot{m}Ap * V[5] * 3600 \quad (2.3.1.7.)$$

COP Carnot:

$$COP = \frac{(273+T[1])}{(T[7]-T[1])} \quad (2.3.1.8.)$$

COP de la instalación:

$$COP = \frac{\dot{Q}_o}{\dot{W}_{total}} \quad (2.3.1.9.)$$

"balance de agua de refrigeración en el condensador"

$$(\dot{m}Bp * (h[6] - h[7])) / (h_{mar} - h_{salida}) = \dot{m}r \quad (2.3.1.10.)$$

Para esta instalación fijamos unos parámetros de presión de trabajo alta en 7800 kPa para obtener un buen COP y la temperatura de condensación nos viene marcada por el agua de mar en nuestro caso 30°C.

2.3.2 Sistema con doble compresión con el refrigerante R404A.

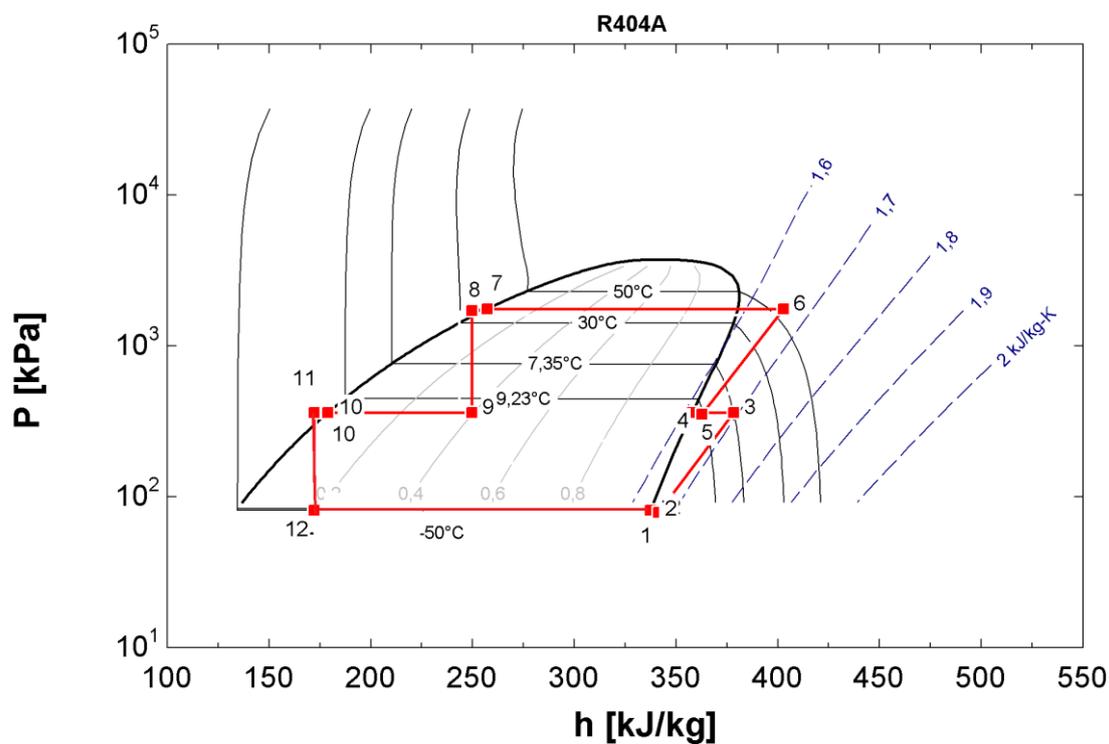


Figura 2.3.2.1 Diagrama p-h del sistema con doble compresión con el refrigerante R404A

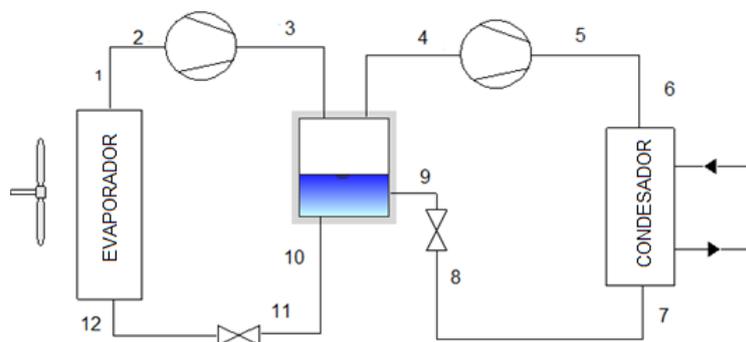


Figura de 2.3.2.2. Esquema del sistema con doble compresión con el refrigerante R404A

El punto 1

Corresponde a la salida del evaporador a la temperatura de $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$.

El punto 2.

Corresponde a la entrada de compresor de baja presión. Desde la salida del evaporador (punto 1) hasta la entrada en el compresor hay una caída de presión de un 3% en la línea de refrigerante y un sobrecalentamiento de 5°C .

La temperatura a la entrada en el compresor es de $-45\text{ }^{\circ}\text{C}$.

El punto 3

Corresponde a la salida de compresor de baja presión teniendo en cuenta que el rendimiento isoentrópico del compresor es de 0,85.

La presión de descarga del compresor de baja la obtenemos de la siguiente fórmula ($P_m = \sqrt{P_b} * P_a$) (presión intermedia).

El punto 4

Corresponde a la entrada ideal del compresor de alta presión aspirando el fluido desde el recipiente de líquido.

El punto 5

Corresponde a la entrada real del compresor de alta presión aspirando el fluido desde el recipiente de líquido.

El punto 6

Corresponde a la salida de compresor de alta presión teniendo en cuenta que el rendimiento isoentrópico del compresor es de 0,85. Determinamos este punto

mediante la presión de descarga que varía dependiendo del agua de mar mostrado en la Figura 2.3.2.3.

COP	T_{mar}(°C)	T[6](°C)
2,365	10	30,17
2,244	12,78	33,03
2,13	15,56	35,88
2,025	18,33	38,73
1,925	21,11	41,58
1,831	23,89	44,43
1,742	26,67	47,29
<u>1,641</u>	<u>30</u>	<u>50,72</u>
1,577	32,22	53,01
1,499	35	55,89

Figura 2.3.2.3. Tabla comparativa del COP en función de la temperatura de agua de mar con T[6]

El punto 7

Corresponde a la salida de condensador de alta presión. En la Figura 2.3.2.4. se muestra como varía en función de temperatura de agua de mar.

COP	T_{mar}(°C)	T[7](°C)
2,153	15	18,5
2,066	17,22	20,71
1,984	19,44	22,93
1,906	21,67	25,14
1,831	23,89	27,36
1,759	26,11	29,58
1,691	28,33	31,79
<u>1,641</u>	<u>30</u>	<u>34,01</u>
1,561	32,78	36,23
1,499	35	38,44

Figura 2.3.2.4. Tabla de comparativa del COP en función de la temperatura de agua de mar con la T[7]

El punto 8

Corresponde al tramo de línea que hay entre la salida del condensador a la válvula de laminación donde sufrimos un subenfriamiento de 5°C y una caída de presión de 3%.

El punto 9

Corresponde a la válvula de laminación de alta presión a media descargando en el recipiente de líquido.

El punto 10

Corresponde a la salida ideal del recipiente de líquido en estado de líquido saturado a la presión intermedia.

El punto 11

Corresponde a la entrada de la válvula de laminación de baja presión este punto sufre una caída de presión de 3% del recipiente de líquido en estado de líquido saturado a la presión intermedia.

El punto 12

Corresponde a la salida la válvula de laminación de baja presión y entrada del evaporador

Propiedades	Unidades
Temperatura (T)	°C
Presión (P)	kPA
Entalpía (h)	kJ/kg
Entropía (s)	kJ/kg.k
Volumen específico (v)	m ³ /kg

Figura 2.3.2.5. Tabla de unidades internacionales

Reconocidos todos los puntos realizamos el balance de masas.

$$\sum \text{masas de entrada} = \sum \text{masas de salida} \quad (2.3.2.1.)$$

$$(\dot{m}_{Bp} * h[3]) + (\dot{m}_{Ap} * h[9]) = \dot{m}_{Bp} * h[10] + \dot{m}_{Ap} * h[4] \quad (2.3.2.1.)$$

Donde designamos la \dot{m}_{Bp} como la masa de baja y la \dot{m}_{Ap} masa de alta.

Potencia evaporador:

$$\dot{Q}_o = (\dot{m}_{Bp} * (h[1] - h[12])) \quad (2.3.2.2.)$$

Donde sabemos que :

$$\dot{Q}_o = 240\text{Kw}$$

Despejando obtenemos el valor de las masas.

Trabajo de los compresores:

$$\dot{W}_{Bp} = \dot{m}_{Bp} * (h[3] - h[2]) \quad (2.3.2.3.)$$

$$\dot{W}_{Ap} = \dot{m}_{Ap} * (h[6] - h[5]) \quad (2.3.2.4.)$$

$$\dot{W}_{total} = \dot{W}_{Bp} + \dot{W}_{Ap} \quad (2.3.2.5.)$$

$$\dot{V}_{Bp} = \dot{m}_{Bp} * V[2] * 3600 \quad (2.3.2.6.)$$

$$\dot{V}_{Ap} = \dot{m}_{Ap} * V[5] * 3600 \quad (2.3.2.7.)$$

COP Carnot:

$$COP = \frac{(273+T[1])}{(T[7]-T[1])} \quad (2.3.2.8.)$$

COP de la instalación:

$$COP = \frac{\dot{Q}_o}{\dot{W}_{total}} \quad (2.3.2.9.)$$

"balance de agua de refrigeración en el condensador"

$$(\dot{m}_{Bp} * (h[6] - h[7])) / (h_{mar} - h_{salida}) = \dot{m}_r \quad (2.3.2.10.)$$

Donde nos da la referencia de la bomba necesaria para nuestra instalación.

2.3.3 Sistema con doble compresión con el refrigerante R717.

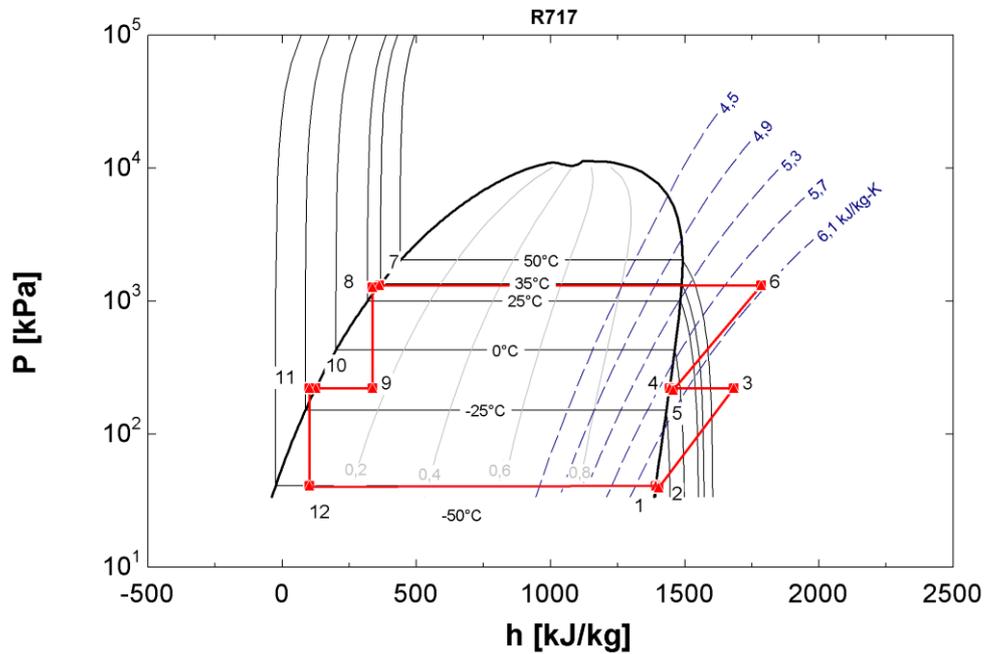


Figura 2.3.3.1 Diagrama p-h de sistema con doble compresión con el refrigerante R717

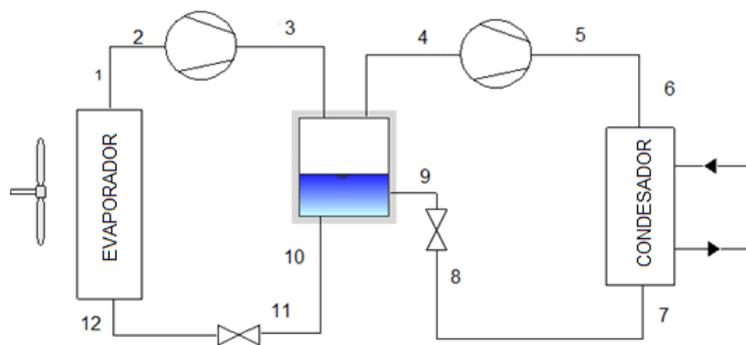


Figura 2.3.3.2. Esquema de sistema con doble compresión con el refrigerante R717

El punto 1

Corresponde a la salida del evaporador a la temperatura de $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$.

El punto 2.

Corresponde a la entrada de compresor de baja presión. Desde la salida del evaporador (punto 1) hasta la entrada en el compresor hay una caída de presión de un 3% en la línea de refrigerante y un sobrecalentamiento de 5°C.

La temperatura a la entrada en el compresor es de a - 45 °C.

El punto 3

Corresponde a la salida de compresor de baja presión teniendo en cuenta que el rendimiento isoentrópico del compresor es de 0,85.

La presión de descarga del compresor de baja la obtenemos de la siguiente fórmula ($P_m = \sqrt{P_b} * P_a$) (presión intermedia).

El punto 4

Corresponde a la entrada ideal del compresor de alta presión aspirando el fluido desde el recipiente de líquido.

El punto 5

Corresponde a la entrada real del compresor de alta presión aspirando el fluido desde el recipiente de líquido.

El punto 6

Corresponde a la salida de compresor de alta presión teniendo en cuenta que el rendimiento isoentrópico del compresor es de 0,85. Determinamos este punto mediante la presión de descarga que varía dependiendo del agua de mar. Mostrado en la Figura 2.3.3.4.

COP	T_{mar}(°C)	T[6](°C)
2,376	10	105,1
2,265	12,78	110,6
2,162	15,56	116,2
2,067	18,33	121,6
1,978	21,11	127,1
1,896	23,89	132,4
1,819	26,67	137,8
<u>1,734</u>	<u>30,00</u>	<u>144,1</u>
1,682	32,22	148,3
1,616	35,00	153,4

Figura 2.3.3.4 Tabla comparativa del COP en función de la temperatura de agua de mar con T[6]

El punto 7

Corresponde a la salida de condensador de alta presión La variación del COP se muestra en la Figura 2.3.3.5. en función del agua de mar.

COP	T_{mar}(°C)	T[7](°C)
2,376	10,00	14,11
2,265	12,78	16,87
2,162	15,56	19,63
2,067	18,33	22,39
1,978	21,11	25,15
1,896	23,89	27,91
1,819	26,67	30,66
<u>1,745</u>	<u>30,00</u>	<u>33,80</u>
1,680	32,22	36,18
1,616	35,44	38,94

Figura 2.3.3.5. Tabla Comparativa del COP en función de la temperatura de agua de mar con T[7]

El punto 8

Corresponde al tramo de línea que hay entre la salida del condensador a la válvula de laminación. Sufrimos un subenfriamiento de 5°C y una caída de presión de 3%.

El punto 9

Corresponde a la válvula de laminación de alta presión a media descargando en el recipiente de líquido.

El punto 10

Corresponde a la salida ideal del recipiente de líquido en estado de líquido saturado a la presión intermedia.

El punto 11

Corresponde a la entrada de la válvula de laminación de baja presión este punto sufre una caída de presión de 3% del recipiente de líquido en estado de líquido saturado a la presión intermedia.

El punto 12

Corresponde a la salida la válvula de laminación de baja presión y entrada del evaporador.

Propiedades	Unidades
Temperatura (T)	°C
Presión (P)	kPA
Entalpía (h)	kJ/kg
Entropía (s)	kJ/kg.k
Volumen específico (v)	m ³ /kg

Figura 2.3.3.6. Tabla de unidades internacionales

Reconocidos todos los puntos realizamos el balance de masas.

$$\sum \text{masas de entrada} = \sum \text{masas de salida} \quad (2.3.3.1.)$$

$$(\dot{m}_{Bp} * h[3]) + (\dot{m}_{Ap} * h[9]) = \dot{m}_{Bp} * h[10] + \dot{m}_{Ap} * h[4] \quad (2.3.3.1.)$$

Donde designamos la \dot{m}_{Bp} como la masa de baja y la \dot{m}_{Ap} masa de alta.

Potencia evaporador:

$$\dot{Q}_o = (\dot{m}_{Bp} * (h[1] - h[12])) \quad (2.3.3.2.)$$

Donde sabemos que :

$$\dot{Q}_o = 240\text{Kw}$$

Despejando obtenemos el valor de las masas.

