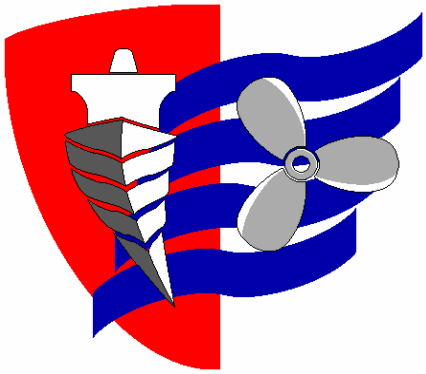
ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA



Proyecto Fin de Carrera

RENOVACIÓN DE LA INSTALACIÓN FRIGORÍFICA DE LA GAMBUZA EN UN REMOLCADOR DE ALTURA

Updating of the provisions room refrigerated installation in an oceangoing tug

Para acceder al Titulo de

INGENIERO TÉCNICO NAVAL
ESPECIALIDAD EN PROPULSIÓN
Y SERVICIOS DEL BUQUE

Autor: Jorge Soler Osteicoechea
Octubre - 2015

TÍTULO (Bilingüe)	**Renovación de la instalación frigorífica de la gambuza en un remolcador de altura / Updating of the provisions room refrigerated installation in an oceangoing tug**		
AUTOR	Jorge Soler Osteicoechea		
DIRECTOR / PONENTE	Carlos Renedo Estébanez		
TITULACIÓN	*ITN. Especialidad en Propulsión y Servicios del Buque*	**FECHA**	02/10/2015

PLABRAS CLAVE

Remolcador de altura: Remolcador de gran potencia y autonomía, capaz de realizar remolques oceánicos y asistir a buques en peligro en alta mar.
Gambuza: Zona del buque destinada al almacenamiento de víveres.
Diagrama psicométrico: Representación gráfica de varias propiedades termodinámicas del aire húmedo a una presión atmosférica determinada.
Autonomía de un buque: Tiempo que puede navegar un buque sin abastecerse de combustible, agua, víveres,...
Instalación frigorífica: Elementos destinados a funcionar en conjunto con el fin de generar unas condiciones ambientales especificas en un espacio determinado.
Legislación aplicable a una instalación frigorífica: Conjunto de leyes que regulan el diseño, construcción, mantenimiento y funcionamiento de una instalación frigorífica.
Ciclo frigorífico por compresión: Representación termodinámica de los procesos que se dan en una instalación frigorífica por compresión.
Potencia frigorífica: Calor total a extraer en un espacio determinado por la instalación frigorífica.
Coeficiente de operación: Rendimiento de una instalación frigorífica que relaciona el calor extraído con el trabajo aportado.
Condiciones de funcionamiento: Temperaturas y presiones de evaporación y condensación del fluido refrigerante establecidas en función de las temperaturas del foco frío, espacio a refrigerar, y del foco caliente, fluido refrigerador en el condensador en un ciclo por compresión.
Refrigerante: Fluido que circula por el interior de la instalación frigorífica y que por medio de sus cambios de fase transporta el calor del foco frío al foco caliente.
Compresor: Máquina volumétrica que absorbe energía para comprimir, mediante cambios del volumen de una cámara, el fluido refrigerante en fase gas, provocando que circule por la instalación.
Condensador: Intercambiador de calor encargado de condensar el fluido refrigerante en fase gas a alta presión proveniente del compresor. La instalación cede calor al foco caliente.
Evaporador: Intercambiador de calor donde se evapora el fluido refrigerante a baja presión. La instalación absorbe calor del foco frío.
Válvula de expansión: Es la encargada de regular el caudal y expansionar el fluido refrigerante, provocando así su cambio de fase en el evaporador.
Instalación eléctrica: Elementos que en conjunto se encargan de controlar el funcionamiento de la instalación frigorífica.

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

La naviera propone mejorar la fiabilidad, el rendimiento y cambiar el refrigerante R22 por uno que cumpla la normativa vigente, de la instalación frigorífica de gambuza en un remolcador de altura.

DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO

La finalidad del proyecto es renovar una instalación frigorífica de gambuza de un remolcador de altura.
La gambuza dispone de una antecámara y dos cámaras frigoríficas, una de congelados y otra de vegetales.
Dado que la configuración de estiba actual no cumple la normativa sobre el almacenamiento de alimentos ASHRAE, se propone una configuración nueva, y se comprueba que la cantidad de

alimentos estibados es suficiente para alimentar a la tripulación el tiempo necesario correspondiente a la autonomía del buque, en lo que a combustible de los motores principales se refiere.
Como el refrigerante actual (R22) no cumple la legislación vigente, se ha realizado una reconversión según tablas de Danfoss seleccionando el R404A.
El R404A tiene un CAP muy alto y no cumple la nueva normativa europea sobre el calentamiento de la capa de ozono. Sin embargo, hoy en día tiene una alta disponibilidad a nivel mundial.
Si debido a la normativa es preciso cambiar el refrigerante por uno de menor CAP se aconseja utilizar el R449A, no se ha seleccionado este directamente debido a que de momento no tiene una disponibilidad tan alta como el R404A.
Según las tablas de reconversión del R22 Danfoss debemos realizar un cambio "heavy retrofit", que recomienda cambiar el compresor de la instalación.
Conocidas las especificaciones ambientales en cada cámara, se calcula la potencia frigorífica y se establecen las condiciones de funcionamiento de la instalación.
Se representan los ciclos termodinámicos ideal y real de cada cámara frigorífica por separado y el combinado de ambas trabajando a la vez con un solo compresor. Como trabajan a diferentes presiones de evaporación, es preciso instalar una válvula reguladora de presión a la salida del evaporador de alta presión (vegetales).
Mediante cálculos estimados y el software Duprex 4.0 se selecciona el diámetro de las tuberías de la instalación, así como su pérdida de carga.
Conocidas las propiedades del ciclo real combinado y calculado el balance energético, se procede a la selección de los elementos de la instalación.
Debido al alto número de averías y fugas en la instalación actual se decide renovar toda la instalación excepto el aislamiento de las cámaras frigoríficas.
El cambio más relevante que se realiza es el cambio de los evaporadores de convección natural por otros de convección forzada.
Dado que se cambia el tipo de evaporador, se va a realizar un cambio "heavy retrofit" y que no hay suficiente información sobre los compresores actuales, se decide cambiar los compresores y los condensadores con el fin de diseñar una instalación equilibrada.
Con ayuda de catálogos de diferentes fabricantes y el software Coolselector de Danfoss se seleccionan los elementos de la instalación.
Se diseñan, conforme a la norma correspondiente, los planos eléctricos que controlarán el funcionamiento de la instalación y se describe la lógica de funcionamiento de la misma.
Mediante el pliego de condiciones se plasman las condiciones generales del trabajo, la descripción del mismo, los planos que lo definen, la localización y su emplazamiento, y las relaciones entre el propietario, promotor del proyecto y los contratistas.
Finalmente, en el presupuesto se describe el coste total de la ejecución del proyecto.