Trabajo de los compresores:

$$\dot{W}_{Bp} = \dot{m}_{Bp} * (h[3] - h[2]) \quad (2.3.3.3.)$$

$$\dot{W}_{Ap} = \dot{m}_{Ap} * (h[6] - h[5]) \quad (2.3.3.4.)$$

$$\dot{W}_{total} = \dot{W}_{Bp} + \dot{W}_{Ap} \quad (2.3.3.5.)$$

$$\dot{V}_{Bp} = \dot{m}_{Bp} * V[2] * 3600 \quad (2.3.3.6.)$$

$$\dot{V}_{Ap} = \dot{m}_{Ap} * V[5] * 3600 \quad (2.3.3.7.)$$

COP Carnot:

$$COP = \frac{(273+T[1])}{(T[7]-T[1])} \quad (2.3.3.8.)$$

COP de la instalación:

$$COP = \frac{\dot{Q}_o}{\dot{W}_{total}} \quad (2.3.3.9.)$$

"balance de agua de refrigeración en el condensador"

$$(\dot{m}_{Bp} * (h[6] - h[7])) / (h_{mar} - h_{salida}) = \dot{m}_r \quad (2.3.3.10.)$$

2.3.4 Sistema en cascada en la parte de baja R744 y en alta una etapa de doble compresión de R404A.

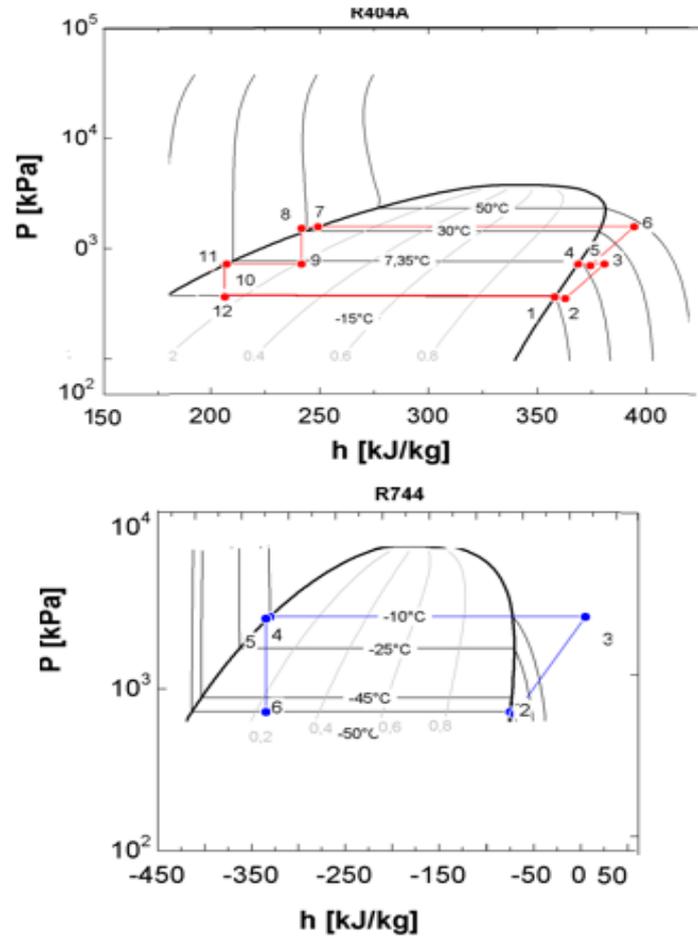


Figura 2.3.4.1 Diagrama p-h del sistema en cascada en la parte de baja R744 y en alta una etapa de doble compresión de R404A.

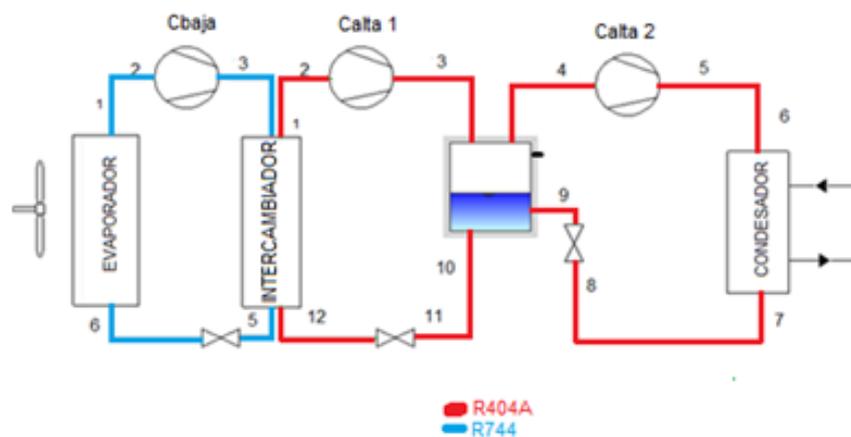


Figura 2.3.4.2. Esquema del sistema en cascada en la parte de baja R744 y en alta una etapa de doble compresión de R404A.

2.3.4.1 Circuito de refrigeración baja R744

El punto 1

Corresponde a la salida del evaporador a la temperatura de $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$.

El punto 2.

Corresponde a la entrada de compresor de baja presión. Desde la salida del evaporador (punto 1) hasta la entrada en el compresor hay una caída de presión de un 3% en la línea de refrigerante y un sobrecalentamiento de $5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

La temperatura a la entrada en el compresor es de $-45\text{ }^{\circ}\text{C}$.

El punto 3

Corresponde a la salida de compresor de baja presión teniendo en cuenta que el rendimiento isoentrópico del compresor es de 0,85.

El punto 4

Corresponde a la salida ideal del intercambiador de R744 y R717 en estado de líquido saturado a la presión de 2650 MPa . En la Figura 2.3.4.3 se muestra como varía el COP en función de la variación de la temperatura $T[4]$.

T[4](°C)	COP	P[4](kPa)
-7	1.51	2882
-8	1.53	2803
<u>-10</u>	<u>1.59</u>	<u>2649</u>
-12	1.649	2501
-15	1.72	2295
-18	1.83	2094
-20	1.99	1970
-22	2.03	1850
-23	2.07	1794
-25	2.1	1683

Figura 2.3.4.3. Tabla de comparativa del COP

El punto 5

Corresponde a la entrada de la válvula de laminación de baja presión este punto sufre una caída de presión de 3% del intercambiador en estado de líquido saturado.

El punto 6

Corresponde a la salida la válvula de laminación de baja presión y entrada del evaporador.

2.3.4.2. Circuito de refrigeración alta R717

El punto 1

Corresponde a la salida del intercambiador a la temperatura de -15 °C En la Figura 2.3.4.2.1.

T_interR717(°C)	COP	Vol_ asp_compAp1(m³/h)
<u>-15</u>	<u>1.556</u>	<u>408.8</u>
-16	1.492	422.3
-17	1.471	437.9
-18	1.444	452.3
-19	1.422	467.1
-20	1.413	484.3
-22	1.396	501.1
-23	1.371	518.9
-24	1.334	557.5
-25	1.315	577.7

Figura2.3.4.2.1.Tabla de comparativa del COP

El punto2.

Corresponde a la entrada compresor alta N°1. Desde la salida del intercambiador (punto 1) hasta la entrada en el compresor hay una caída de presión de un 3% en la línea de refrigerante y un sobrecalentamiento de 5°C.

La temperatura a la entrada en el compresor es de a – 10 °C.

El punto 3

Corresponde a la salida de compresor alta presión N°1 teniendo en cuenta que el rendimiento isoentrópico del compresor es de 0,85.

La presión de descarga del compresor alta N°1 la obtenemos de la siguiente fórmula ($P_m = \sqrt{P_{a1} * P_{a2}}$) (presión intermedia).

El punto 4

Corresponde a la entrada ideal del compresor de alta N^o2 presión aspirando el fluido desde el recipiente de líquido.

El punto 5

Corresponde a la entrada real del compresor de alta N^o2 aspirando el fluido desde el recipiente de líquido.

El punto 6

Corresponde a la salida de compresor de alta N^o2 teniendo en cuenta que el rendimiento isoentrópico del compresor es de 0,85. Determinamos este punto mediante la presión de descarga que varía dependiendo del agua de mar.

El punto 7

Corresponde a la salida de condensador de alta presión.

El punto 8

Corresponde al tramo de línea que hay entre la salida del condensador a la válvula de laminación.

El punto 9

Corresponde a la válvula de laminación de alta presión a media descargando en el recipiente de líquido.

El punto 10

Corresponde a la salida ideal del recipiente de líquido en estado de líquido saturado a la presión intermedia.

El punto 11

Corresponde a la entrada de la válvula de laminación de baja presión este punto sufre un subenfriamiento de 5 grados con respecto al 10 y una caída de presión de 3% del recipiente de líquido en estado de líquido saturado a la presión intermedia.

El punto 12

Corresponde a la salida la válvula de laminación.

Propiedades	Unidades
Temperatura (T)	°C
Presión (P)	kPA
Entalpía (h)	kJ/kg
Entropía (s)	kJ/kg.k
Volumen específico (v)	m ³ /kg

Figura 3.3.4.2.2. Tabla de unidades internacionales

Reconocidos todos los puntos realizamos el balance de masas.

Balance de masas de intercambiador de calor de R744 y R717:

$$\sum \dot{m}_{\text{masas de entrada}} = \sum \dot{m}_{\text{masas de salida}} \quad (2.3.4.1.)$$

$$(\dot{m}_{Bp} * h_{R744}[3]) + (\dot{m}_{Ap1} * h_{404A}[12]) = \dot{m}_{Bp} * h_{R_744}[4] + \dot{m}_{Ap1} * h_{R404A}[1] \quad (2.3.4.1.)$$

Balance de masas en el recipiente de líquido:

$$\sum \dot{m}_{\text{masas de entrada}} = \sum \dot{m}_{\text{masas de salida}} \quad (2.3.4.2.)$$

$$(\dot{m}_{Ap1} * h_{R404A[3]}) + (\dot{m}_{Ap2} * h_{R404A[9]}) = \dot{m}_{Ap1} * h_{R404A[10]} + \dot{m}_{Ap2} * h_{R404A[4]}$$

$$\dot{m}_{alta} = \dot{m}_{Ap1} + \dot{m}_{Ap2} \quad (2.3.4.3.)$$

Potencia evaporador:

$$\dot{Q}_o = (\dot{m}_{Bp} * (h_{R744[1]} - h_{R744[6]})) \quad (2.3.4.4.)$$

Donde tenemos que es:

$$\dot{Q}_o = 240\text{kW}$$

Despejando obtenemos el valor de las masas.

Trabajo de los compresores:

$$\dot{W}_{Bp} = \dot{m}_{Bp} * (h_{R744[3]} - h_{R744[2]}) \quad (2.3.4.5.)$$

$$\dot{W}_{Ap} = \dot{m}_{Ap1} * (h_{R404A[3]} - h_{R404A[2]}) \quad (2.3.4.6.)$$

$$\dot{W}_{Ap2} = \dot{m}_{Ap2} * (h_{R404A[6]} - h_{R404A[5]}) \quad (2.3.4.7.)$$

$$\dot{W}_{total} = \dot{W}_{Bp} + \dot{W}_{Ap1} + \dot{W}_{Ap2} \quad (2.3.4.8.)$$

$$\dot{V}_{Bp} = \dot{m}_{Bp} * V_{R744[2]} * 3600 \quad (2.3.4.9.)$$

$$\dot{V}_{Ap1} = \dot{m}_{Ap1} * V_{R404A[2]} * 3600 \quad (2.3.4.10.)$$

$$\dot{V}_{Ap2} = \dot{m}_{Ap2} * V_{R404A[5]} * 3600 \quad (2.3.4.11.)$$

COP Carnot:

$$COP = \frac{(273+T_{R744}[1])}{(T_{R404A}[7]-TR404A[1])} \quad (2.3.4.12.)$$

COP de la instalación:

$$COP = \frac{\dot{Q}_o}{\dot{W}_{total}} \quad (2.3.4.13.)$$

"balance de agua de refrigeración en el condensador"

$$(\dot{m}_{Ap2} * (h_{R404A}[6] - h_{R404A}[7])) / (h_{mar} - h_{salida}) = \dot{m}_r \quad (2.3.4.14.)$$

Donde nos da la referencia de la bomba necesaria para nuestra instalación.

2.3.5 Sistema en cascada en la parte de baja R744 y en alta una etapa de doble compresión de R717.

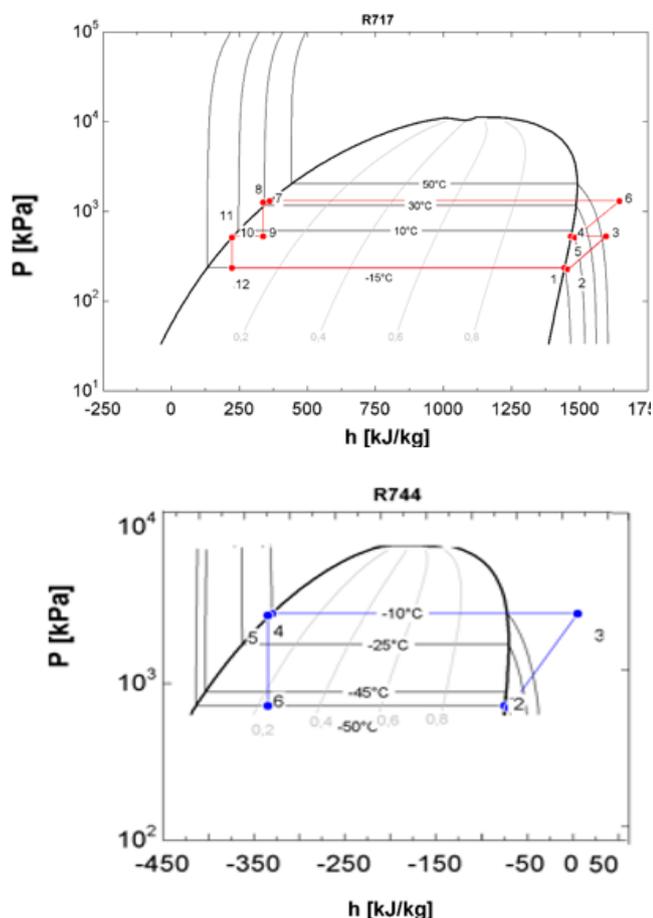


Figura 2.3.5.1 Diagrama p-h del sistema en cascada en la parte de baja R744 y en alta una etapa de doble compresión de R717.

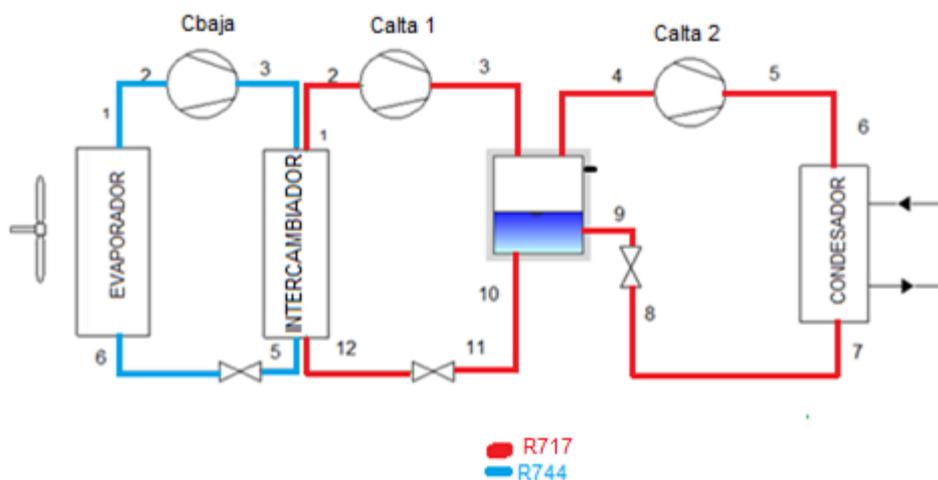


Figura 2.3.5.2 Esquema de sistema en cascada en la parte de baja R744 y en alta una etapa de doble compresión de R717.

2.3.5.1. Circuito de refrigeración baja R744

El punto 1

Corresponde a la salida del evaporador a la temperatura de $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$.

El punto2.

Corresponde a la entrada de compresor de baja presión. Desde la salida del evaporador (punto 1) hasta la entrada en el compresor hay una caída de presión de un 3% en la lineal de refrigerante y un sobrecalentamiento de 5°C .

La temperatura a la entrada en el compresor es de a $-45\text{ }^{\circ}\text{C}$.

El punto 3

Corresponde a la salida de compresor de baja presión teniendo en cuenta que el rendimiento isoentrópico del compresor es de 0,85.

Marcamos el punto de intercambio de calor a -10°C . Si bajamos mucho este punto de temperatura el COP aumenta pero como contradicción nos incrementa el volumen de aspiración de los compresores de R744.

El punto 4

Corresponde a la salida ideal del intercambiador de R744 y R717 en estado de líquido saturado a la presión de 2650MPa. Se puede observar en la Figura 2.3.5.1.1. como varía el COP en función de la $T[4]$.

T[4]($^{\circ}\text{C}$)	COP	P[4](kPa)
-7	1.51	2882
-8	1.53	2803
<u>-10</u>	<u>1.59</u>	<u>2649</u>

-12	1.649	2501
-15	1.72	2295
-18	1.83	2094
-20	1.99	1970
-22	2.03	1850
-23	2.07	1794
-25	2.1	1683

Figura 2.3.5.1.1. Tabla de comparativa del COP

El punto 5

Corresponde a la entrada de la válvula de laminación de baja presión este punto sufre una caída de presión de 3% del intercambiador en estado de líquido saturado.

El punto 6

Corresponde a la salida la válvula de laminación de baja presión y entrada del evaporador.

2.3.5.2. Circuito de refrigeración alta R717

El punto 1

Corresponde a la salida del intercambiador a la temperatura de -15 °C Se puede observar en la Figura 2.3.5.2.1. como varia el COP en función de la T_{interR717}.

T _{interR717} (°C)	COP	Vol _{asp_compAp1} (m ³ /h)
<u>-15</u>	<u>1.59</u>	<u>478.1</u>
-16	1.56	497.1

-17	1.54	516.9
-18	1.54	537.2
-19	1.52	554.8
-20	1.48	582.6
-22	1.44	632.5
-23	1.42	652.1
-24	1.405	687.1
-25	1.34	716.6

Figura2.3.5.2.1.Tabla de comparativa del COP

El punto2.

Corresponde a la entrada compresor alta N°1. Desde la salida del intercambiador (punto 1) hasta la entrada en el compresor hay una caída de presión de un 3% en la lineal de refrigerante y un sobrecalentamiento de 5°C.

La temperatura a la entrada en el compresor es de a – 10 °C.

El punto 3

Corresponde a la salida de compresor alta presión N°1 teniendo en cuenta que el rendimiento isoentrópico del compresor es de 0,85.

La presión de descarga del compresor alta N°1 la obtenemos de la la siguiente formula ($P_m = \sqrt{P_{a1} * P_{a2}}$) (presión intermedia).

El punto 4

Corresponde a la entrada ideal del compresor de alta N°2 presión aspirando el fluido desde el recipiente de líquido.

El punto 5

Corresponde a la entrada real del compresor de alta N°2 aspirando el fluido desde el recipiente de líquido.

El punto 6

Corresponde a la salida de compresor de alta N°2 teniendo en cuenta que el rendimiento isoentrópico del compresor es de 0,85. Determinamos este punto mediante la presión de descarga que varía dependiendo del agua de mar.

El punto 7

Corresponde a la salida de condensador de alta presión.

El punto 8

Corresponde al tramo de línea que hay entre la salida del condensador a la válvula de laminación.

El punto 9

Corresponde a la válvula de laminación de alta presión a media descargando en el recipiente de líquido.

El punto 10

Corresponde a la salida ideal del recipiente de líquido en estado de líquido saturado a la presión intermedia.

El punto 11

Corresponde a la entrada de la válvula de laminación de baja presión este punto sufre una caída de presión de 3% del recipiente de líquido en estado de líquido saturado a la presión intermedia.

El punto 12

Corresponde a la salida la válvula de laminación.

Propiedades	Unidades
Temperatura (T)	°C
Presión (P)	kPA
Entalpía (h)	kJ/kg
Entropía (s)	kJ/kg.k
Volumen específico (v)	m ³ /kg

Figura 2.3.5.2.2 Tabla de unidades internacionales

Reconocidos todos los puntos realizamos el balance de masas.

Balance de masas de intercambiador de calor de R744 y R717:

$$\sum \text{masas de entrada} = \sum \text{masas de salida} \quad (2.3.5.1.)$$

$$(\dot{m}_{Bp} * h_{R744}[3]) + (\dot{m}_{Ap1} * h_{R717}[12]) = (\dot{m}_{Bp} * h_{R744}[4] + \dot{m}_{Ap1} * h_{R717}[1])$$

Balance de masas en el recipiente de líquido:

$$\sum \text{masas de entrada} = \sum \text{masas de salida} \quad (2.3.5.2.)$$

$$(\dot{m}_{Ap1} * h_{R717}[3]) + (\dot{m}_{Ap2} * h_{R717}[9]) = \dot{m}_{Ap1} * h_{R717}[10] + \dot{m}_{Ap2} * h_{R717}[4]$$

$$\dot{m}_{Alta} = \dot{m}_{Ap1} + \dot{m}_{Ap2} \quad (2.3.5.3.)$$

Potencia evaporador:

$$\dot{Q}_o = (\dot{m}_{Bp} * (h_{R744}[1] - h_{R744}[6])) \quad (2.3.5.4.)$$

Donde sabemos que es:

$$\dot{Q}_o = 240\text{kW}$$

Despejando obtenemos el valor de las masas.

Trabajo de los compresores:

$$\dot{W}_{Bp} = \dot{m}_{Bp} * (h_{R744}[3] - h_{R744}[2]) \quad (2.3.5.5.)$$

$$\dot{W}_{Ap1} = \dot{m}_{Ap1} * (h_{R717}[3] - h_{R717}[2]) \quad (2.3.5.6.)$$

$$\dot{W}_{Ap2} = \dot{m}_{Ap2} * (h_{R717}[6] - h_{R717}[5]) \quad (2.3.5.7.)$$

$$\dot{W}_{total} = \dot{W}_{Bp} + \dot{W}_{Ap1} + \dot{W}_{Ap2} \quad (2.3.5.8.)$$

$$\dot{V}_{Bp} = \dot{m}_{Bp} * V_{R744}[2] * 3600 \quad (2.3.5.9.)$$

$$\dot{V}_{Ap1} = \dot{m}_{Ap1} * V_{R717}[2] * 3600 \quad (2.3.5.10.)$$

$$\dot{V}_{Ap2} = \dot{m}_{Ap2} * V_{R717}[5] * 3600 \quad (2.3.5.11.)$$

COP Carnot:

$$COP = \frac{(273+T_{R744}[1])}{(T_{R717}[7]-TR744[1])} \quad (2.3.5.12.)$$

COP de la instalación:

$$COP = \frac{\dot{Q}_o}{\dot{W}_{total}} \quad (2.3.5.13.)$$

"balance de agua de refrigeración en el condensador"

$$(\dot{m}_{Ap2} * (h_{AR717}[6] - h_{AR717}[7])) / (h_{mar} - h_{salida}) = \dot{m}_r \quad (2.3.5.14.)$$

Donde nos da la referencia de la bomba necesaria para nuestra instalación.

2.4. Análisis y resultados

Ciclos	COP _c	COP	$\dot{W}_{Totalcomp}$ [kW]	$\dot{W}_{compbaja}$ [kW]	$\dot{W}_{compalta1}$ [kW]	$\dot{W}_{compalta2}$ [kW]	Tdescomp [°C]
R744	2.64	1.283	187.00	57.83	129.20	-	89.67
R404A	2.64	1.641	146.20	50.55	95.70	-	50.72
R717	2.64	1.704	140.90	53.04	87.81	-	144.1
R744_R404A	2.64	1.511	158.81	69.43	35.53	53.83	45.66
R744_R717	2.64	1.603	150.93	67.69	34.59	48.65	89.24

Figura2.4.1.Tabla de comparativa resultados

Ciclos	V_baja [m ³ /s]	Va_alta1 [m ³ /s]	Volaspalta2 [m ³ /s]	\dot{Q}_{cond} [kW]	\dot{Q}_{evap} [kW]	\dot{m}_{baja} [kg/s]	\dot{m}_{alta} [kg/s]
R744	0.0514	0.0342	-	115.6	240	0.892	2.03
R404A	0.3414	0.1521	-	216.5	240	1.434	2.49
R717	0.5253	0.1530	-	269.5	240	0.189	0.22
R744_R404A	0.0547	0.1136	0.0790	390.1	240	0.920	4.66
R744_R717	0.0514	0.1328	0.0747	384.7	240	0.850	0.55

Figura2.4.1.Tabla de comparativa resultados

Vamos a analizar cada instalación propuesta describiendo sus ventajas y sus inconvenientes en función de los resultados obtenidos del análisis llevado a cabo. También tendremos en cuenta el punto de vista medioambiental.

Al observar los valores obtenidos como resultado de los estudios llevados a cabo sobre los cinco ciclos en cuestión, esto es compresión en doble salto y cascada con doble salto, llama poderosamente la atención la gran diferencia entre los caudales volumétricos desplazados en las etapas de baja, (0.0514m³/s en el ciclo doble compresión de R744 frente a los 0.5253 m³/s en el ciclo en doble compresión de R717. Esto se traduce en que la etapa de baja de la instalación de R717 de doble compresión tendrá unas dimensiones desproporcionadas frente la etapa de baja de la instalación de R744. Este hecho supone que la sala de máquinas con sus correspondientes elementos sea de un tamaño mucho mayor.

2.5.1 Sistema con doble compresión transcrito con el refrigerante R744

En este sistema obtenemos el COP más bajo de las instalaciones estudiadas y unas presiones de trabajo muy altas debido a trabajar en zonas transcritas. Pero con este refrigerante tenemos unos volúmenes de aspiración muy bajos en comparación de los de R717 (10 veces menos) y con R404A (7 veces menos) en

la parte de baja consiguiendo una disminución notable del tamaño de los compresores.

2.5.2. Sistema con doble compresión con el refrigerante R404

En este sistema obtenemos buen COP, así como unos volúmenes de aspiración aceptables. Por la contra, también cabe decir que el refrigerante es perjudicial para el medioambiente y en caso de una fuga estaremos contaminado por lo que lo descartamos como una instalación eficiente.

2.5.3 Sistema con doble compresión con el refrigerante R717

En este sistema obtenemos el COP más alto de las instalaciones estudiadas. Sin embargo los valores de aspiración de los compresores de alta son enormes lo que provocaría unos compresores muy grandes. También tenemos que tener en cuenta la temperatura de descarga de los compresores de alta en este que en este caso son de 144°C y son inadmisibles. Como conclusión, tenemos que decir que este caso la instalación será inviable debido a la temperatura elevada del refrigerante y en consecuencia la del aceite de los compresores.

2.5.4. Sistema en cascada en la parte de baja R744 y en alta una etapa de doble compresión de R404

En este sistema obtenemos buen COP, así como unos volúmenes de aspiración aceptables. Por la contra, también cabe decir que el refrigerante es perjudicial para el medioambiente y en caso de una fuga estaremos contaminado por lo que lo descartamos como una instalación eficiente.

2.5.5 Sistema en cascada en la parte de baja R744 y en alta una etapa de doble compresión de R717

En este sistema obtenemos buen COP. El volumen de aspiración en la parte de baja es aceptable ya que usamos el R744, con lo cual conseguimos reducir el tamaño de los compresores de baja. Por otra parte, en la parte de alta usamos R717 en cascada para reducir la temperatura de descarga de los compresores y así, también conseguir un aumento del COP.



Universidade da Coruña



“INSTALACIÓN DE REFRIGERACION CON CO₂”

ANEXO III

UTILIZACION DE CO₂ COMO REFRIGERANTE



Universidade da Coruña

ESCOLA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA E MÁQUINAS

FECHA: **JULIO 2015**

AUTOR: **Juan Caamaño Antelo**

Anexo III

UTILIZACION DE CO₂ COMO REFRIGERANTE

3.1 Uso del CO₂ (R744) como refrigerante	79
3.2. Características termodinámicas	81
3.2.1. Razones por las cuales usas refrigerantes naturales	82
3.3. Ciclos de trabajo del CO₂	85
3.3.1.Ciclo Subcrítico	85
3.3.2.Ciclo transcrito	85
3.4. Instalaciones de CO₂ como refrigerante	88
3.4.1.Sistema con CO ₂ subcrítico en cascada	88
3.4.2.Sistemas booster de CO ₂ transcritico	89
3.4.2.1.Particularidades de la instalación	91
3.4.3.CO ₂ Subcrítico bombeado	92

3.1 Uso del CO₂ (R744) como refrigerante [1]

Aunque ya ha sido utilizado desde comienzos del siglo 20, el anhídrido carbónico ha visto reafirmar su uso como refrigerante sólo en los últimos años. Esto es debido al creciente interés por los fluidos naturales, y a las normativas que, especialmente en Europa van en la dirección de la limitación del uso de los refrigerantes sintéticos.

En esta grafica se puede apreciar como en el pasado se usaba el R744 como refrigerante.

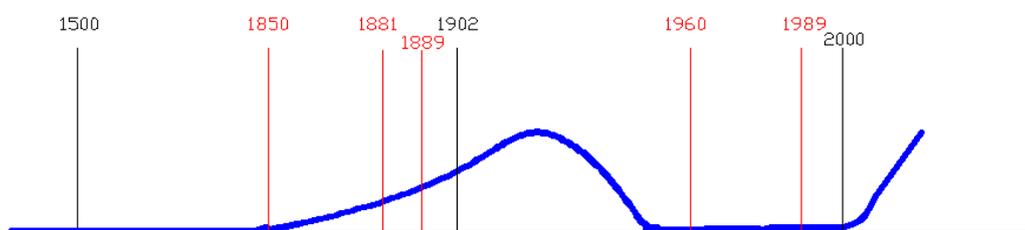


Figura 3.1.1 Grafico evolución de utilización de CO₂ como refrigerante

La gran disponibilidad, incluso como producto residual de otros procesos, hace del CO₂ un refrigerante de un coste netamente inferior al de los fluidos tradicionales. A la ventaja económica se añaden también el limitado poder contaminante (GWP =1, ningún impacto sobre el ozono atmosférico), la ausencia de peligros ligados a la toxicidad o la inflamabilidad y la no necesidad de reciclar el gas al final de la vida de la instalación).

En 1.987 el protocolo de Montreal establece que refrigerantes conocidos como CFC's y HCFC's tienen que dejar de fabricarse por el rápido deterioro que la fuga de éstos causa a la capa de ozono. Para ello se propone sustituirlos por refrigerantes libres de Cloro que no degraden la capa de ozono. Pero las fugas de estos refrigerantes tienen un efecto negativo en el medioambiente. El efecto invernadero de estos refrigerantes, por kg es miles de veces mayor que el efecto invernadero del CO₂ producido por la combustión de combustibles fósiles.

A modo de ejemplo la fuga de 1kg de R407C tiene el mismo efecto invernadero que el CO₂ emitido en la combustión de 900m³ de gas natural.



Figura3.1.2.Representacion comparativa de contaminación de refrigerantes

El CO₂ no afecta la capa de ozono. Es una sustancia natural.

Refrigerante	ODP Ozono	GWP Ef Invernadero
R12 CFC	1	10720
R22 HCFC	0.06	1780
R134a HFC	0	1300
R404A HFC	0	3784
R407C HFC	0	1653
R410A HFC	0	1975
R507A HFC	0	3850
R744 CO ₂	0	1

Figura 3.1.3.Tabla comparativa de contaminación

El gas CO₂ que se produce en el planeta es el responsable del calentamiento global y efecto invernadero. El CO₂ que utilizan las plantas de refrigeración es el que se obtiene del que ya se ha producido y que se puede encontrar como producto de la combustión de los combustibles fósiles, en diversos procesos de

fermentación y en la elaboración de ciertos productos químicos como la obtención del amoniaco.

Desde el punto de vista medioambiental el R744 es uno de los mejores refrigerantes. Otros refrigerantes naturales como el amoniaco, etano, propano tienen algunos inconvenientes como su toxicidad o inflamabilidad que podrían resultar peligrosos en instalaciones industriales.

3.2. Características termodinámicas [1]

Junto a las ventajas de orden económico, político y ecológico, el CO₂ presenta diversas características termodinámicas, que en numerosas aplicaciones

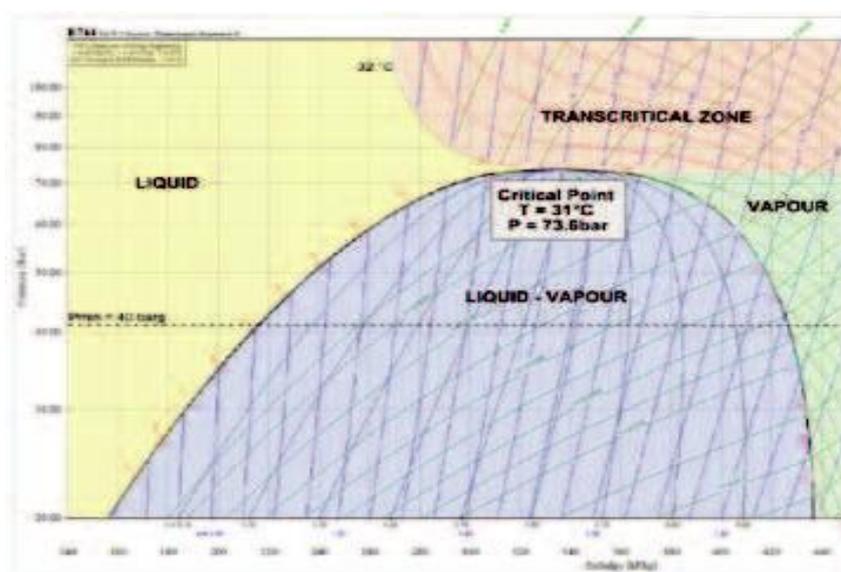


Figura3.2.1.Diagrama p-h de R744

La diferencia principal entre el anhídrido carbónico y los fluidos sintéticos es que el punto crítico se encuentra a 31,1 °C, es decir, a una temperatura que puede ser alcanzada fácilmente en distintas partes del planeta. En el punto crítico se tiene la igualdad entre las densidades del líquido y del vapor saturado y, para temperaturas superiores, ya no existe diferencia entre los dos estados y se habla de fase supercrítica. Como consecuencia, la presión y la temperatura ya no están ligadas entre sí, obligando a algunos dispositivos, para mantenerlas bajo control, a optimizar el intercambio térmico y maximizar la eficiencia pueden constituir

ventajas gracias a las cuales puede competir en igualdad con los refrigerantes tradicionales.

Refrigerante	Temp. Crítica (°C)	Pres. Crítica (kPa)	Pres.sat. -20(°C)	Pres.sat. 30(°C)	Calor latente Volumétrico -20(°C)(KJ/m³)
R744	31.6	7479	19.7	72.1	14952
R404A	72.1	3667	3.1	14.3	2820
R717	132.5	11449	1.9	11.7	2131

Figura 3.2.2 Tabla comparativa

Observar también que las presiones de trabajo son muy elevadas, lo que constituye el mayor desafío para los componentes de la instalación, desde los compresores, hasta las válvulas y las tuberías. También se observa que las presiones elevadas permiten también un diámetro inferior para los tubos, una menor penalización debida a las pérdidas de carga y una menor relación de compresión operativa.

Característico del CO₂ es un elevado calor latente por unidad de volumen, lo que representa una gran ventaja en lo concerniente a la sección de los intercambiadores, el número de circuitos y la carga de refrigerante de la unidad.

3.2.1. Razones por las cuales usas refrigerantes naturales

La sociedad actual es tendente a refrigerantes naturales como el R744 o el R717. Comparando el CO₂ con otros refrigerantes utilizados habitualmente en el campo de la refrigeración comercial e industrial, se observa que la presión de saturación de éste está muy por encima del resto en cualquier rango de temperaturas, especialmente en las de condensación.

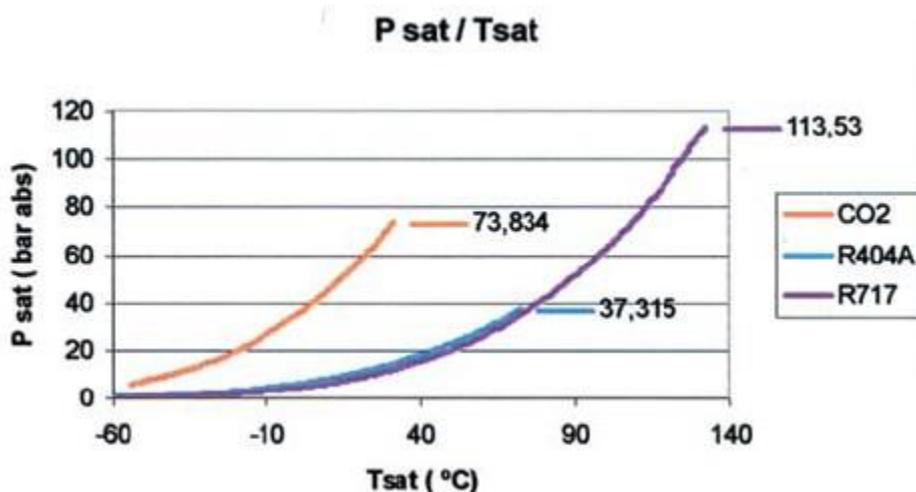


Figura3.2.1.1 Gráfico de presiones y temperaturas saturación

Existen puntos que limitan el proceso de “condensación/evaporación”. Por la parte baja las curvas están limitadas por el punto triple, que marca el límite entre el equilibrio líquido/vapor y el equilibrio sólido/vapor. Los procesos de evaporación y condensación se refieren a cambios de estado entre líquido y vapor.

Por la parte alta las curvas se ven limitadas por el punto crítico, a partir del que no se puede distinguir entre sólido y líquido. Por este motivo no existe condensación.