CONCLUSIONES / PRESUPUESTO

El importe total de la ejecución del proyecto y la renovación de la instalación de refrigeración de la gambuza del buque "Serantes" es de es de **cuarenta y tres mil ciento ocho euros (43.108 euros).**

BIBLIOGRAFÍA

De la Oliva Carmona, J. F. (2009). "*Guía practica para la selección de los elementos de una instalación frigorífica*". Sevilla: Sector de Enseñanza de CSIF en Sevilla.

J. Dossat, R. (1999). "*Principios de refrigeración*". Méjico: Cecsa.

J. Rapin, P. (1999). "*Instalaciones frigoríficas tomos I y II*". Barcelona: Marcombo Boixareu.

Código Técnico de la Edificación 2006.

The American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. Handbook 2002.

Danfoss http://www.danfoss.com/spain/ (Consulta: Mayo - Septiembre 2014).

ÍNDICE

DOCUMENTO I: MEMORIA **Página**

1.1.- Objeto del proyecto ……... 1

1.2.- Justificación del proyecto ……. 1

1.3.- Descripción del buque …….. 2

1.4.- Instalación frigorífica actual ……. 12

1.4.1.- Descripción de la instalación ……. 12

1.4.2.- Ciclo de refrigeración por compresión de vapor simple ……. 17

1.5.- Características de la mercancía ……. 24

1.5.1.- Conservación de alimentos ……... 24

1.5.2.- Especificaciones de la conservación de la mercancía ……. 26

1.5.3.- Estiba de la mercancía …….. 26

1.5.4.- Autonomía del buque ……. 32

1.6.- Legislación aplicable ……. 37

1.7.- Análisis de la instalación …….. 42

1.7.1.- Potencia frigorífica …….. 43

1.7.1.1.- Refrigeración, congelación y subenfriamiento …….. 44

1.7.1.2.- Calor de respiración …….. 50

1.7.1.3.- Transferencia de calor a través de mamparos y cubiertas …….. 51

1.7.1.4.- Aire de renovación ……. 57

1.7.1.5.- Calor personal cámara ……. 62

1.7.1.6.- Calor equipos eléctricos …….. 63

1.7.1.7.- Carga térmica por desescarche y factor de seguridad ……... 69

1.7.1.8.- Potencia frigorífica de las cámaras ……. 70

1.7.2.- Fluido refrigerante ……. 71

1.7.3.- Condiciones de funcionamiento de la instalación ……. 76

Página

1.7.3.1.- Temperatura y presión de condensación …….. 77

1.7.3.2.- Temperatura y presión de evaporación …… 78

1.7.3.3.- Relación de compresión ……... 81

1.7.4.- Principales componentes de la instalación …… 82

1.7.4.1.- Compresor …….. 82

1.7.4.2.- Evaporador …… 85

1.7.4.3.- Sistema de expansión …….. 89

1.7.4.4.- Condensador …… 91

1.8.- Selección de los elementos de la instalación …….. 92

1.8.1.- Selección del fluido refrigerante ……... 92

1.8.2.- Selección condiciones de funcionamiento …… 100

1.8.3.- Cálculo estimado de tuberías …….. 103

1.8.3.1.- Línea de aspiración …….. 108

1.8.3.2.- Línea de descarga ……. 110

1.8.3.3.- Línea de líquido …… 112

1.8.4.- Ciclo frigorífico de la instalación …….. 114

1.8.4.1.- Ciclo cámara de congelados …….. 115

1.8.4.2.- Ciclo cámara de vegetales …….. 129

1.8.4.3.- Comentarios …….. 138

1.8.4.4.- Ciclo real combinado cámaras de congelados y vegetales ……. 140

1.8.5.- Selección del compresor y aceite …….. 152

1.8.6.- Selección del condensador …….. 159

1.8.7.- Selección del evaporador …… 164

1.8.7.1.- Selección del evaporador cámara de congelados ….. 168

1.8.7.2.- Selección del evaporador cámara de vegetales ……. 171

1.8.7.3.- Selección regulador de presión de evaporación ……. 174

1.8.8.- Selección válvula de expansión termostática ……. 176

1.8.8.1.- Selección válvula de expansión termostática cámara de congelados …….. 177

1.8.8.2.- Selección válvula de expansión termostática cámara

Página

de vegetales ……. 179
1.8.9.- Selección de tuberías y accesorios ……. 181
1.8.9.1.- Selección de tuberías ……... 181
1.8.9.2.- Selección del filtro deshidratador ……. 181
1.8.9.3.- Separador de aceite …… 183
1.8.9.4.- Visor de líquido …… 184
1.8.9.5.- Válvulas …….. 185
1.8.9.6.- Separador de líquido ……. 188
1.8.9.7.- Equipos de regulación y control …….. 189
1.9.- Esquema y distribución eléctrica ……. 192
1.9.1.- Legislación aplicable a la distribución eléctrica …… 192
1.9.2.- Elementos de protección …….. 196
1.9.3.- Sección cables eléctricos …… 201
1.9.4.- Planos eléctricos ……. 201

Bibliografía …….. 207

DOCUMENTO II: PLANOS

2.- Índice de planos ……. 1

Plano I: Disposición General del Buque Serantes.

Plano II: Disposición de la Instalación Frigorífica de Gambuza en el Buque Serantes.

Plano III: Isométrico Disposición Tuberías de la Instalación Frigorífica de Gambuza.

- Hoja 1: Cámaras frigoríficas.
- Hoja 2: Antecámara.
- Hoja 3: Cubierta principal.
- Hoja 4: Sala de Máquinas.

Página

Plano IV: Esquema Eléctrico de la Instalación Frigorífica de Gambuza.

- Hoja 1: Leyenda.
- Hoja 2: Circuito de fuerza.
- Hoja 3: Circuito de mando I.
- Hoja 4: Circuito de mando II.