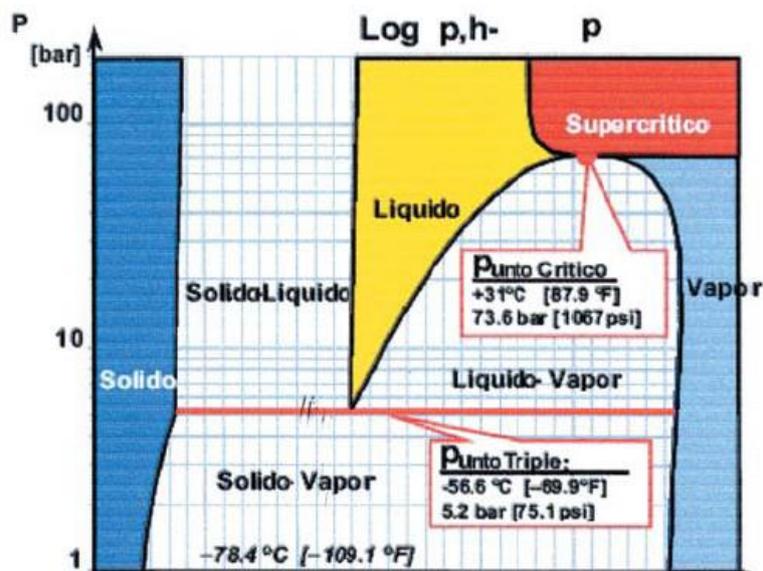


Figura3.2.1.2 Gráfico de puntos de R744

Punto Crítico

Estado de presión y temperatura a partir del que no se puede distinguir entre líquido y vapor. Justo en ese punto, las densidades de las 2 fases son iguales. Si se sigue aumentando la presión o la temperatura, el fluido se encontrará en estado supercrítico.

Línea triple

Franja en la coexisten las 3 fases. Cabe destacar la elevada presión a la que se encuentra ésta línea para el CO₂ (5,2 bares abs.), encontrándose en el camino de cualquier expansión que se produzca hasta presión atmosférica (1 bar abs.)

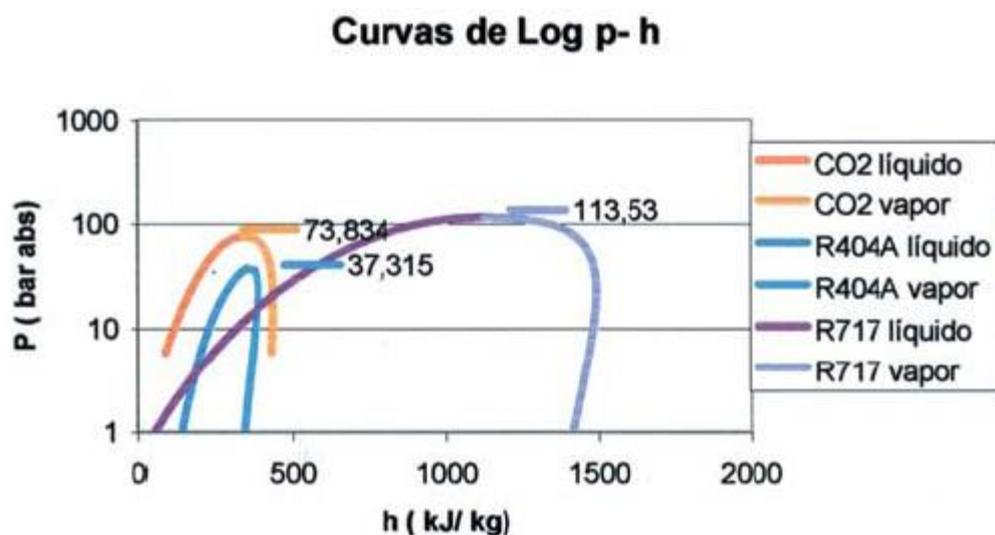


Figura3.2.1.3.Grafico comparativo de campanas de los refrigerantes

Comparando las zonas de cambio de fase para los diferentes refrigerantes se observa:

- La presión de la línea triple para el CO₂ es mucho más elevada que para el R404A o el amoníaco.

Para estos últimos, está situada por debajo del vacío relativo (1 bar abs.)

- La entalpía de evaporación para el amoníaco en general mucho más elevada.

3.3. Ciclos de trabajo del CO₂ [2]

3.3.1. Ciclo Subcrítico

La aplicación más simple para el anhídrido carbónico como refrigerante es la subcrítica: se utiliza el CO₂ en un ciclo secundario de baja temperatura, sea este de compresión de vapor (ciclo en cascada) o sea un anillo de CO₂ líquido con una bomba de circulación.

Proceso de refrigeración Subcrítico

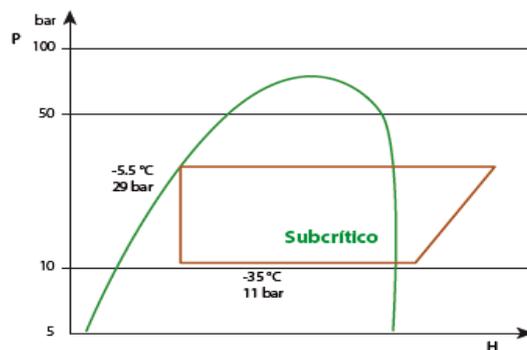


Figura 3.3.1.1. Diagrama p-h ciclo de compresión subcrítico

El ciclo primario se confía a un fluido refrigerante tradicional y tiene la misión de mantener la temperatura de condensación del ciclo de CO₂ por debajo del punto crítico, generalmente entre -5 y -10 °C.

3.3.2. Ciclo transcrito

También es posible el uso de un ciclo de CO₂ que intercambia calor con el ambiente externo. En este caso se debe hablar de ciclo transcrito desde el momento en que en alguna fase del año la temperatura ambiente será cercana o superior al punto crítico de 31,1 °C.

Proceso de refrigeration transcritoico

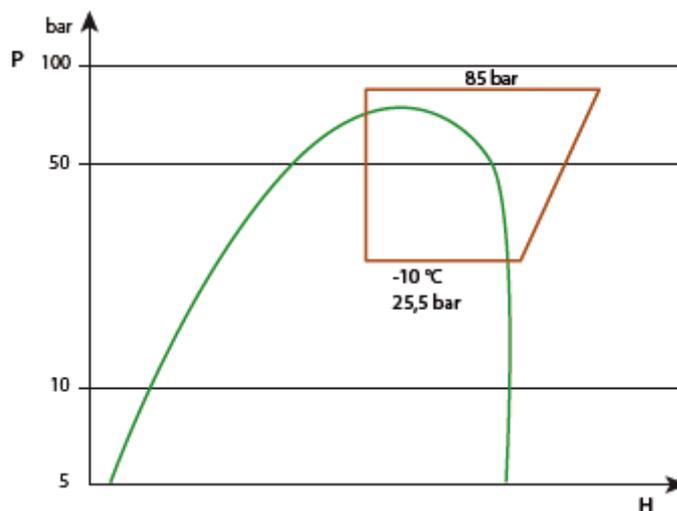


Figura 3.3.2.1. Diagrama p-h ciclo de compresion transcritoico

La principal diferencia con el ciclo frigorífico normal está constituida por la fase de refrigeración del gas comprimido que no corresponde a una condensación a temperatura constante, como ocurre en los ciclos tradicionales.

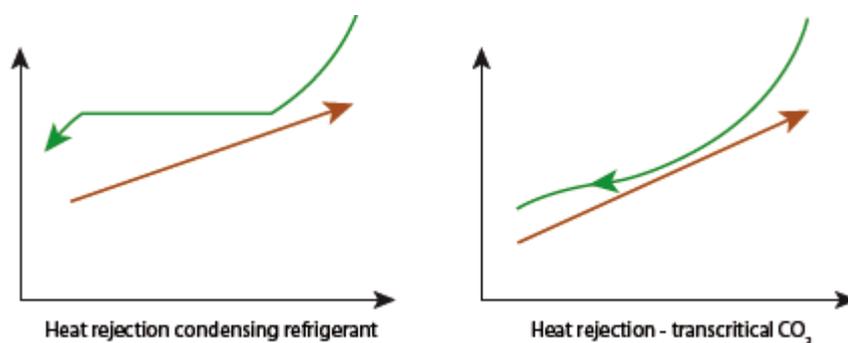


Figura 3.3.1.2. Curvas de condensacion

En el caso de la condensación, se tiene una transformación presión constante en la que el gas pasa al estado líquido, en el caso de un ciclo transcrito se tiene una transformación en la que el gas supercrítico ve reducirse constantemente la temperatura. Por esto también la construcción del intercambiador de calor de alta presión es diferente y se habla de enfriador de gas (gas cooler) en vez de condensador.

El intercambio de calor es favorecido por esta característica del anhídrido carbónico, desde el momento en que los dos fluidos tienen en cada fase de la transformación temperaturas más cercanas que lo que está en la condensación tradicional. Esta ventaja se puede aprovechar de forma eficaz en las bombas de calor, obteniendo rendimientos superiores a los de las máquinas tradicionales.

Por lo que respecta a la eficiencia del ciclo es importante tener en cuenta la regulación de la presión a la salida del gas cooler. Observando el diagrama p-h, fijada una temperatura de salida del gas cooler (en azul en la figura), se pueden considerar distintos ciclos en función de la presión a la que se mantiene el intercambiador. Se observa que, partiendo del ciclo dibujado en marrón y aumentando la presión, se tiene un aumento del rendimiento (Δh_{EVAP}) mayor que el aumento del trabajo de compresión.

(Δh_{COMP}): la eficiencia aumenta. Superada la presión del ciclo dibujado en verde el aumento del trabajo de compresión se hace superior al del rendimiento frigorífico, con una reducción de la eficiencia (ciclo dibujado en violeta).

Se puede, por lo tanto, definir para cada temperatura de salida del gas cooler una Presión Óptima, que maximiza la eficiencia del propio ciclo.

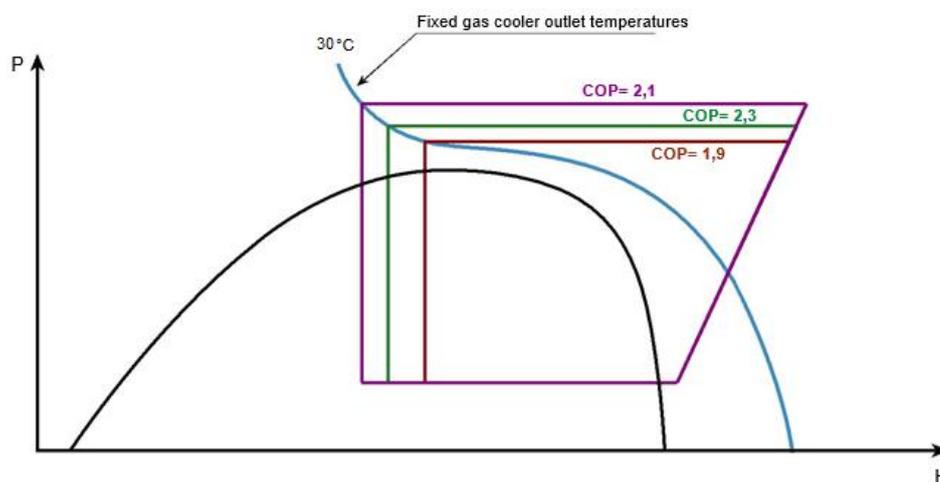


Figura 3.3.1.1. Diagrama p-h ciclo de compresión transcrito en función de presión

3.4. Instalaciones de CO₂ como refrigerante [2]

3.4.1 Sistema con CO₂ subcrítico en cascada

Particularmente indicados como aplicación de refrigerante natural en regiones con temperaturas ambientales medio altas, los sistemas de CO₂ Subcrítico en cascada son normalmente utilizados en climas cálidos o como primer paso en el uso del CO₂ como refrigerante. Sistemas en cascada, están compuestos por dos circuitos, uno de media temperatura (típicamente, R404A o NH₃) y uno de baja temperatura (R744) interconectados por uno o más intercambiadores de calor, normalmente de placas, que por un lado condensan el CO₂ y por otro se presentan como evaporadores normales para el circuito de media temperatura.

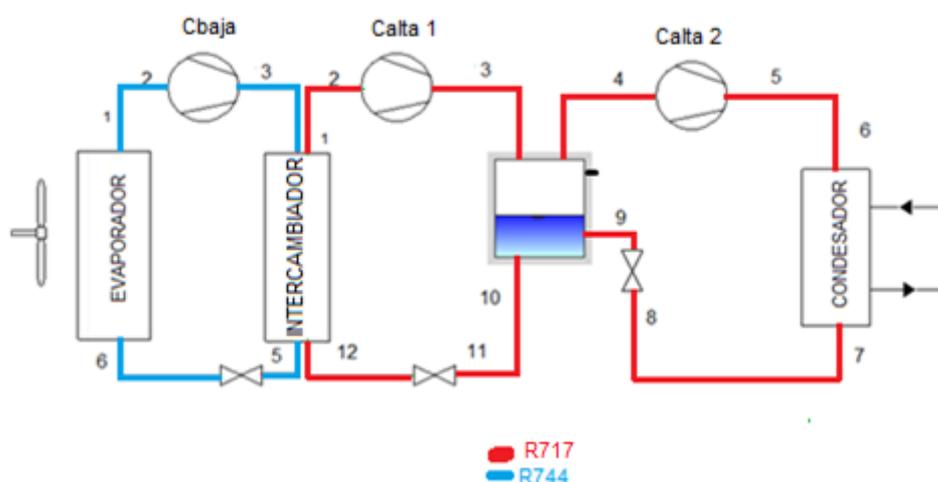


Figura3.4.1.1. Esquema de una instalación en cascada

PROS

- Sistema relativamente similar a una instalación tradicional (R404A).
- Presiones de funcionamiento similares a las tradicionales (max 45 bar).
- Medio contenido de gas no natural.

- Eficiencia de la instalación mejor que las estándar y aplicable en todos los climas.

CONTRAS

- Si no es NH₃, instalación no completamente “verde”.
- Si es NH₃, la central de media no puede ser utilizada en todos los países para suministrar incluso a los equipos de media temperatura

3.4.2. Sistemas booster de CO₂ transcrito

Sistemas booster de CO₂ transcrito son las instalaciones más prometedoras de refrigerante natural utilizables en ámbitos retail sobre todo para climas no demasiado cálidos. Están generalmente compuestos por 3 secciones distintas que se diferencian normalmente por las presiones en juego:

- Alta presión: la zona de la impulsión de los compresores de media a la válvula HPV (en rojo)
- Presión intermedia: la zona de la válvula HPV a todas las válvulas de expansión (en amarillo)
- Media presión: la zona de los evaporadores de media temperatura aguas abajo de las válvulas de expansión hasta la aspiración de los compresores de media (en verde)
- Baja presión: la zona de los evaporadores de baja temperatura aguas abajo de las válvulas de presión hasta la aspiración de los compresores de baja (en azul)

Ejemplo de instalación de CO₂ transcrito:

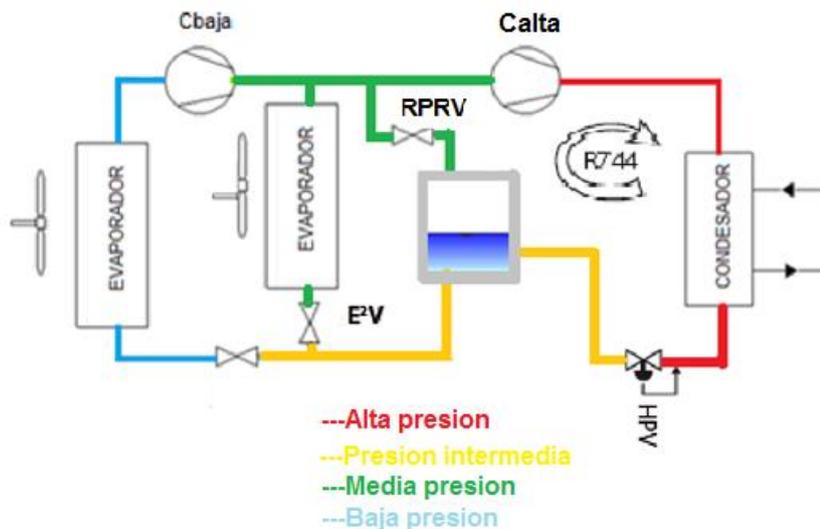


Figura3.4.2.1. Esquema instalación booster

En general, el gas aspirado por los compresores de media temperatura a una presión de unos 2600kPa (presión máxima 4000-6000 kPa), en la impulsión de los compresores atraviesa normalmente un sistema (más o menos complejo) de recuperación de calor, esencial para el rendimiento global de la máquina, y el gas cooler. En esta zona la presión de trabajo depende esencialmente de la temperatura exterior y puede variar desde valores mínimos en torno a los 4000-4500 KPa, en función del tipo de compresores utilizados, a los 120 bar, presión máxima de las válvulas de seguridad.

El nombre de gas cooler se le da por el hecho de que, en función de las condiciones climáticas, no significa que logra condensar el R744 que se presenta así a la válvula de alta presión HPV en forma de gas denso. La válvula de alta presión (HPV), que es el corazón de este tipo de instalaciones y determina su rendimiento, tiene el objeto de hacer trabajar a la instalación a las condiciones más favorables en ese determinado momento, reducir como consecuencia la presión hasta 3500-4000 kPa de trabajo del recipiente aguas abajo y como consecuencia condensar el R744. La regulación de la presión del recipiente se obtiene mediante la válvula RPRV que tiene el objeto de bypasarte del gas para mantener constante la presión del recipiente. Desde el recipiente, el líquido pasa a todos los equipos tanto de media como de baja, el líquido expandido por las válvulas de los evaporadores de baja es aspirado por los compresores LT y remezclado a continuación con el gas procedente de los evaporadores de media y de la válvula de regulación del recipiente. (en esta zona la presión máxima puede variar desde los 2500 hasta los 60 00kPa).

Dichos gases, de temperaturas distintas, son aspirados a continuación por los compresores de media temperatura.

Entre las variantes más utilizadas se pueden encontrar:

- Inter cooler de refrigeración del gas de impulsión de los compresores de baja.
- Intercambiadores de placas entre el gas procedente de la válvula RPRV y la línea del líquido, con el doble objeto de su enfriar el líquido hacia los evaporadores y mitigar el calentamiento derivado de la válvula de flash.
- Intercambiadores de placas entre la aspiración de media temperatura y la salida del gas cooler, con el doble objeto de ayudar el remezclado de los distintos gases en aspiración de los compresores y enfriar adicionalmente el gas en la salida del gas cooler.

PROS

- Instalación con utilización completa de refrigerantes naturales (CO₂).
- Varios estudios demuestran una eficiencia mayor de cada tipo distinto de instalación (R404A tradicional o CO₂ Subcritico) con temperatura ambiental media inferior a los 15 °C.
- Tecnología en estandarización, costes en reducción.

CONTRAS

- Altas presiones en juego (hasta 12000kPa).
- Instalaciones normalmente más complejas que las tradicionales.
- Eficiencia no valorable todavía en ambientes de clima cálido (> 15 °C).

3.4.2.1 Particularidades de la instalación

El algoritmo de regulación de la válvula HPV en el interior del autómata es gestionado en base a la lectura de la temperatura de salida del gas cooler y de la presión del gas cooler . En función de las condiciones de funcionamiento, el sistema puede funcionar en:

- Régimen transcrito (línea 1) donde el instrumento regula la válvula HPV para mantener el punto de trabajo óptimo que maximiza el COP de la central.
- Régimen subcrítico (línea 3) donde el instrumento intenta mantener un determinado nivel de subenfriamiento.
- Régimen de transición (línea 2) donde lo instrumento intenta mantener lo más suave posible el paso de transcrito a subcrítico, vista la naturaleza del refrigerante en aquella zona que no está ni en estado líquido ni gaseoso.

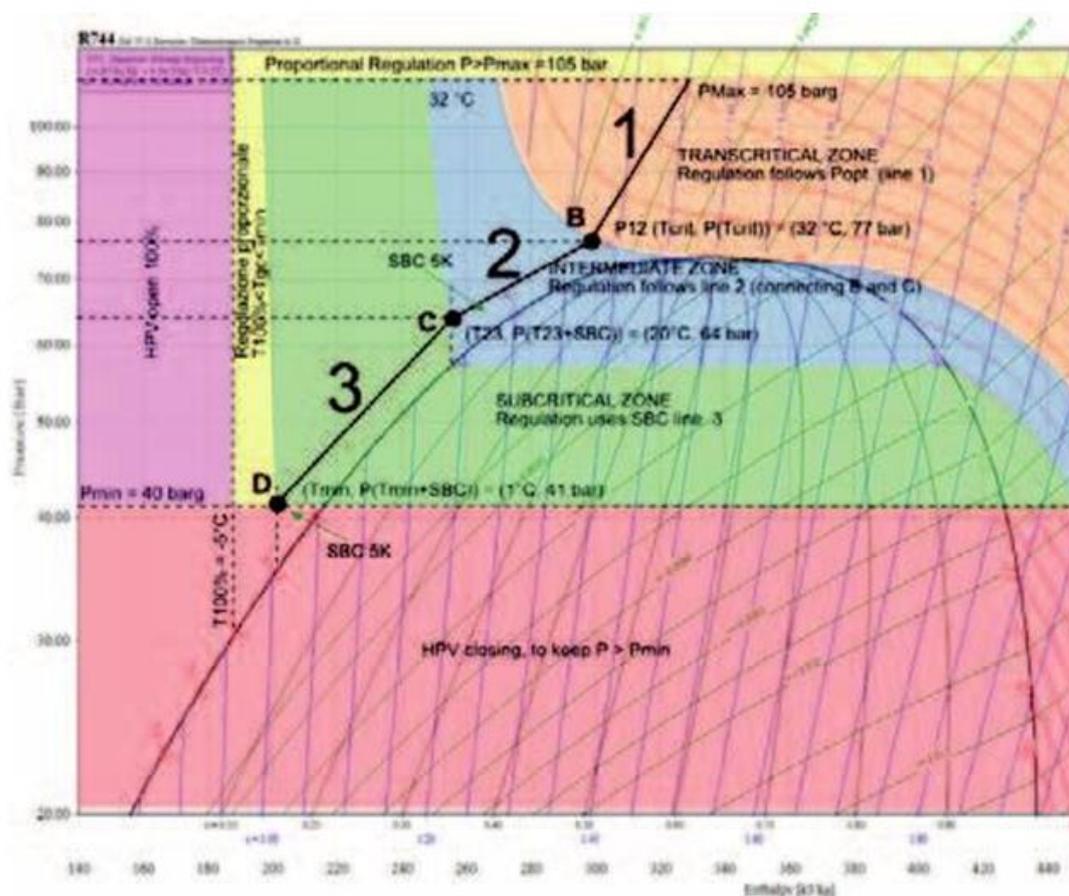


Figura 3.4.2.1.1. Diagrama p-h de la instalación Booster

3.4.3. CO₂ Subcrítico bombeado

Menos utilizada que las tradicionales instalaciones subcríticas en cascada, permite delimitar los refrigerantes HFC en la sola sala de máquinas. Los equipos de media son alimentados con R744 líquido bombeado, mientras que los equipos de baja temperatura están dotados de válvulas de expansión. El R744 se

refrigera en una enfriadora dedicada (NH₃ o R134A) en el interior de un depósito con un evaporador, normalmente, de haz tubular.

A las instalaciones tradicionales se añade la gestión de las bombas que hacen circular el R744 líquido en los evaporadores de media, en estos evaporadores no se expande sino que se calienta solamente retornando al recipiente en estado semilíquido.

Ejemplo de instalación de R744 Subcrítico bombeado

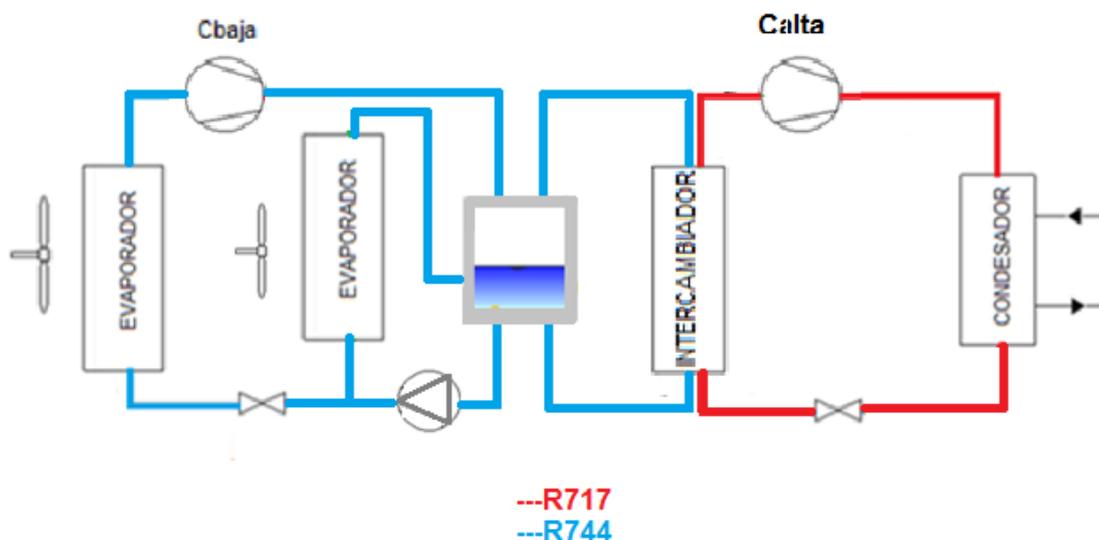


Figura 3.4.3.1. Esquema de instalación en cascada con bombeo

PROS

- Posibilidad de utilizar también amoníaco (NH₃) que permanece limitado en sala de máquinas.
- Instalación completamente “verde” para el ambiente final.

CONTRAS

- Muy sensible al dimensionamiento de las tuberías del sistema bombeado;
- Consumo energético de las bombas adicional.



Universidade da Coruña



“INSTALACIÓN DE REFRIGERACION CON CO₂”

ANEXO IV

SELECCIÓN DE LOS EQUIPOS



Universidade da Coruña

ESCOLA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA E MÁQUINAS

FECHA: JULIO 2015

AUTOR: Juan Caamaño Antelo

Anexo IV SELECCIÓN DE LOS EQUIPOS

4.1. Compresores	96
4.1.1. Compresor de CO ₂ (R744)	96
4.1.2. Compresores de R717 parte de baja	98
4.1.3. Compresor de R717 parte de alta	100
4.2. Motores eléctricos.....	102
4.3. Condensador	102
4.4 Recipiente de líquido	103
4.4.1 Recipiente de líquido R744	104
4.4.2. Recipiente de líquido R717	105
4.5 Evaporador	106
4.5.1 Cálculo y selección de los evaporadores de túneles.....	106
4.5.2. Cálculo y selección de los ventiladores de túneles.	108
4.6. Intercambiadores de calor R744_717	111
4.7 Recipiente de aceite	112
4.8. Válvulas de expansión	113
4.9. Valvulería y componentes de línea.....	114
4.9.1. Filtros	114
4.9.2. Visores	115
4.9.3. Solenoides	115
4.10. Enfriadores de aceite	116
4.11. Botella antigolpe	116
4.12. Control de la instalación.....	117
4.12.1. Control para la gestión de centrales frigoríficas	117
4.12.2. Sistema de control válvulas de expansión	119
4.12.3. Regulación fina de la presión	120
4.12.4. Sistema de supervisión	121
4.12.5. Sondas y transductores.....	121
4.13. Sistemas de seguridad	122
4.13.1 Recipiente de expansión	122
4.13.2. Refrigeración exterior del R744.....	123

4.13.3. Sensores de fuga de gas	123
4.14. Tuberías para sistemas de CO ₂	124

4.1. Compresores

El compresor es el elemento que comprime el gas refrigerante y es también el que dictamina la potencia de refrigeración del sistema.

Para la elección del compresor se han tenido en cuenta los siguientes criterios:

- Fiabilidad y costes de mantenimiento.
- Potencia frigorífica necesaria.
- Precio.

Comercialmente, los compresores se clasifican en:

- Herméticos: Combinación compuesta por un compresor y un motor eléctrico, ambos encerrados en la misma carcasa.
- Semiherméticos: Combinación compuesta por un compresor y un motor eléctrico, ambos encerrados en una misma carcasa, con tapas desmontables para permitir el acceso.
- Abiertos: En este tipo, motor y compresor van separados.

Se seleccionan compresores abiertos.

Los compresores escogidos son dos alternativos para el refrigerante R744 de la casa GEA modelo Grasso 55HP debido a la necesidad energética requerida. En la parte de alta de la cascada usaremos dos compresores Bizter de tornillo.

4.1.1. Compresor de CO₂(R744)



Figura 4.1.1.1. – Compresor modelo *GEA grasso 55hp*

La potencia de refrigeración de estos compresores se saca de la siguiente tabla, proporcionada por el fabricante:

Capacidad de Refrigeración Q_0 [kW],

Consumo de Potencia P_e [kW] pero nuestro modelo nos lo da en Hp

Modelo	Cilindra (m ³ /h)	Pot. consumida [kW]	Cap.de refrigeración [kW]
Una etapa			-50/0 °C
Gea Grasso 35HP	101	25.725	88
Gea Grasso 45HP	135	33	117

Gea Grasso 55HP	168	40.425	147
Gea Grasso 65HP	202	47.75	176

Figura.4.1.1.2. – Tabla de compresores modelo *GEA grasso 55hp*

Mediante interpolación, se extrae que, para una temperatura de condensación de -50°C y 0°C de evaporación, la potencia frigorífica suministrada por cada compresor es de 147 kW, con un consumo eléctrico de 40 kW.

Estos datos son con sobrecalentamiento de 5°C y 0°C subenfriamiento y sin pérdidas de carga.

Nos adaptamos a la capacidad de enfriamiento por compresor sumando un total entre los dos de 240 kW necesaria en nuestra instalación.

4.1.2. Compresores de R717 parte de baja

En nuestra instalación realizaremos un doble salto para mejorar el rendimiento de la instalación por lo necesitamos Tres grupos de compresores una para la parte de baja a -15°C que es el encargado de enfriar el R744 en el intercambiador.

Usaremos en esta parte dos compresores de tornillo Bizter modelo OSN7461K con las siguientes características:



Figura4.1.2.1. Imagen compresor parte de baja de R717 OSN7461K

Verdichter Typ Compressor Cond. temp. Compresseur Temp. de Cond. °C	Verf.-temp.	Kälteleistung Cooling capacity Q_o [Watt]							Leistungsaufnahme (Welle) Power consumption (shaft) P_w [kW]						
		Puissance frigorifique							Puissance absorbée (arbre)						
		Verdampfungstemperatur °C				Evaporation temperature °C			Température d'évaporation °C						
		-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40
OSNA7461-K	30	165300	134000	107500	85200	66600	51300	38800	50,40	44,90	40,20	36,10	32,70	29,70	27,10
	40	154700	124800	99500	78200	60500	46000		56,30	50,80	46,00	41,60	37,80	34,40	
	50	141800	113500	89500	69400	52600			63,60	57,90	52,80	48,10	43,90		

Figura 4.1.2.2. Tabla de potencia compresor OSN7461K

datos	SI	IP
Displacement (2900 RPM 50 Hz)	250 m ³ /h	8820 CFH
Displacement (3500 RPM 60 Hz)	302 m ³ /h	10680 CFH
Allowed speed range	1450 .. 4000 min ⁻¹	1450 .. 4000 min ⁻¹
Sens of rotation (compressor)	links / counter-clockwise	links / counter-clockwise
Weight	188 kg	415 lb
Max. pressure (LP/HP)	19 / 28 bar	275 / 400 psi
Connection suction line	76 mm - 3 1/8'	76 mm - 3 1/8'
Connection suction line (NH3)	DN 80	DN 80
Connection discharge line	54 mm - 2 1/8'	54 mm - 2 1/8'
Connection discharge line (NH3)	DN 50	DN 50
Adapter/shut-off valve for ECO	--	--
Adapter for ECO (NH3)	DN 20 (Option)	DN 20 (Option)
Oil type R22	--	--
Oil type R134a // R404A // R507A	--	--

Oil type NH3	Clavus G68/46/32 , SHC 224/226E	Clavus G68/46/32 , SHC 224/226E
Oil flow control	Option	Option

Figura4.1.2.2 Tabla de compresor OSN7461K

4.1.3. Compresor de R717 parte de alta

Los compresores de alta aspiraran el refrigerante procedente del recipiente de líquido a una temperatura de 5 °C.

Los compresores usados para esta parte son lo OSk7441 de la casa Bizter.



Figura 4.1.3.1. Imagen Compresor OSKA7441-k parte de alta R717

Klima-/Normalbereich		High-/Medium temperature range								Climatisation/Moyennes températures																		
Verdichter Typ	Verfl.-temp.	Kälteleistung Cooling capacity Puissance frigorifique				Q_o	[Watt]	Leistungsaufnahme (Welle) Power consumption (shaft) Puissance absorbée (arbre)				P_w	[kW]															
Compressor type	Cond. temp.	Verdampfungstemperatur °C								Evaporation temperature °C								Température d'évaporation °C										
Compresseur type	Temp. de Cond.	°C								°C								°C										
		12,5	10	7,5	5	0	-5	-10	-15	-20	12,5	10	7,5	5	0	-5	-10	-15	-20	12,5	10	7,5	5	0	-5	-10	-15	-20
OSKA7441-K	30	277000	252500	230500	208400	169900	136700	108200	83900	63300	34,40	33,50	32,70	31,90	30,80	30,00	29,40	28,70	28,00	42,10	40,90	40,00	39,20	37,90	36,90	36,00	34,80	
	40	256800	233500	212500	191400	154900	123400	96400	73400		42,10	40,90	40,00	39,20	37,90	36,90	36,00	34,80		51,40	50,20	49,20	48,30	46,90	45,60	43,80		
	50	231700	210000	190300	170600	136300	106700	81300			51,40	50,20	49,20	48,30	46,90	45,60	43,80											

Figura 4.1.3.2. Tabla de potencia compresor OSKA7441-k

Dato técnico	SI	IP
Volumen desplazado (2900 RPM 50Hz)	165 m ³ /h	5820 CFH
Volumen desplazado (3500 RPM 60Hz)	199 m ³ /h	7020 CFH
Rango de velocidades autorizadas	1450 .. 4000 min-1	1450 .. 4000 min-1
Sentido de rotación (Compresor)	links / counter-clockwise	links / counter-clockwise
Peso	176 kg	388 lb
Presión máxima (BP/AP)	19 / 28 bar	275 / 400 psi
Conexión línea aspiración	76 mm - 3 1/8'	76 mm - 3 1/8'
Conexión línea aspiración (NH₃)	DN 80	DN 80
Conexión línea descarga	54 mm - 2 1/8'	54 mm - 2 1/8'
Conexión línea descarga (NH₃)	DN 50	DN 50
Adaptador/ válvula de cierre para ECO	--	--
Adaptador para ECO (NH₃)	DN 20 (Option)	DN 20 (Option)
Tipo de aceite R22	--	--
Aceite para R134a // R404A // R507A	--	--

Aceite para NH₃	Clavus G68/46/32 , SHC 224/226E	Clavus G68/46/32 , SHC 224/226E
Control de caudal de aceite	Option	Option
Sensor de temperatura del gas comprimido	Standard	Standard

Figura 4.1.3.3. Tabla características compresor OSKA7441-k

4.2. Motores eléctricos

Los compresores escogidos son abiertos por lo que necesitamos seleccionar unos motores eléctricos para su funcionamiento. Con estos tres modelos podemos suplir las necesidades energéticas requeridas en nuestro proyecto

Se seleccionan dos motores de las potencias indicadas de la marca ATB de 36kW, 40kW y 50kW. Se transmite su movimiento al compresor mediante una correa "3 x XPB 2550, Motorpulley diámetro 280"



Figura 4.2.1 Imagen motor ATB

4.3. Condensador

Existen varias clases de condensadores, pero centrándose en el fluido utilizado para conseguir el intercambio de temperatura, los hay de enfriamiento y de enfriamiento por agua. Además existe otro tipo de condensador que utiliza estos dos fluidos combinados, como es el condensador evaporativo.

Los condensadores de agua son más utilizados en el sector naval, por la fácil accesibilidad, a ésta, en los barcos.

Nosotros usaremos por seguridad condensadores sobredimensionados.

Escogemos tres condensadores modelo K1973 tb de la casa Bizter por agua.



Figura 4.3.1. Imagen Condensador de R717

Type	Capacity Δt_e 15 K	Capacity Δt_e 10 K	max. Flow		Pressure drop	Capacity Δt_e 15 K	Capacity Δt_e 10 K	Flow		Pressure drop
K1973TB	321700	215000	12,04	43,33	0,37	255000	170300	6,02	21,66	0,74
K2923TB	452400	304500	17,56	63,22	0,37	361000	241000	8,78	31,61	0,74
K3803TB	596000	402000	23,17	83,40	0,37	484000	322700	11,58	41,70	0,74
K4803TB	780000	524000	29,67	106,80	0,37	621000	416400	14,83	53,40	0,75

Figura 4.3.1. Tabla de potencia condensador k1973TB

4.4 Recipiente de líquido

La instalación contará con dos recipientes de líquidos uno para cada fluido uno de R744 y otro de R717.