DOCUMENTO III: PLIEGO DE CONDICIONES

3.- Pliego de condiciones …….. 1
3.1.- Pliego de condiciones generales ……. 2
3.2.- Pliego de especificaciones ……. 3
3.2.1.- Montaje de la instalación ……. 3
3.2.2.- Puesta en marcha de la instalación ……. 12
3.3.- Pliego de condiciones administrativas ……. 19
3.3.1.- Medición y valoración de la obra ……. 19
3.3.2.- Requisitos de contratas y operarios de montaje …….. 19
3.3.3.- Abono de la obra ……. 19
3.3.4.- Precios ……. 20
3.3.5.- Penalizaciones por retrasos ……. 20
3.3.6.- Medidas de seguridad …….. 21

DOCUMENTO IV: PRESUPUESTO

4.- Presupuesto ……... 1
4.1.- Partida de material …….. 1
4.2.- Partida de personal y seguridad en el trabajo ……. 5
4.3.- Presupuesto general …….. 7

DOCUMENTO I

MEMORIA

1.1.- Objeto del proyecto

El objeto del proyecto es renovar la instalación frigorífica de la gambuza del buque “Serantes” para mejorar su fiabilidad, rendimiento y capacidad de estiba, características necesarias para que el buque pueda realizar largas travesías.

1.2.- Justificación del proyecto

Aunque el rendimiento, la capacidad frigorífica y la fiabilidad de la instalación frigorífica de la gambuza del buque “Serantes” han disminuido a lo largo de los años, son suficientes para dar el servicio requerido actualmente.

Esto es debido a que el buque pasa la mayor parte del tiempo en puerto, por lo que se pueden almacenar menor cantidad de alimentos para compensar el decremento del rendimiento y capacidad frigorífica, y en caso de necesidad, se puede tener asistencia técnica inmediata y así compensar la disminución de fiabilidad de la instalación.

El armador del buque tiene pensado en un futuro fletar el remolcador para realizar remolques privados. Estos viajes pueden durar varios días con diversas climatologías, por lo que se requiere una alta fiabilidad ya que la instalación tendrá que trabajar en condiciones adversas. También es conveniente poder aprovechar al máximo la capacidad frigorífica y el rendimiento disponible para poder almacenar la máxima cantidad de alimentos, de manera que no afecte a la autonomía del buque.

Por otro lado, la instalación usa como fluido refrigerante R-22, cuya producción y consumo está regulado según el Protocolo de Monreal, en vigor desde el 1 de enero de 1989, con el fin de proteger la capa de ozono.

Dicho esto, a continuación se van a argumentar las bases para renovar la instalación frigorífica, realizando las modificaciones necesarias en la instalación original al usar otra clase de refrigerante, cambiar el tipo de evaporador usado en las cámaras frigoríficas y modificar la distribución de las provisiones.

1.3.- Descripción del buque

El buque “Serantes” es un remolcador construido en el año 1977 que hoy en día se encuentra fletado por Salvamento Marítimo.

Las principales características del buque son:

- Eslora entre perpendiculares 54 m.
- Manga 11 m.
- Calado 4 m.
- Arqueo bruto 980 tns.
- Potencia 8.000 C.V.
- Velocidad 16 nudos.
- Tiro 107 Tns.m.
- Número de tripulantes: 12.

Remolcador Serantes

Por su tamaño y potencia se clasifica dentro de los remolcadores de altura y salvamento. Las principales características de este tipo de remolcadores son:

- Eslora de 40 a 80 m.
- Potencia de 4.000 a 20.000 C.V.
- Velocidad de 15 a 16 nudos.

- Tracción de tiro a punto fijo de 55 a 180 toneladas.

Se trata de un buque monocasco de proa tipo trawler y popa curva con la cubierta totalmente despejada. El casco tiene forma hidrodinámica con el fin de que las corrientes de aspiración lleguen a las hélices sin turbulencias. Para mejorar la estabilidad del mismo tiene mucha manga y la altura del punto de tiro es baja.

La propulsión es convencional, es decir, se encuentra a popa, y esta formada por dos hélices de paso fijo accionadas por dos motores diesel. También consta de una hélice transversal hidráulica a proa y dos timones, que junto a las dos hélices, generan una alta maniobrabilidad. Además, para mejorar la maniobrabilidad, el chigre de remolque se sitúa a popa de la mitad de la eslora en la cubierta principal.

En el plano I del Documento II se representa la disposición general del buque. Tal y como se observa, consta de cuatro cubiertas:

- La cubierta de Sala Máquinas, donde se encuentran los motores principales, los motores auxiliares, la instalación frigorífica de la gambuza, gambuza, el servomotor, la hélice de proa,…
- La cubierta principal, en ella se encuentran equipos de amarre, pañoles, cocina, camarotes de subalternos, comedores,…
- La primera cubierta, donde se encuentran los camarotes de los oficiales, servicios, botes de rescate rápidos, grúa,...
- La cubierta de puente, donde se encuentran los dos puentes de gobierno, los monitores contraincendios, …

Actualmente el remolcador debe prestar los siguientes servicios:

- Salvamento.
- Lucha contraincendios.
- Antipolución.
- Remolques oceánicos.

Habilitación

La tripulación del buque está formada por:

- Capitán.
- Jefe de Máquinas.
- Primer Oficial de Puente.
- Segundo Oficial de Puente.
- Primer Oficial de Máquinas.
- Segundo Oficial de Máquinas.
- Contramaestre.
- Dos marineros.
- Dos engrasadores.
- Cocinero.

Es un total de 12 tripulantes, para los que el remolcador dispone de:

- Trece camarotes.
- Un camarote hospital.
- Servicios, duchas y lavandería.
- Dos comedores.
- Una cocina.
- Pañoles para almacenamiento.
- Una gambuza para estibar los alimentos.

Sala de Maquinas

La cámara de máquinas, principalmente, está compuesta por:

- Dos motores principales Wartsila 8R32D diésel de ocho cilindros en línea de 3000 C.V. y una velocidad nominal de 750 rpm, cada motor tiene un reductor inversor que transmite la potencia al eje de cola.

  Tienen un sistema de servicios auxiliares compuesto por:

  - Depuradoras.

- Módulo de combustible con posibilidad de suministrar fuel oil a los motores.
- Sistema de refrigeración.
- Sistema de lubricación.
- Sistema de aire comprimido.

Motor principal de estribor

– Dos motores generadores de electricidad de 380 V y 60 Hz, el de estribor es sobrealimentado capaz de generar 460 kVA, y el de babor es de aspiración natural y genera 320 kVA.

Motor generador de electricidad de babor

- Una hélice hidráulica transversal a proa de cuatro palas de bronce tipo Kaplan de paso fijo de 194 kW.
- Una instalación de aire acondicionado para la habilitación.
- Una instalación frigorífica de las cámaras de la gambuza.
- Una planta de tratamiento de aguas fecales mediante un sistema de tanques de aireación, decantación y desinfección.
- Una caldera de vapor diesel de baja presión.
- Un separador de sentinas de placas marca Facet.
- Un sistema de aporte de agua sanitaria formado por dos hidróforos, uno de agua salada y otro de agua dulce.

Hidróforos de agua dulce y salada (a la izquierda), y separador de sentinas (a la derecha)

- Un sistema de trasiegos de combustible, aceite, agua, lodos,…, compuesto por bombas, colectores con válvulas y tuberías.
- Dos servomotores que accionan los dos timones de gobierno del buque.
- Un taller con diversa herramienta para realizar reparaciones a bordo.

Sistema de propulsión y de gobierno

En operaciones de transporte (buques, plataformas,…) la potencia del remolcador debe ser capaz de arrastrar un remolque de un determinado

desplazamiento a una cierta velocidad y le permita gobernar en las peores condiciones meteorológicas determinadas durante el transporte. La potencia dependerá:

- Rendimiento del propulsor.
- Rendimiento de la línea de ejes.
- Rendimiento de la hélice.
- Rendimiento del casco del remolcador y del remolcado.

La potencia requerida para el barco es la suma de la potencia necesaria para mover el remolque y el propio remolcador. Aproximadamente la potencia que necesita el remolcador para alcanzar la velocidad es un 9 ó 10% de la potencia total para realizar el remolque. Conocida la potencia necesaria para mover el remolque se puede calcular aproximadamente la potencia que necesita el remolcador para efectuar un determinado remolque.

Cuando se habla de la potencia del remolcador se debe tener en cuenta la tracción a punto fijo, es la cantidad de fuerza horizontal que puede desarrollar el remolcador en dirección avante suponiendo una velocidad nula de desplazamiento, coincide con la tracción que el remolcador produce en una amarra que le fijase a un bolardo fijo de un muelle. Conocido este valor, se puede determinar la tracción o empuje avante. Hay que tener en cuenta que el empuje no es igual en las direcciones que no son avante, de hecho se reduce bastante.

La propulsión consta de dos hélices gemelas de cuatro palas de paso fijo instaladas a popa, accionadas por dos ejes de cola horizontales, y cada una de ellas dentro de una tobera. Mediante la tobera se aumenta la capacidad de remolque al aumentar la velocidad del agua que se acerca a la hélice y al eliminar la formación de remolinos.

El sistema de gobierno está formado por dos timones compensados instalados a popa de cada una de las hélices y una hélice transversal a proa, lo que genera una alta maniobrabilidad. Hay un segundo puente de mando

con vistas hacia popa para realizar las maniobras de remolque de manera más efectiva.

Hélices, toberas y timones

Equipos de remolque

El barco va equipado con los elementos necesarios para realizar un remolque, los cuales tienen que tener la resistencia necesaria para efectuarlo con seguridad.

El buque dispone de unos elementos tubulares a popa sobre los que se desliza el cabo de remolque, el cual puede moverse libremente por la cubierta, orientándose de acuerdo con la posición relativa entre el remolque y el remolcador

Los elementos de remolque son:

- El chigre de remolque: es una máquina hidráulica con dos tambores donde se enrolla el cable de remolque, es del tipo no automático, lo que requiere regular mediante un accionamiento manual desvirando cuando entra en excesiva fuerza y virando cuando queda en banda.

El chigre de remolque está situado lo más bajo posible para no disminuir la estabilidad y a popa del centro de resistencia lateral, facilitando así la maniobrabilidad.

Elementos tubulares a popa del remolcador Serantes

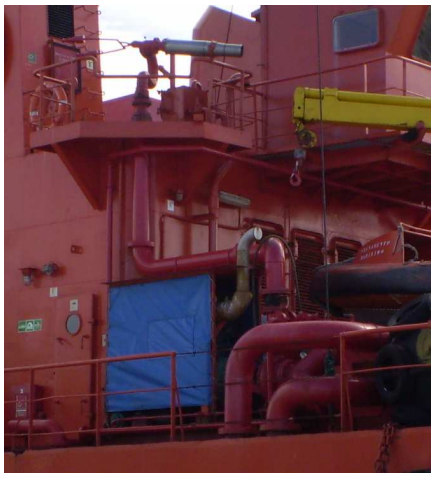
Chigre de remolque

- Bitas en cubierta: se usan para hacer firmes los cabos de remolque y están situados en los lugares necesarios para realizar diferentes tipos de remolque, ya sea por la popa, la proa o abarloado.
- Gancho de remolque: tiene movimiento vertical y gira de banda a banda sobre una guía semicircular. Dispone de un sistema de disparo, con accionamiento local y remoto desde el puente. Además, lleva un sistema de disparo automático de emergencia cuando se alcanza un determinado ángulo de escora bruscamente o cuando se produce una escora lenta, pero progresiva del remolcador.
- Cable de remolque: es el cable o cabo que se emplea para arrastrar al remolcado, va enrollado en los tambores del chigre de remolque y es de 6 cm de diámetro y más de 600 metros de longitud.

Sistema contraincendios, antipolución y salvamento

El buque dispone de dos monitores situados a ambas bandas del puente de popa, cada lanza es capaz de expulsar 900 m^3/h de agua suministrada por dos bombas centrífugas accionadas por dos motores diésel situados en ambas bandas de la cubierta de botes.

Los monitores son manuales y tienen forma de tobera con una suave convergencia con el fin de convertir el flujo turbulento que viene de la bomba en flujo laminar.



Monitor contraincendios y grupo moto-bomba de babor

Los sistemas antipolución de los que dispone el buque son barreras Skimmer, dos bombas portátiles sumergibles y dos tanques almacén, el tres babor y estribor, de 147,015 m^3 cada uno.

Como medios de salvamento a popa de la cubierta principal hay un espacio disponible para realizar maniobras de evacuación de heridos con un helicóptero, además dispone de dos botes de rescate rápido y un camarote hospital.