Para saber sus características nos basaremos en los siguientes parámetros:

La velocidad será menor de un 1m/s para evitar arrastres de líquido al compresor provocando un golpe de líquido

Para su capacidad nos fijaremos velocidad en el resultado de la siguiente división entre caudal volumétrico vapor en la aspiración de alta y el dividido entre el área transversal del recipiente.

Su altura será cuatro veces mayor que el diámetro

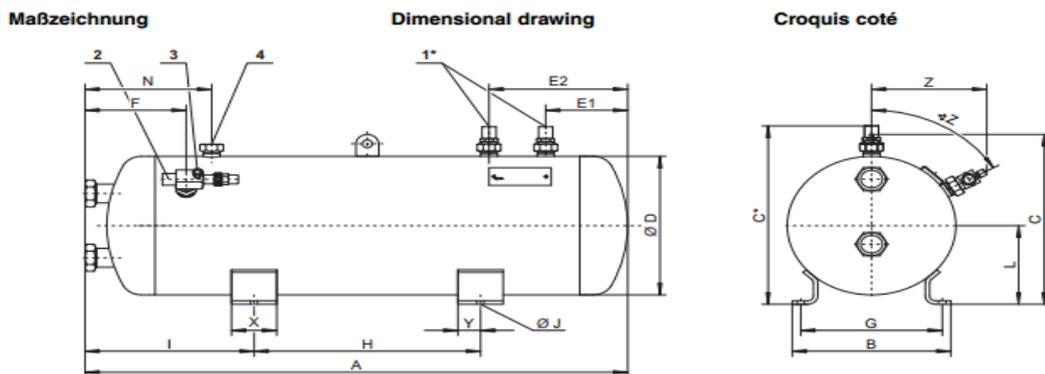
4.4.1 Recipiente de líquido R744

Para la parte de R744 escogemos un recipiente líquido de la marca bizter y el modelo F1052k.

$$1 \leq \frac{0.054}{1.706 \cdot 0.298} \quad (4.4.1.1)$$

Liegende Flüssigkeitssammler		Horizontal liquid receivers		Réservoirs de liquide horizontaux					
Technische Daten / Anschlüsse		Technical data / Connections		Caractéristiques techniques / Raccords					
Typ	Behälter-Inhalt	Maximale Füllung ^①	Gewicht	Anschlüsse		Eintritt	Anschlussgewinde	Schau-gläser	
Type	Receiver volume	Maximum charge ^①	Weight	Connections		Inlet	Joining threads	Sight glasses	
Type	Contenance du réservoir	Charge max. ^①	Poids	Raccords		Entrée	Raccords filetés	Voyants	
	dm ³ (l)	CO ₂ kg R410A kg	kg	Zoll		mm	Sortie	Manomètre	
				mm	inch	mm	Manomètre		
F302K	30	23,6 29,3	27,5	2 x 22	2 x 7/8"	22	7/8"	2 x 1 1/4"-12 UNF 1 1/4"-12 UNF	2
F562K	56	44,1 54,7	48	2 x 22	2 x 7/8"	22	7/8"	2 x 1 1/4"-12 UNF 1 1/4"-12 UNF 7/16"-20	2
F1052K	105	82,7 102,5	87	2 x 22	2 x 7/8"	22	7/8"	2 x 1 1/4"-12 UNF 1 1/4"-12 UNF UNF	2
F1602K	160	126,0 156,2	127	2 x 28	2 x 1 1/8"	28	1 1/8"	2 x 1 3/4"-12 UNF 1 3/4"-12 UNF	2

Figura4.4.1.1 Tabla de datos de recipiente de líquido R744



Typ Type Type	Abmessungen in mm Dimensions in mm Dimensions en mm																	
	A	B	C	C*	ØD	E1	E2	F	G	H	I	ØJ	L	N	X	Y	Z	Z*
F302K	944	200	273	292	216	115	215	149	180	400	289	9	118	829	60	30	168	60°
F562K	956	280	365	384	298	145	245	176	250	400	296	13	169	221	80	40	203	60°
F1052K	1706	280	365	384	298	145	245	176	250	900	429	13	169	221	80	40	203	60°
F1602K	1731	280	461	465	368	169	269	202	250	900	432	13	205	882	80	40	-	0°

Figura4.4.1.2 Tabla de datos de recipiente de líquido R744

4.4.2. Recipiente de líquido R717

Para la parte de R717 escogemos un recipiente líquido de la marca bizter y el modelo F1602NA.

$$1 \leq \frac{0.071}{1.733 \cdot 0.368} \tag{4.4.2.1}$$

Flüssigkeitssammler für Ammoniak-Anwendungen			Liquid receivers for ammonia applications			Réservoirs de liquide pour applications avec ammoniac		
Technische Daten / Anschlüsse			Technical data / Connections			Caractéristiques techniques / Raccords		
Typ	Behälter-Inhalt	Maximale NH ₃ -Füllung ^①	Gewicht	Anschlüsse ^②		Anschlussgewinde		Schaugläser
Type	Receiver volume	Maximum NH ₃ charge ^①	Weight	Eintritt Ø	Austritt Ø	Eintritt	Austritt	Manometer
Type	Contenance du réservoir	Charge de NH ₃ max. ^①	Poids	Inlet Ø	Outlet	Inlet	Outlet	Gauge
	dm ³ (l)	kg	kg	Raccords ^②		Raccords filetés		Voyants
				Entrée Ø	Sortie Ø	Entrée	Sortie	Manomètre
				mm	Zoll/inch	mm	Zoll/inch	
F1602NA	160	87,8	127	DN 50	2 1/8"	DN 40	1 5/8"	112 x 112
								2 1/4"-12 UN
								7/16"-20 UNF
								2

Figura3.4.1.2 Tabla de datos de recipiente de líquido R717

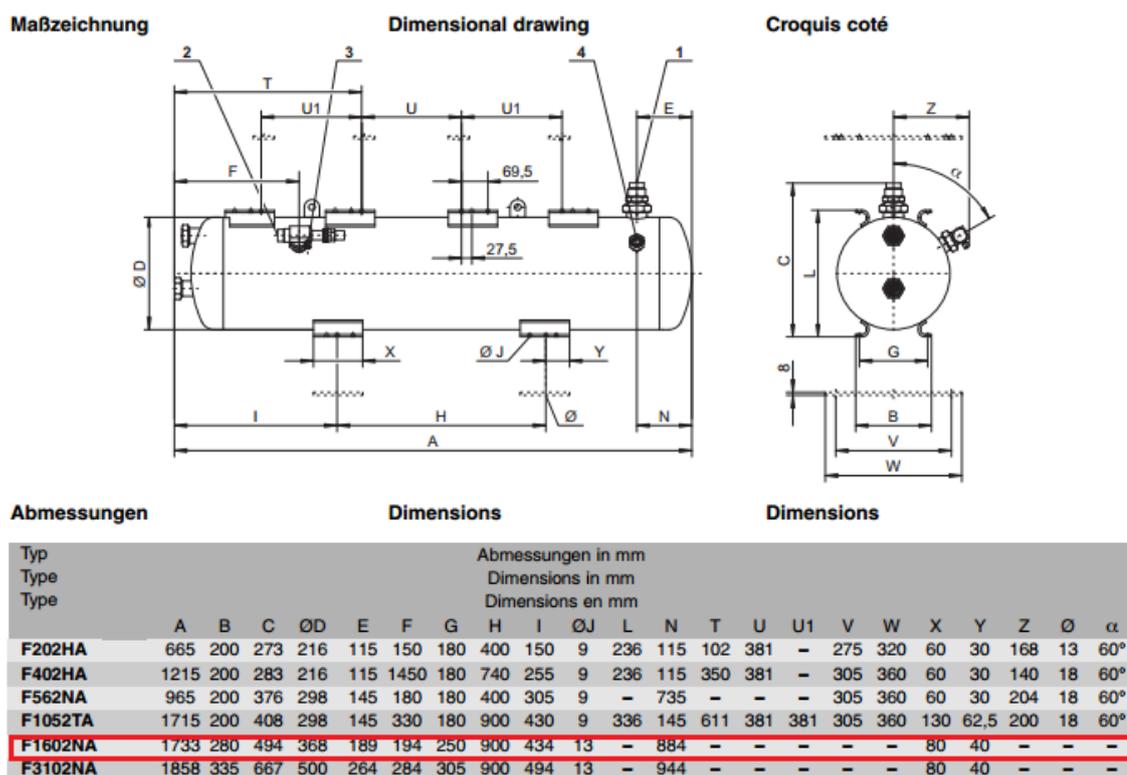


Figura4.4.1.2 Tabla de datos de recipiente de líquido R744

4.5 Evaporador

El evaporador es la parte del sistema frigorífico en el que el refrigerante alcanza su temperatura de saturación y se vaporiza, es decir el refrigerante entra en estado líquido en el evaporador a baja presión, y en consecuencia también a baja temperatura.

A continuación se calculan los evaporadores de túneles y los electroventiladores necesarios para los mismos y los evaporadores de los túneles de congelado

4.5.1 Cálculo y selección de los evaporadores de túneles.

La capacidad frigorífica del evaporador está determinada por la fórmula:

$$Q = K * A * \Delta t_m \quad (4.5.1.1)$$

Q = Cantidad de calor transferido.

K = Coeficiente de transmisión de calor del evaporador con el aire.

A = Superficie de intercambio de calor.

A_{tm} Diferencia de temperatura media logarítmica.

El dato fundamental a calcular, será la superficie de transmisión del mismo, que nos servirá para elegir, ajustándonos a las dimensiones del túnel, el modelo de evaporador a instalar.

Datos conocidos:

K: El coeficiente de transmisión de calor de este tipo de evaporadores es un dato conocido, que aporta el fabricante, 17 Kcal/h m² °C.

Q: El calor a disipar por el evaporador según el balance térmico realizado en el anexo I de balances, 120 kW por evaporador.

$$A_{tm} = \frac{(t_e - t_o) - (t_s - t_o)}{\ln \frac{(t_e - t_o)}{(t_s - t_o)}} \quad (4.5.1.2.)$$

Donde:

T₀: Temperatura del R-744 que circula por el evaporador.

T_e: Temperatura de entrada del aire al evaporador.

T_s: Temperatura de salida del aire del evaporador.

Valores de las temperaturas en este caso serán aproximadamente:

T₀: -50 °C.

T_e: -40 °C.

T_s: -45 °C.

Por tanto, sustituyendo datos el valor de T sera:

T = 7,21 °C

Por lo tanto, despejando en la formula inicial A (superficie de intercambio), nos sale que:

$$A = \frac{Q}{K \cdot \Delta T_m} \quad (4.5.1.3.)$$

Donde sale que $A = 1958,03 \text{ m}^2$

Por lo tanto y ajustándonos a las dimensiones interiores de los túneles, seleccionamos el siguiente evaporador de ISLAS INDUSTRIES:

2 Evaporadores, uno para cada túnel, contruidos con tubo de acero sin soldadura de 20 mm de diámetro exterior y aleta plana de acero, y después de terminados y probados a presión, se galvanizan por inmersión en baño de zinc caliente. La superficie de transmisión de cada evaporador es de 1958.03 m^2 ,



Figura3.5.1 Imagen del evaporador

4.5.2. Cálculo y selección de los ventiladores de túneles.

Una vez definido el evaporador, debemos dimensionar los ventiladores para el túnel, calculando el volumen de aire que debemos mover dentro del túnel para cumplir con los requerimientos deseados.

Para calcular la cantidad de aire que han de ser capaces de desplazar los ventiladores usaremos la siguiente fórmula:

$$\text{Caudal} = \text{Sección} * \text{Velocidad} \quad (4.5.2.1)$$

Donde:

Caudal= Caudal de aire que debemos mover dentro del túnel.

Sección= Superficie libre de paso del evaporador

Velocidad= Velocidad del aire

Datos conocidos:

Velocidad: Según diferentes instaladores de este tipo de instalaciones, una velocidad adecuada en este tipo de túneles estaría entre 4,5 y 5 m/s, nosotros en este caso usaremos 5 m/s.

Datos a calcular:

Sección: Para calcular la sección de paso libre del evaporador debemos calcular la superficie que ocupan los tubos y la superficie que ocupen las aletas.

Para realizar dicho calculo, sabemos que las características constructivas dadas por el fabricante de evaporador

de cada evaporador son las siguientes:

Nº de filas de tubos en fondo: 48

Nº de tubos de cada fila: 96

Longitud aleteada de cada tubo: 1600 mm = 1,6 m

Øext del tubo: 25,3 mm = 0,0253 m

Separación vertical entre tubos: 70 mm

Espesor aleta: 0,6 mm = 0,0006 m

Separación entre aletas: 14 mm

Por lo tanto la superficie de paso total o bruta serian:

$$S_{\text{bruta}} = 1,6 * (96 * 0,07) = 10.752 \text{ m}^2 \quad (4.5.2.2.)$$

Entonces para calcular para la superficie de paso libre o neto, se debe restar a la S_{bruta} la suma de la superficie que ocupan los tubos y la superficie de las aletas.

La superficie que ocupan los tubos será:

$$\text{Stubos} = 96 * 1,6 * 0,0253 = 3.886 \text{ m}^2 \quad (4.5.2.3.)$$

La superficie que ocupan las aletas será:

$$\text{Saletas} = (1,6 / 0,014) * 0,0006 * (96 * 0,07) = 0.468 \text{ m}^2 \quad (4.5.2.4.)$$

Por lo tanto la superficie neta será:

$$\text{Snetas} = \text{Sbruta} - (\text{Stubos} + \text{Saletas}) \quad (4.5.2.5.)$$

$$\text{Snetas} = 10.752 - (3.886 + 0.468) = 6,40 \text{ m}^2 \quad (4.5.2.5.)$$

Una vez que tenemos la sección y la velocidad (5m/s) ya podemos calcular el caudal de aire:

$$\text{Caudal} = \text{Sección} \cdot \text{Velocidad} = 31.99 \text{ m}^3/\text{s} = \mathbf{115164 \text{ m}^3/\text{h}} \quad (4.5.2.1)$$



ErP Compliant

Features

- 315 - 1000 mm diameter
- Volumes up to 72,000 m³/h (20 m³/s)
- Static pressures up to 800 Pa
- Fans tested to ISO5801 and BS848
- High energy efficiency
- Low installed noise levels
- Motor protection IP55
- Larger sizes available please enquire for more information

Electrical Supply

- 220-240V/50Hz/1 ϕ
- 380-420V/50Hz/3 ϕ

Temperature Range

- 200°C for 2 hours with 3 ph motors on one off emergency operation only
- -40°C to 50°C as standard
- 50°C to 70°C must be run at full speed only

Sizes
315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900 and 1000 mm

Product Code
63JM/20/4/6/36

Figura 4.5.2.1 Imagen ventiladores de túneles

Según el resultado del cálculo, y considerando que se instalaran dos electroventiladores por túnel

4.6. Intercambiadores de calor R744_717

Un intercambiador de calor es un dispositivo diseñado para transferir calor entre dos medios, que estén separados por una barrera o que se encuentren en contacto. Son parte esencial de los dispositivos de calefacción, refrigeración, acondicionamiento de aire, producción de energía y procesamiento químico.

Intercambiadores de
calor de placas soldadas por fusión



Capacidades: 1 – 1,000 kW

Figura 3.6.1 intercambiador de R744-R717

Disponibilidad en 5 tamaños y en diversos niveles de presión. AlfaNova es un tipo de intercambiador de calor de placas completamente novedoso, se trata del primer intercambiador de calor de placas fabricado 100% en acero inoxidable. Está basado en la innovadora y revolucionaria tecnología de Alfa Laval, AlfaFusion: el arte de unir entre sí componentes de acero inoxidable. Los intercambiadores de calor AlfaNova están especialmente indicados en aplicaciones con una elevada exigencia de limpieza, cuando por ejemplo se utiliza Amoníaco o LiBr, o en aplicaciones que no admiten contaminación por cobre o níquel. AlfaNova se fabrica para una elevada eficiencia térmica y robustez, así como para una gran resistencia ante la fatiga térmica de presión. Rango de temperaturas: de -50°C a 225°C; presiones superiores a 35 bar.

Ventajas:

Las mismas prestaciones que los intercambiadores de calor de placas soldadas con algunas adicionales:

- Su fabricación 100% en acero inoxidable garantiza su imbatible durabilidad.
- Alta resistencia a la corrosión.

4.7 Recipiente de aceite

Debido a la alta solubilidad del CO₂ en el aceite, se recomienda el sistema de acumulador despresurizado.

No obstante, ensayos realizados con sistemas de aceite de alta presión también arrojan resultados satisfactorios.

Los niveles de aceite de tipo electrónico aportan una seguridad de funcionamiento adicional en estos sistemas, al incorporar, además del nivel de trabajo, un nivel de alarma mínimo y un nivel de alarma máximo (evitando el eventual sobrellenado en aceite del compresor).

El aceite lubricante utilizado en los sistemas de CO₂ es de tipo polioléster (POE). Es un aceite miscible con el CO₂, lo que beneficia el retorno de aceite al compresor no obstante, la alta solubilidad (capacidad de mezcla con la fase gaseosa) que presenta con el CO₂ requiere algunas precauciones de uso:

- Obligatorio el uso de resistencias de cárter en los compresores.
- Temperaturas de aceite mínimas de 30°C (20°C).

EL POE es un aceite higroscópico por lo que deben observarse las mismas precauciones que con los aceite POE usados para HFC

Instalaremos un separador de aceite a cada compresor tanto en el de R744 como en los de R717. Escogemos los de la casa comercial Tecnac.