En la cubierta de botes hay una grúa hidráulica que se usa para:

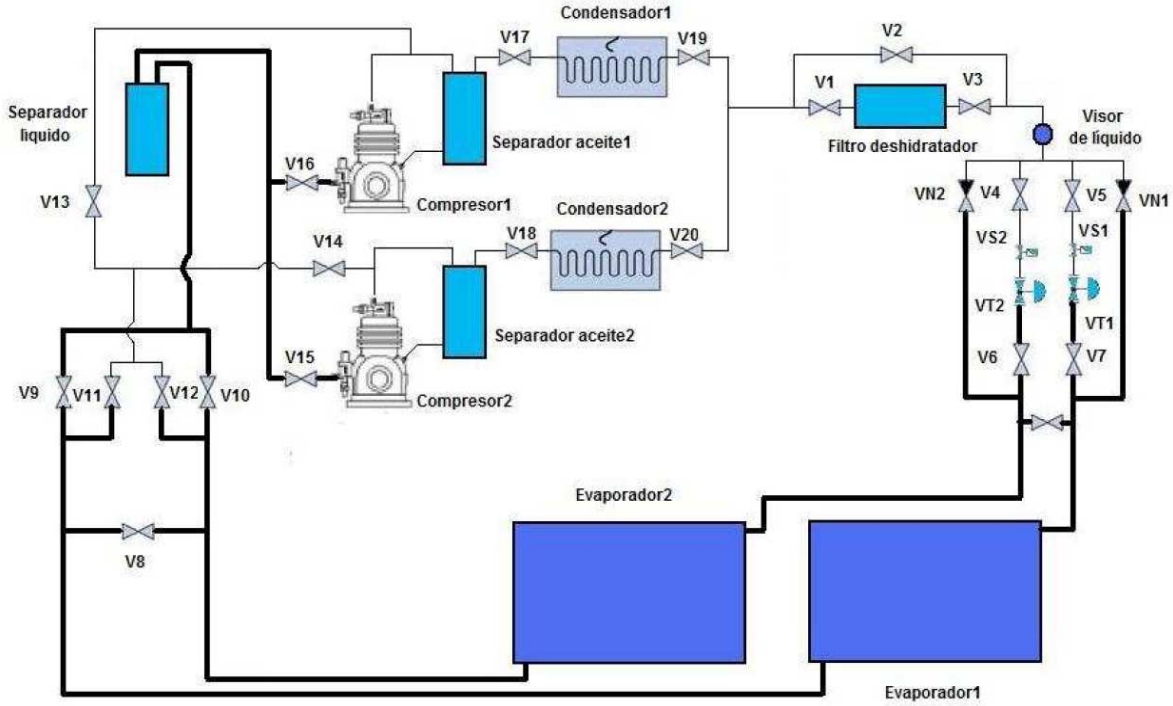
- Maniobras con los botes de rescate rápidos.
- Maniobras de elementos de remolque, bombas portátiles sumergibles,…, a través de la escotilla.
- Maniobras de rescate.

Grúa y botes de rescate del remolcador

1.4.- Instalación frigorífica actual

1.4.1.- Descripción de la instalación

La instalación frigorífica de la gambuza del buque “Serantes” se basa en un ciclo de refrigeración por compresión de vapor simple de una sola etapa y de expansión directa con dos evaporadores. Está diseñada para trabajar durante 15 horas al día.



Esquema instalación frigorífica gambuza actual

La instalación frigorífica, tal y como se muestra en el plano II del Documento II, está dispuesta en dos zonas del buque; en la Sala de Máquinas y en la gambuza.

En la Sala de Máquinas se encuentran las unidades compresor-condensador, cuadro eléctrico de control y separadores de aceite. El separador de líquido se encuentra encima de la Sala Máquinas en un pañol a estribor de la cubierta principal.

En la gambuza se encuentran las cámaras frigoríficas con sus evaporadores, y una antecámara donde se encuentra el filtro deshidratador y un cuadro de

válvulas de control de la instalación, así como las válvulas de expansión termostáticas y solenoides.

Las dos zonas están unidas por tres tuberías que suben y bajan de la cubierta principal; una de líquido a alta presión, una de gas a baja presión y una de gas a caliente a alta presión. A parte de estas tres tuberías, también están comunicadas por una red eléctrica de mando de la instalación.

A continuación se hace una breve descripción de los elementos de la instalación en base a los datos facilitados por la naviera.

Cámaras frigoríficas: La gambuza de la instalación consta de dos cámaras frigoríficas:

- Una cámara frigorífica de vegetales de 12,2 m^3, con una temperatura de trabajo de 6ºC y una humedad relativa del 80%.
- Una cámara frigorífica de congelados de 8,7 m^3, con una temperatura de trabajo de -18ºC y una humedad relativa del 80%.

El aislamiento de las cámaras frigoríficas está formado por espuma de poliestireno y láminas de madera.

El suelo de las cámaras es impermeable gracias a una lámina de un compuesto de látex.

Las cámaras constan de alumbrado y timbre, y la estiba de los alimentos se realiza en estanterías.

Evaporadores: En cada cámara frigorífica hay un evaporador de expansión directa, convección natural y desescarche por gas caliente.

Tal y como se ve en las imágenes, el evaporador en la cámara frigorífica de congelados se extiende por el techo y los mamparos de popa, babor y estribor. Sin embargo, en la cámara frigorífica de vegetales sólo está en los mamparos de popa, babor y estribor.

A la izquierda el interior cámara frigorífica de vegetales y a la derecha el interior de la cámara frigorífica de congelados.

Compresores: La instalación consta de dos compresores recíprocos modelo DORIN 4MC50 con las siguientes características:

- Número de cilindros 2.
- Velocidad 1300 rpm.
- Capacidad 1900 kcal/h.
- Potencia 3,7 kW.

Unidades compresor - condensador, manómetros y caja de presostatos de control.

Condensadores: Hay dos condensadores de agua horizontales tubulares modelo RALCO con las siguientes características:

- Superficie de intercambio 1,87 m^2.
- Capacidad de refrigerante 8 litros.
- Caudal de agua de 3,3 m^3/h.
- Capacidad de agua 4 litros.
- Pérdida de carga en la presión de agua 2 m.c.a.
- Temperatura del agua de mar 28 ºC

Fluido refrigerante: El fluido refrigerante utilizado en la instalación es el monoclorodifluorometano (R-22). Se trata de un refrigerante halogenado perteneciente a la familia de los denominados Freón.

FORMULA QUIMICA		$CHClF_2$
NUMERO ASHRAE		R22
Peso Molecular		86.47
Temperatura de ebullición	ºC	-40.8
Temperatura de congelación	ºC	-160
Temperatura crítica	ºC	96.15
Presión crítica	bar	49.88
Densidad crítica	Kg/l	0.513
Densidad del líquido (25ºC)	Kg/l	1.19
Presión de vapor (25ºC)	bar	10.44
Conductividad térmica del líquido (25ºC)	W/m.K	0.0868
Conductividad térmica del vapor (25ºC, 1.013 bar)	W/m.K	0.0113
Solubilidad en agua (25ºC, 1.013 bar)	%	0.30
Viscosidad del líquido (25ºC)	mPas	0.178
Viscosidad del vapor (25ºC)	mPas	0.0127
Límite de Inflamabilidad en el Aire	% vol	ninguno

Principales características del R22 según Dupont

Otros elementos de la instalación:

- Dos separadores de aceite Danfoss tipo OUB.
- Un separador de líquido.
- Un filtro deshidratador tipo SF-25R.
- Dos válvulas de expansión termostática 2 AFX_3415 BH.
- Dos válvulas solenoides 2 DEV-703 BH.

- Dos válvulas anti-retorno.
- Veinte válvulas manuales.
- Válvulas de seguridad.
- Un visor de líquido.
- Bomba y filtro de agua de mar.
- Manómetros, termómetros, presostatos y termostatos.

Filtro deshidratador y cuadros de válvulas de control de la instalación.

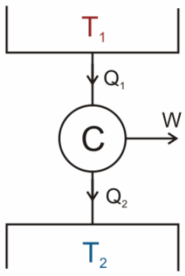
- Tuberías de cobre.
- Calorifugado para tuberías.
- Una instalación eléctrica de mando de AC 110 V 60 Hz.
- Una instalación eléctrica de fuerza de AC 380 V 60 Hz.

Válvulas solenoides y termostáticas

1.4.2.- Ciclo de refrigeración por compresión de vapor simple

Según el Primer Principio de la Termodinámica (PPT) el calor se transfiere de un foco de alta temperatura a otro foco de menor temperatura.

Cuando tenemos que refrigerar un recinto que se encuentra a la misma o menos temperatura que el exterior, a primera vista no parece posible, ya que es ir en contra de dicho principio.



Máquina térmica de Carnot

Los ciclos de refrigeración utilizan las propiedades termodinámicas de las sustancias para poder transportar el calor del foco frío al foco caliente, son máquinas térmicas y se fundamentan en el ciclo de Carnot.

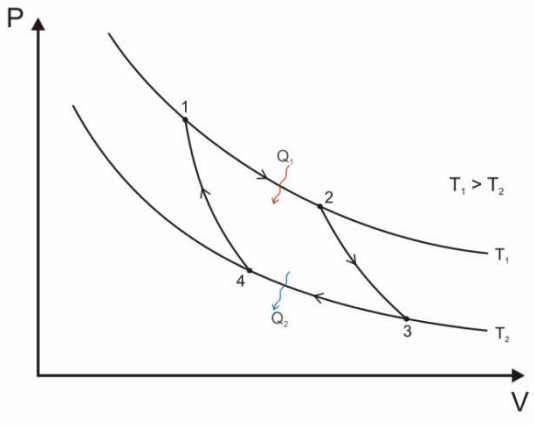


Diagrama presión volumen ciclo de Carnot

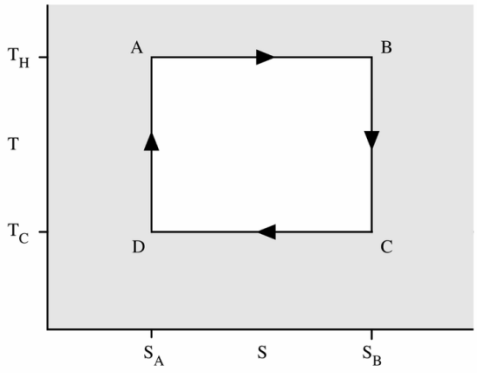


Diagrama temperatura entalpía ciclo de Carnot

Un ciclo de Carnot es un proceso cíclico reversible donde un motor térmico ideal toma calor de un foco caliente, lo cede a un foco frío y en el proceso genera un trabajo. Consta de cuatro procesos termodinámicos, dos isotermos y dos adiabáticos, realizados por un gas ideal:

- Proceso 1-2: Expansión isoterma donde en el punto 1 tenemos un gas a alta temperatura y un volumen mínimo, el gas se expande y tiende a enfriarse pero como a la vez absorbe calor de la fuente caliente, se mantiene constante su temperatura. Al tratarse de un gas ideal y no cambiar su temperatura tampoco lo hace su energía interna. Al producirse transferencia de calor hacia el sistema aumenta la entropía del sistema.
- Proceso 2-3: Expansión adiabática, el sistema se aísla térmicamente y no transfiere calor con el exterior. Durante la expansión el gas se enfría hasta la temperatura T_2, disminuyendo su energía interna y alcanzando su volumen máximo. Al no haber transferencia de calor la entropía permanece constante.
- Proceso 3-4: Compresión isoterma donde el gas comienza a comprimirse pero no aumenta su temperatura porque cede calor a la fuente fría. Al ser una isoterma su energía interna se mantiene constante y al ceder calor su entropía disminuye.
- Proceso 4-1: Compresión adiabática, el sistema termina de comprimirse y aumenta su temperatura hasta la del punto inicial, aumentando la energía interna. Como no absorbe calor, hay que comunicar un trabajo al sistema para realizar la compresión

Los teoremas de Carnot dicen:

- No puede existir una máquina térmica que funcionando entre dos fuentes térmicas dadas tenga mayor rendimiento que una de Carnot que funcione entre esas mismas fuentes térmicas.
- Dos máquinas reversibles operando entre las mismas fuentes térmicas tienen el mismo rendimiento.

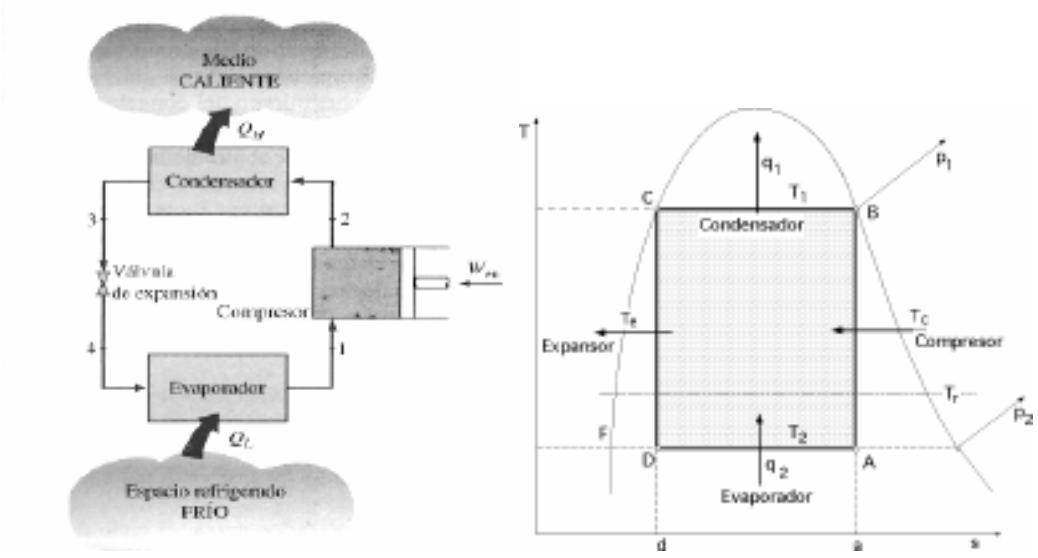
Del segundo teorema se deduce que, si dos máquinas reversibles tienen el mismo rendimiento, éste será independiente de la sustancia de trabajo, forma del ciclo,.., solo dependerá de las temperaturas de las fuentes entre las que trabaja, por tanto:

$$\eta = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1}$$

Siendo:

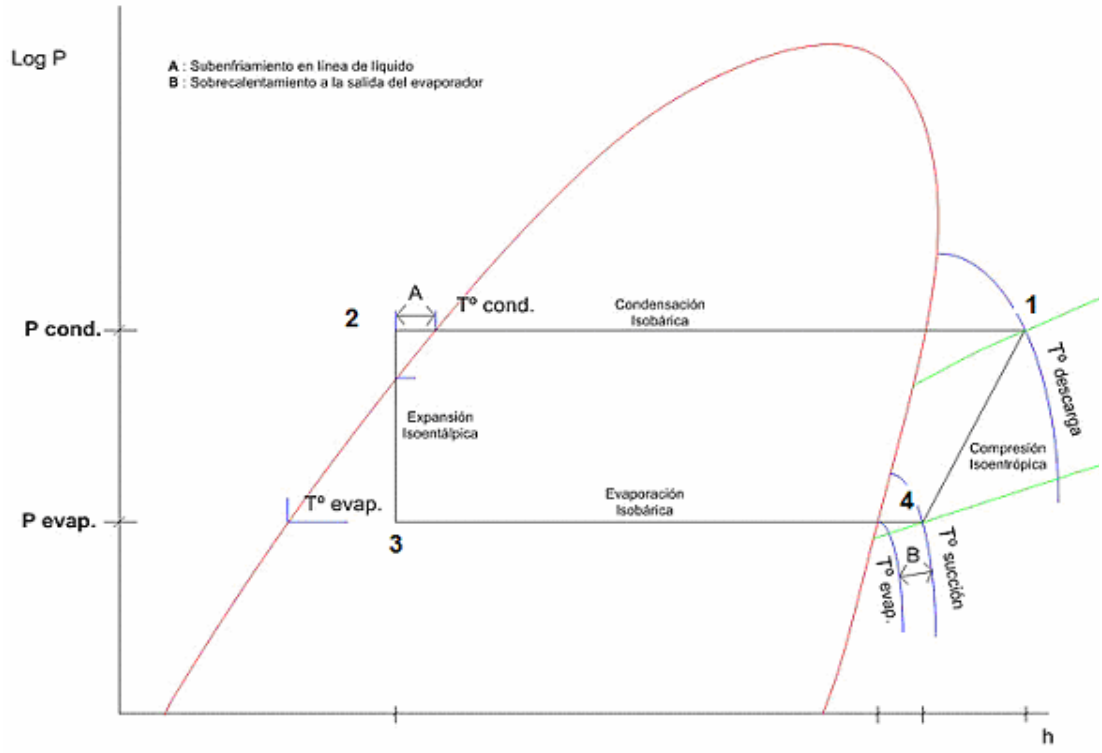
- η: rendimiento
- Q_1: Calor absorbido del foco caliente
- Q_2: Calor cedido al foco frío

Como los procesos que tienen lugar en el ciclo de Carnot son reversibles, el ciclo puede invertirse, es decir, la máquina absorbe calor del foco frío, lo cede al foco caliente y absorbe trabajo en el proceso.



Esquema y diagrama temperatura - entalpía ciclo inverso de Carnot de un fluido condensable

Un ciclo de refrigeración por compresión de vapor se basa en un ciclo de Carnot inverso y en los cambios de fase de un líquido que circula en circuito cerrado por dentro de la instalación.



Ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor

El ciclo ideal está formado por cuatro procesos:

- Proceso 1-2: Condensación isobárica, el fluido acaba de sufrir una compresión y se encuentra a alta temperatura y alta presión. Cede calor al condensador, cediendo el calor latente y pasando de fase gas a fase líquida. Al ceder calor disminuye la entropía, el volumen específico y la temperatura.
- Proceso 2-3: Expansión adiabática, el fluido llega a un sistema de expansión y se expansiona sin ceder calor al exterior. Si nos fijamos, en el punto dos el fluido es líquido subenfriado y al expansionarse le corresponde ser vapor húmedo a menor temperatura, punto tres. Una parte del líquido subenfriado se evapora absorbiendo calor del propio líquido que se encuentra a su alrededor, bajando así la temperatura del conjunto y generándose el vapor correspondiente a su nuevo estado.
- Proceso 3-4: Evaporación isobárica, el vapor húmedo del punto tres a baja temperatura absorbe calor en el evaporador, aumentando su

entalpía y por tanto su entropía. En el evaporador el fluido sufre un nuevo cambio de fase de líquido a vapor.

- Proceso 4-1: Compresión isentrópica, por medio de un compresor se comprime el gas a entropía constante, aumentando su presión, temperatura y entalpía.

En el diagrama aparecen marcadas dos zonas la A y la B, que son el subenfriamiento de líquido y el recalentamiento de vapor respectivamente.