COALESCENT OIL SEPARATORS – HFC – NH₃ – CO₂
 SEPARADORES DE ACEITE COALESCENTE – HFC – NH₃ – CO₂

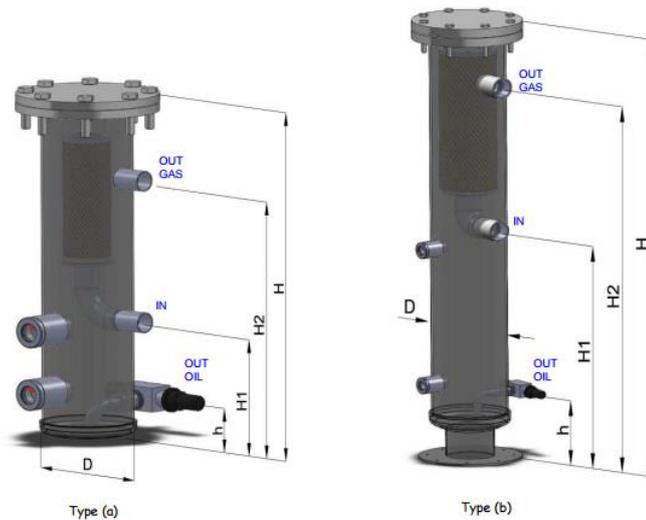


Figura4.7.1.Imagen separador de aceite

4.8. Válvulas de expansión

E^xV: Válvulas de expansión electrónica

Punto crucial de este tipo de instalación es el intercambiador de calor en cascada, normalmente de placas, que regula la condensación de la instalación de CO₂. Presentes a veces en dos para mejorar la regulación a baja carga y para aumentar el nivel de seguridad, están normalmente regulados por válvulas de expansión electrónicas stepper EXV (válvulas electrónicas PWM en estos ámbitos no garantizan rendimientos óptimos).

En estas aplicaciones, además de la regulación tradicional en base al recalentamiento en aspiración, se añade la integración con la central de baja temperatura por vía directa si el driver está integrado en el control de la central de baja o por vía de comunicación serie si el driver EVD EVO es externo.

Dada la naturaleza del refrigerante, es necesario tener monitorizado el CO₂ líquido condensado para garantizar unas buenas prestaciones.

Estas válvulas de expansión dependiendo del modelo también son compatibles con R717. Este caso sería la serie E²V

4.9. Valvulería y componentes de línea.

Existe ya hoy en el mercado una importante variedad de materiales para valvulería y componentes de línea adaptados para el funcionamiento con CO₂.

En este sentido, indicar que algunas válvulas disponibles con HFC y/o amoníaco son válidas para el uso en sistemas con presión de diseño de 40 bar. Referente a los componentes de línea:

4.9.1. Filtros

Filtro coalescente de fibra borosilicato (Material de filtración de vidrio con 5% de óxido de boro) con eficiencia del 99.996% Captura contaminantes sólido de más de 0.3mm y aerosoles de forma líquida de 0.001mm. (No deben utilizarse para limpiar la instalación de refrigeración) Cambio de filtro El cartucho coalescente debe cambiarse cuando existe una pérdida de carga superior a 0.8 bar. Es muy importante cambiar el filtro cuando este sucio para mantener un buen funcionamiento de todo el sistema frigorífico.

Es especialmente importante la función del filtro deshidratador, que debe ser de gran dimensión y de 3 A para asegurar una buena deshidratación del circuito, que si no se garantiza, puede provocar la formación de cristales de hielo y posteriormente, ácido carbónico.

COALESCENT FILTER (SPARE) HFC / CO₂ / R410A			
SARC-1	7/8"	Coalescent Filter 55 x 155	A-006107
SARC-2	1 1/8"	Coalescent Filter 55 x 253	A-006108
SARC-3	1 3/8"		
SARC-4	1 5/8"	Coalescent Filter 120 x 333	A-006109
SARC-5	2 1/8"		
SARC-6	2 5/8"	Coalescent Filter 167 x 462	A-006110
SARC-7	3 1/8"		

NH₃ COALESCENT FILTER (SPARE)			
SARC-1 -NH ₃	7/8"	Coalescent Filter 55 x 155 - NH ₃	A-006111
SARC-2 -NH ₃	1 1/8"	Coalescent Filter 55 x 253 - NH ₃	A-006112
SARC-3 -NH ₃	1 3/8"		
SARC-4 -NH ₃	1 5/8"	Coalescent Filter 120 x 333 - NH ₃	A-006113
SARC-5 -NH ₃	2 1/8"		
SARC-6 -NH ₃	2 5/8"	Coalescent Filter 167 x 462 - NH ₃	A-006114
SARC-7 -NH ₃	3 1/8"		



Figura4.9.1.1Tabla de Filtros

4.9.2. Visores

Los visores SGN se utilizan para indicar: el estado del refrigerante en la tubería de líquido de la instalación, el contenido de humedad del refrigerante y la circulación en la tubería de retorno desde el separador de aceite. Con indicador de color para indicar contenido de humedad en refrigerante.

-Temperatura ambiente: -50°C - +80°C.

-Máx. presión de trabajo: 50 bar.

Otros modelos:

Tipo	Tamaño entrada [mm]	Tamaño entrada [in]	Tamaño salida [mm]	Tamaño salida [in]
SGN 10	10 mm	3/8 in	10 mm	3/8 in
SGN 6	6 mm	1/4 in	6 mm	1/4 in
SGN 10	10 mm	3/8 in	10 mm	3/8 in
SGN 12	12 mm	1/2 in	12 mm	1/2 in
SGN 16	16 mm	5/8 in	16 mm	5/8 in
SGN 19	19 mm	3/4 in	19 mm	3/4 in

Figura4.9.2.2 Tabla de visores

4.9.3. Solenoides

Las válvulas de solenoide son válvulas de 2 vías accionadas eléctricamente. Las válvulas y las bobinas se ofrecen en forma separada a fin de aumentar la flexibilidad.

Las válvulas EVR son válvulas de solenoide servoaccionadas o de accionamiento directo para líneas de líquido, de gas caliente y aspiración.

4.10. Enfriadores de aceite

El aceite en los compresores alcanza altas temperaturas. Por lo que necesita un proceso de enfriamiento en nuestro caso será enfriado por agua de mar. Escogeremos de enfriadores de aceite de la casa comercial Alfa Laval. Será el mismo modelo que el intercambiador de R744-R717 pero con diferentes dimensiones.

4.11 Botella antigolpe

Es un elemento situado antes de compresor de baja. Su objetivo es impedir la llegada de líquido al compresor. El refrigerante que pasa al compresor se aspira de la parte alta siendo una corriente de vapor. El líquido que se deposita puede eventualmente vaporizarse con fuentes de calor externas.



Figura 4.11.1 Imagen de la botella antigolpe

4.12. Control de la instalación

4.12.1. Control para la gestión de centrales frigoríficas

El pRack pR300: control para la gestión de centrales frigoríficas.

El pRack pR300 permite gestionar tanto la central de media como la central de baja temperatura con uno o varios controles en base a la dimensión de la central. Un único instrumento capaz de gestionar la activación y la seguridad de los compresores tanto BT como MT (invertir, parcializaciones y compresores de distinta potencia), el condensador de media (EC fans, inverter, step), eventuales sistemas de subenfriamiento, la sincronización entre las dos centrales y la comunicación con los drivers para la gestión de las válvulas de expansión electrónica del intercambiador de cascada.

Los intercambiadores de placas normalmente utilizados para condensar el CO₂ pueden ser como máximo dos y la gestión de las válvulas de expansión puede ser realizada con el driver integrado en el pRack pR300 o drivers externos EVD EVO oportunamente integrados en el sistema (comunicación fieldbus RS485).

Esquema de control con pRack tarjeta única y driver único integrado

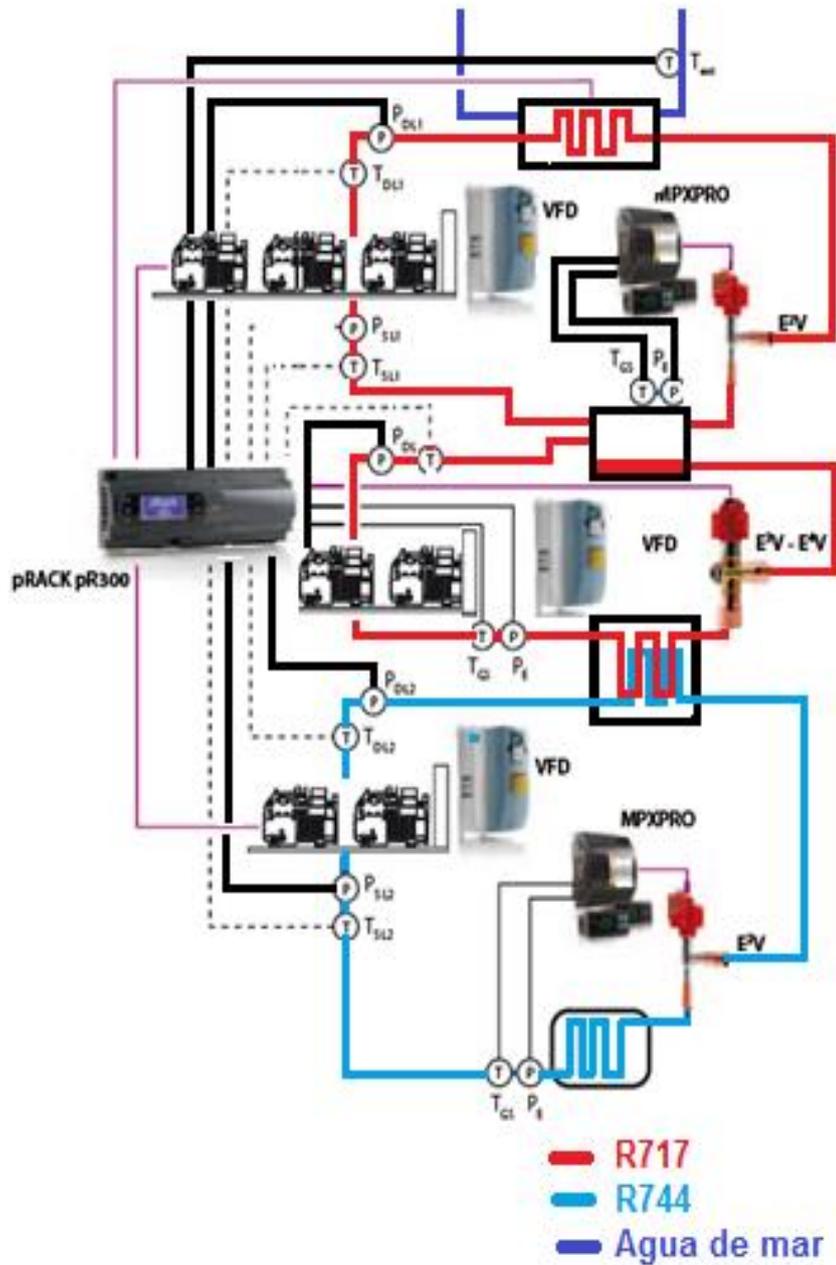


Figura4.12.1.1.Imagen de control de la instalación de R744-R717

Sigla	Descripción	Tipo de sonda
Text	Temperatura de agua de mar	NTC - HP
PD L1	Presión de descarga línea 1 (media temperatura)	4-20 mA 0-18,2 barg
TD L1	Temperatura de descarga línea 1 (media temperatura)	NTC - HF
PS L1	Presión de aspiración línea 1 (media temperatura)	4-20 mA 0-7 barg
TS L1	Temperatura de aspiración línea 1 (media temperatura)	NTC - HF
PE	Presión de evaporación intercambiador de calor	Proporcional -1-9,3 barg
TGS	Temperatura de gas recalentado intercambiador de calor	calor NTC – HF
PD L2	Presión de descarga línea 2 (baja temperatura)	4-20 mA 0-44,8 barg
TD L2	Temperatura de descarga línea 2 (baja temperatura)	NTC – HF
PS L2	Presión de aspiración línea 2 (baja temperatura)	4-20 mA 0-44,8 barg
TS L2	Temperatura de aspiración línea 2 (baja temperatura)	NTC – HF

Figura4.12.1.2.Tabla simbología del esquema Figura3.12.1.1.

4.12.2. Sistema de control válvulas de expansión

MPXPRO & E2V: control para mostradores frigoríficos canalizados y válvulas de expansión electrónica stepper. Dada la velocidad del CO₂ como refrigerante, la regulación de los evaporadores es esencial para un buen funcionamiento de la instalación. Con este fin, el uso de válvulas de expansión electrónica stepper CAREL E2V es importante para garantizar una buena estabilidad de la instalación. Dotado de tecnología ultracap el sistema MPXPRO + E2V es capaz

de garantizar el cierre perfecto de la instalación sin el uso de solenoides adicionales.



Figura.4.12.2.1.Imagen Si control válvulas de expansión y válvula expansión

4.12.3. Regulación fina de la presión

VFD: invertir

Disponibles tanto para compresores como para ventiladores, la gama de inverter CAREL VFD cubre todas las aplicaciones incluso las de CO2 y en colaboración con la gama pRack permite una regulación fina de la presión de evaporación.



Figura 3.12.3.Imagen de VDF inverter

4.12.4. Sistema de supervisión

PVPRO: sistema de supervisión

Punto de acceso único dentro de la instalación, se propone tanto como instrumento de ajuste fijo de la instalación, de monitorización continua e histórica de los datos, comunicación hacia el exterior y gestión de las alarmas.

Accesible tanto remotamente como en local, prevé varias funciones que optimizan el funcionamiento de la instalación y aumentan su seguridad:

- Floating suction pressure: para optimizar el punto de consigna de aspiración de la central frigorífica en función de las demandas reales de la instalación:
- Dew point broadcast: para modular las resistencias antiempañantes de los mostradores por medio de la lectura del punto de rocío del punto de venta
- Parameters Control: para tener monitorizados, incluso offline, los parámetros vitales de funcionamiento del sistema previniendo modificaciones accidentales
- Energy: para monitorizar el consumo energético de la instalación, crear informes planificados que muestran claramente las prestaciones de la instalación
- KPI (Key performances indicator): para tener una reasunción rápida y eficaz del estado de funcionamiento de los distintos equipos y establecer claramente donde es necesario intervenir
- Recovery procedure: en colaboración con la central frigorífica, para interactuar directamente con todos los controladores de los equipos, en caso de mal funcionamiento de la central y planificar oportunamente el re arranque para facilitar la reactivación del sistema.

4.12.5. Sondas y transductores

Amplia gama de sondas de temperatura y transductores de presión de varios tipos capaz de cubrir completamente todas las aplicaciones con refrigerantes naturales

- Sondas de presión de 4-20 mA: aconsejadas para centrales frigoríficas
- Sondas de presión proporcionales: aconsejadas para mostradores y cámaras
- Sondas de temperatura NTC y pT1000



Sondas y transductores

Figura4.12.5.1.Imagen.de sondas y transductores

4.13. Sistemas de seguridad

4.13.1 Recipiente de expansión

Se coloca en la línea de aspiración del compresor. A la entrada del depósito una válvula motorizada se encarga de detectar que la instalación ha parado, y que la presión sube y abrirá progresivamente el paso del refrigerante para su expansión.

En la arrancada de la instalación todo el refrigerante contenido en el depósito será devuelto así que éste se encontrará vacío mientras la instalación funcione.

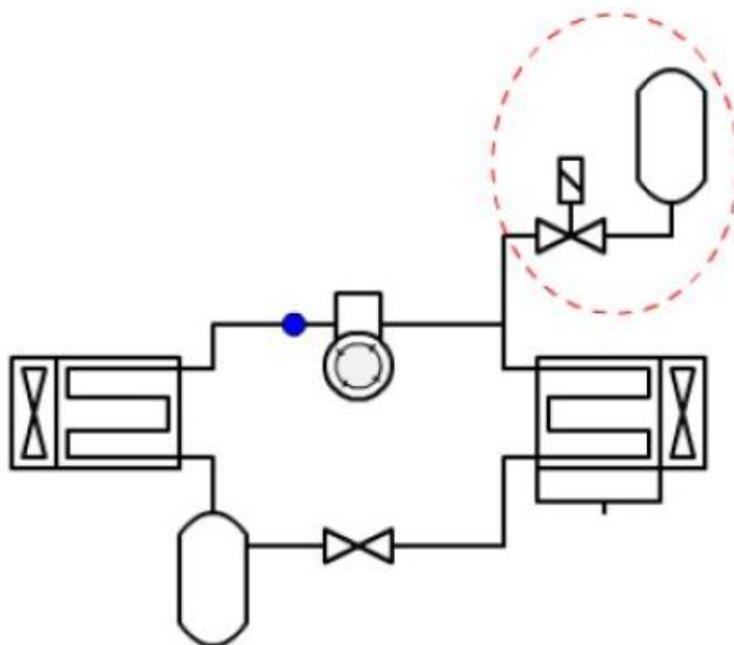


Figura4.12.1.1.Esquema de depósito expansión

4.13.2. Refrigeración exterior del R744

Es otra solución para el aumento de presión en transcriticas instalaciones grandes industriales. Cuando la instalación para arranca una pequeña instalación frigorífica con refrigerante convencional que se encarga de mantener frío el R744 en todo momento impidiendo que aumente su presión hasta alcanzar la temperatura ambiente.

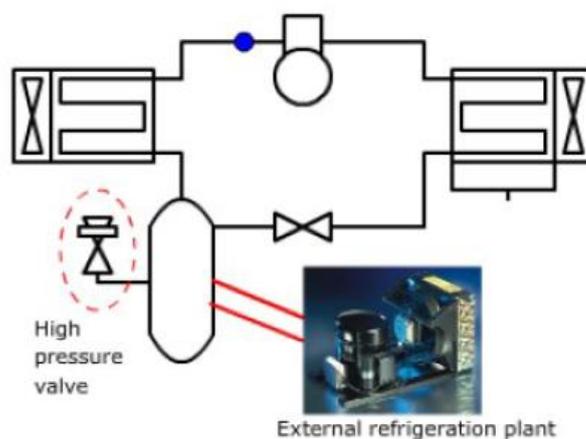


Figura 4.13.2.1 Esquema refrigeración exterior del R744

4.13.3. Sensores de fuga de gas

Disponibles para cada tipo de refrigerante, en particular el sensor de fuga para CO₂ es muy importante para instalaciones tanto en sala de máquinas como en las salas de exposición. Conectables directamente a los controles electrónicos por medio de señales analógicas, o directamente al sistema de supervisión via Modbus RTU permiten monitorizar constantemente el nivel de CO₂ presente en el ambiente y detectar rápidamente eventuales fugas de gas peligrosas para las personas.

El CO₂, de hecho, es un gas asfixiante más pesado que el aire, en caso de fuga, tiende a acumularse en el suelo, la instalación de los sensores es por lo tanto aconsejada a una altura de 30-40 cm del suelo y cerca de las maquinas utilizadoras.

4.14. Tuberías para sistemas de CO₂.

El CO₂ como gas inerte que es, resulta compatible con la totalidad de los metales, por lo que las tuberías para los sistemas de CO₂ pueden utilizarse de:

- Cobre
- Acero negro
- Acero Inoxidable

En lo que se refiere a las tuberías de cobre de uso frigorífico, a continuación indicamos las presiones de trabajo nominales de las mismas en función de su diámetro nominal exterior y su espesor nominal:

Diámetro exterior nominal (mm)	Espesor nominal en mm			
	075	1	1.2	1.5
	Presión de trabajo kg/cm ²			
6	147	220		
8	102	146		
10	78	110		
12	63	88		
15	49	68		
18	40	55		
22		44	53	69
28		33	41	53
35		27	32	41
42		22	27	34
54		20	20	26

Figura 4.14.1 Tabla de diámetros nominales y presiones

Nota: los valores de presión de trabajo de la tabla no deben ser confundidos con las presiones máximas admitidas por las tuberías de cobre, los cuales se sitúan muy por encima de los valores tabulados.

Según los valores indicados en la tabla, las tuberías estándares en cobre pueden ser utilizadas hasta un diámetro de 22 mm (7/8") en instalaciones con presiones de diseño de 40 bar en el lado de alta presión.

La presencia de agua en el sistema puede provocar la formación de ácido carbónico que ataca el acero. La acción del ácido carbónico sobre el cobre es muy lenta y puede considerarse despreciable. El acero inoxidable por el contrario no se ve atacado por éste.



Universidade da Coruña



“INSTALACIÓN DE REFRIGERACION CON CO₂”

ESQUEMAS



Universidade da Coruña

ESCOLA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA E MÁQUINAS

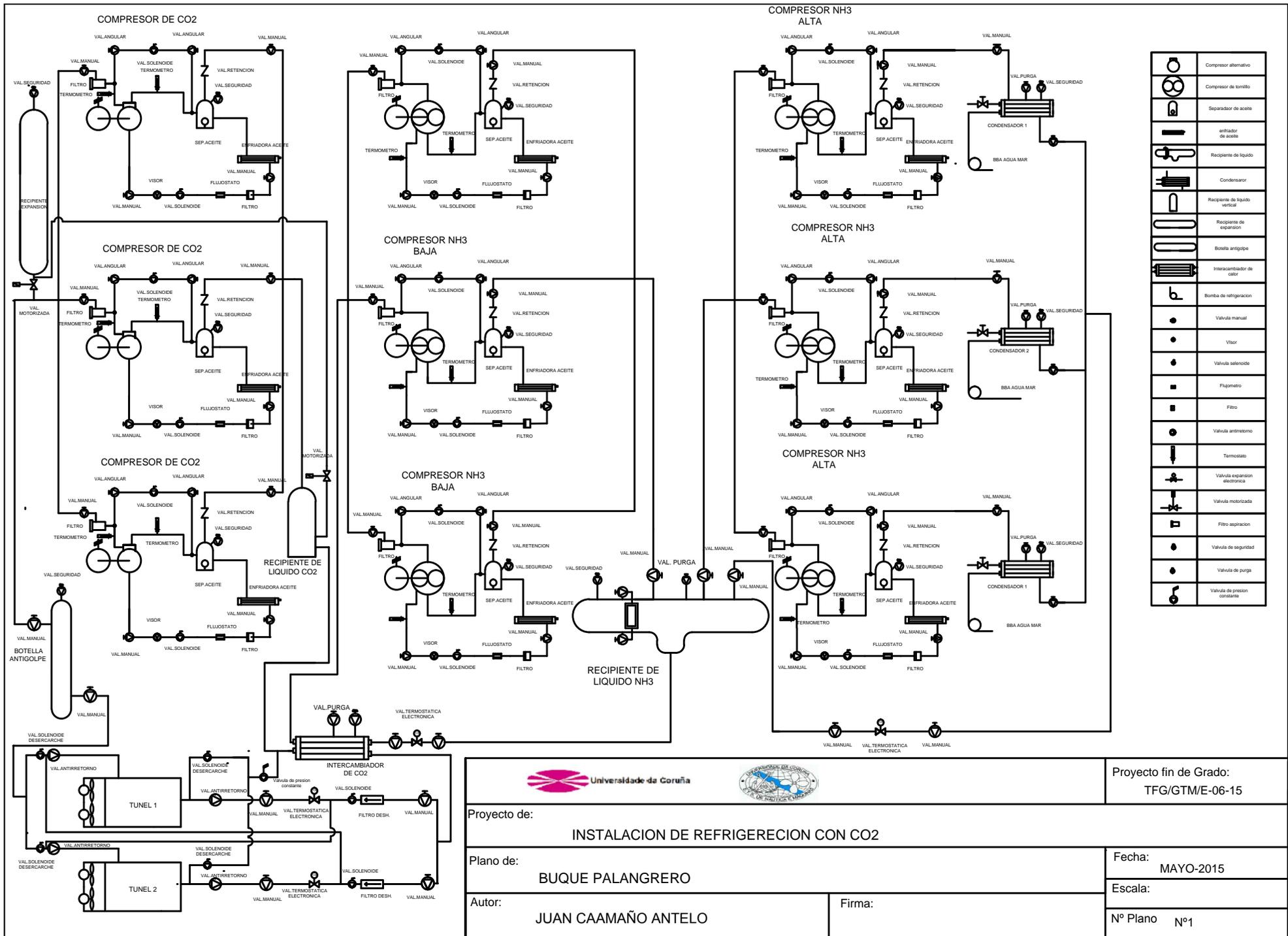
FECHA: **JULIO 2015**

AUTOR: **Juan Caamaño Antelo**

Fdo.:

INDICE ESQUEMAS

ESQUEMA DE LOS TÚNELE DE REFRIGERACION.....	127
ESQUEMA DEL BUQUE PALANGRERO.....	128



Proyecto fin de Grado:
TFG/GTM/E-06-15

Proyecto de:
INSTALACION DE REFRIGERACION CON CO2

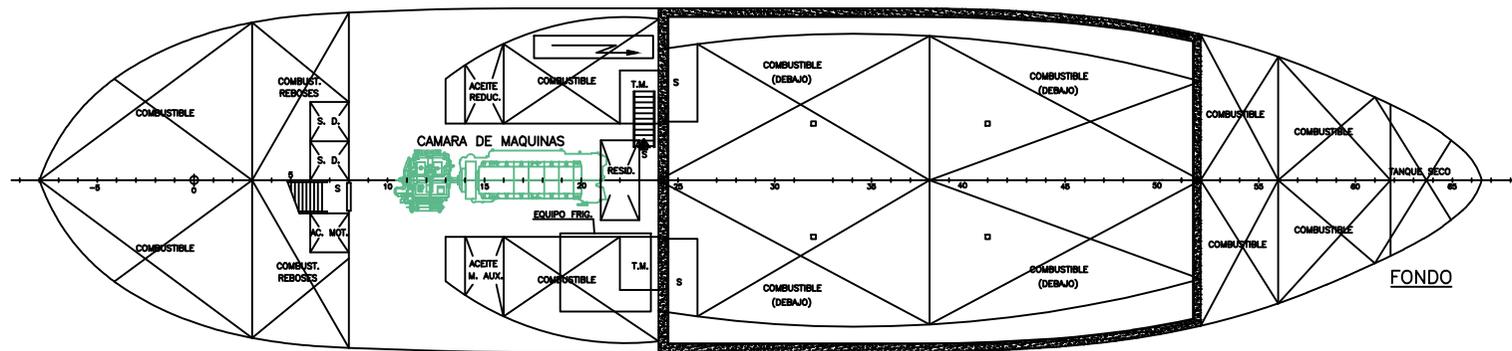
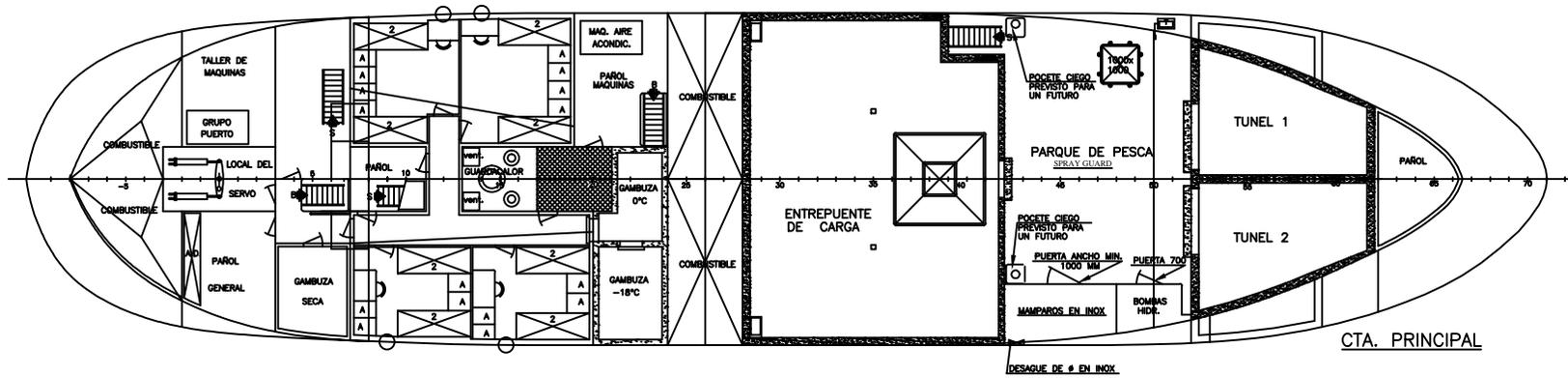
Plano de:
BUQUE PALANGRERO

Fecha:
MAYO-2015

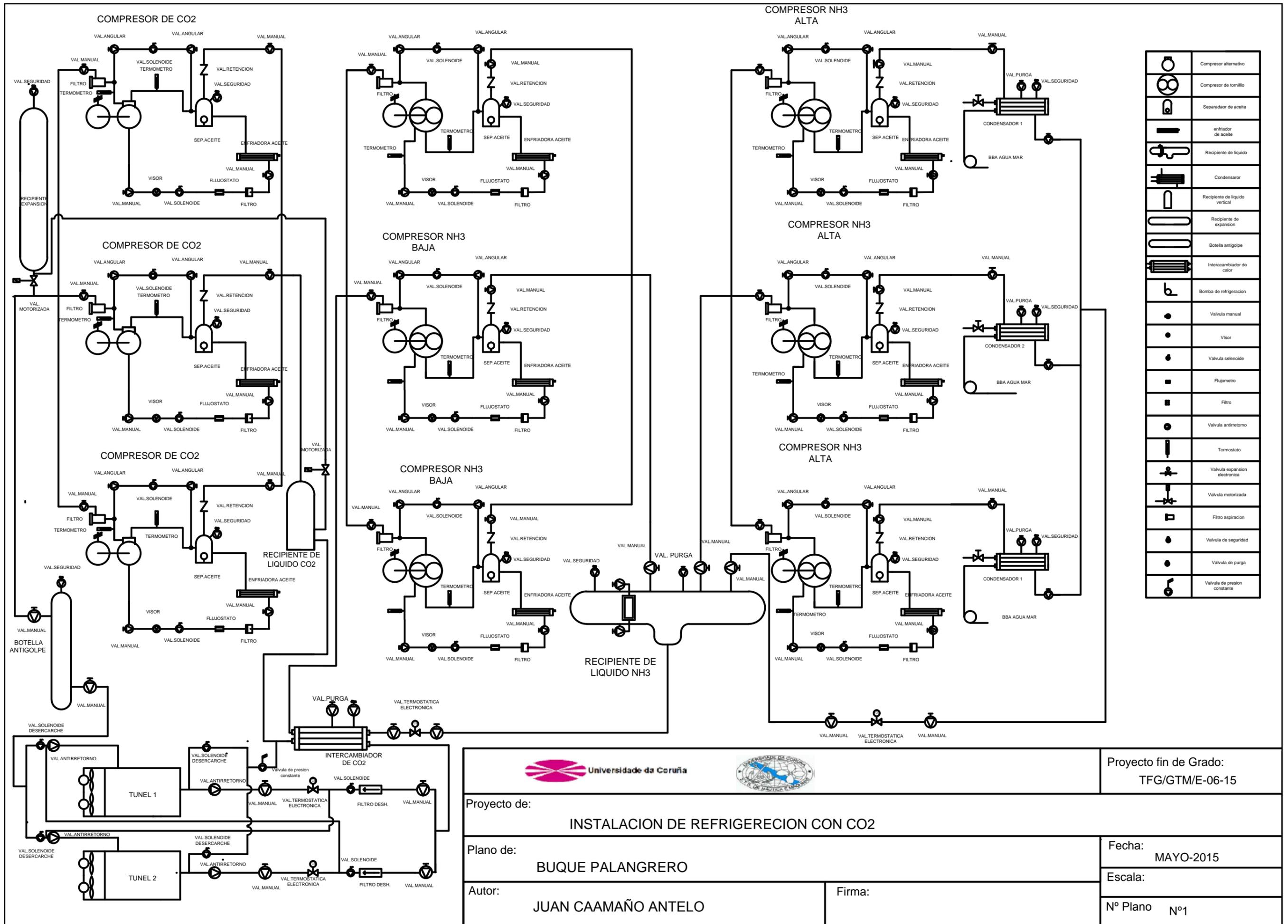
Autor:
JUAN CAAMAÑO ANTELO

Firma:

Escala:
Nº Plano Nº1



 Universidade da Coruña 		Proyecto fin de Grado: TFG/GTM/E-06-15
Proyecto de: <p style="text-align: center;">INSTALACION DE REFRIGERACION CON CO2</p>		
Plano de: <p style="text-align: center;">BUQUE PALANGRERO</p>		Fecha: MAYO-2015
Autor: <p style="text-align: center;">JUAN CAAMAÑO ANTELO</p>		Escala: N° Plano
Firma:		



	Compresor alternativo
	Compresor de tornillo
	Separador de aceite
	enfriador de aceite
	Recipiente de liquido
	Condensador
	Recipiente de liquido vertical
	Recipiente de expansion
	Botella antigolpe
	Intercambiador de calor
	Bomba de refrigeracion
	Valvula manual
	Visor
	Valvula solenoide
	Flujometro
	Filtro
	Valvula antirretorno
	Termostato
	Valvula expansion electronica
	Valvula motorizada
	Filtro aspiracion
	Valvula de seguridad
	Valvula de purga
	Valvula de presion constante



Proyecto fin de Grado:
TFG/GTM/E-06-15

Proyecto de:
INSTALACION DE REFRIGERACION CON CO2

Plano de:
BUQUE PALANGRERO

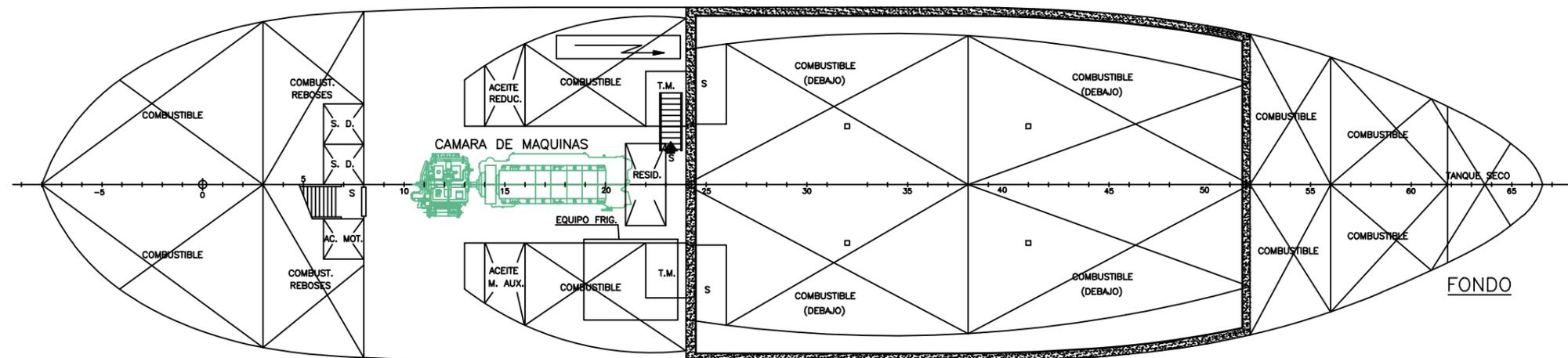
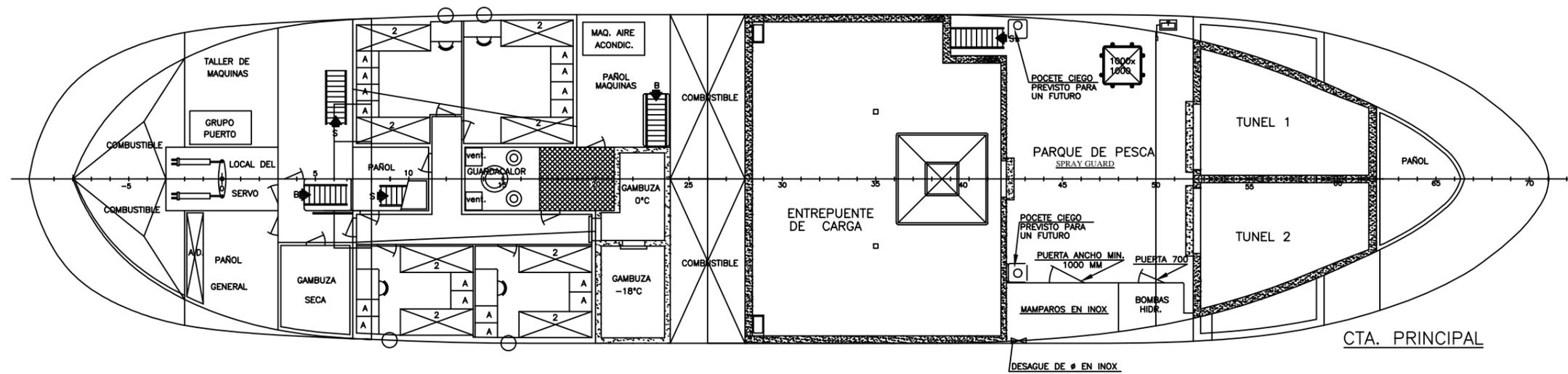
Autor:
JUAN CAAMAÑO ANTELO

Firma:

Fecha:
MAYO-2015

Escala:

Nº Plano Nº1



 		Proyecto fin de Grado: TFG/GTM/E-06-15
Proyecto de: INSTALACION DE REFRIGERACION CON CO2		
Plano de: BUQUE PALANGRERO		Fecha: MAYO-2015
Autor: JUAN CAAMAÑO ANTELO	Firma:	Escala: N° Plano