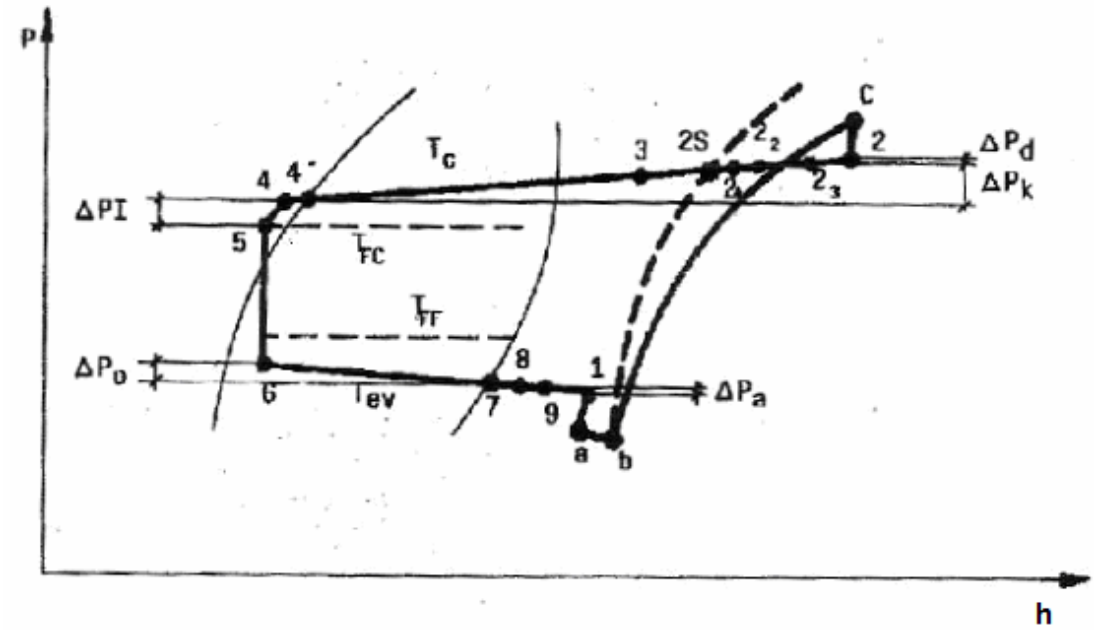
El subenfriamiento del líquido en el condensador se realiza para evitar el fenómeno flash-gas en la válvula de expansión. Consiste en el paso de refrigerante en fase gas por la válvula, disminuyendo el paso de refrigerante en fase líquido lo que disminuye la cantidad de refrigerante en el evaporador y por tanto su capacidad frigorífica.

Mediante el recalentamiento de vapor en el evaporador aseguramos que no llegan moléculas de líquido al compresor y evitar averías en su interior. Además del recalentamiento en el evaporador también hay, aunque está aislada térmicamente, un recalentamiento en la línea del evaporador al compresor. Se llama recalentamiento útil al producido en el interior del evaporador.

Un ciclo de refrigeración por compresión de vapor real presenta las siguientes diferencias:

- La expansión en la válvula termostática no es adiabática, es decir, si hay aporte de calor con el exterior. En realidad este punto cubre desde la válvula termostática hasta la entrada del evaporador, comprende todo ese tramo de tubería que, aunque tienen aislamiento térmico, hay un pequeño aporte de calor del exterior al fluido.
- La compresión no es a entropía constante, al ser un compresor real se producen irreversibilidades durante el proceso, lo que genera un aumento de la entropía y la temperatura.

- En los intercambiadores de calor los procesos no son isobáricos debido a la perdida de carga generada en el fluido en movimiento en su interior.
- Hay que tener en cuenta la pérdida de carga en tuberías y accesorios.



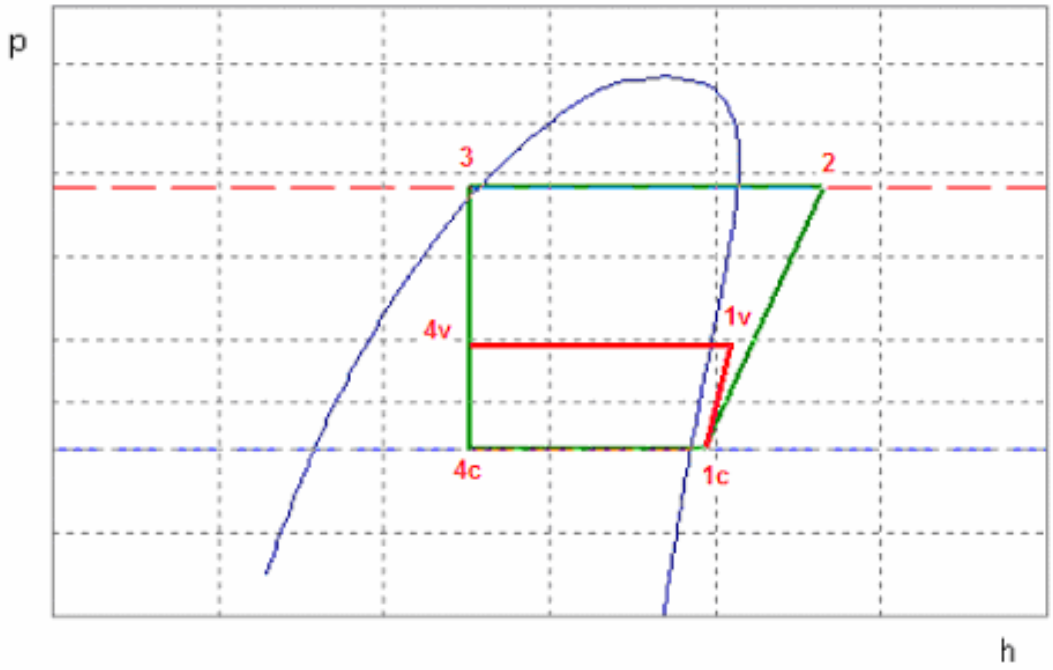
Ciclo real refrigeración por compresión de vapor

Los procesos que ocurren en el ciclo real son:

- 1-a: Pérdida de carga en la válvula de aspiración
- a-b: Calentamiento debido a la transmisión de calor al entrar al compresor.
- b-c: Compresión real no isentrópica.
- c-2: Pérdida de carga en válvula la de escape del compresor.
- 2-3: Enfriamiento y pérdida de carga en la línea de descarga.
- 3-4: Evolución en el condensador con su pérdida de carga.
- 4-4': Subenfriamiento en el condensador.
- 4-5: Transferencia de calor y pérdida de carga en la línea de líquido.
- 5-6: Expansión isentálpica en el sistema de expansión.
- 6-8: Evolución en el evaporador.
- 7-8: Recalentamiento útil en el evaporador.
- 8-9: Recalentamiento en la línea de aspiración.

- ΔP k : Pérdida de carga en el condensador.
- ΔP o : Pérdida de carga en el evaporador.
- ΔP a : Pérdida de carga en línea de aspiración.
- ΔP d : Pérdida de carga en línea de descarga.
- ΔP 1 : Pérdida de carga en línea de líquido.

La instalación actual es un ciclo de una sola etapa con un compresor para dos cámaras que trabajan a diferentes temperaturas (A cámara de vegetales y B cámara de congelados), es decir, a diferentes presiones de evaporación.



Ciclo refrigeración por compresión de un compresor y dos cámaras a diferentes temperaturas

Parte del caudal de refrigerante que sale del condensador se dirige a una válvula de expansión termostática y parte a la de la otra cámara, pasan por sus evaporadores correspondientes y después se unen ambos flujos en el colector de aspiración.

1.5.- Características de la mercancía

1.5.1.- Conservación de alimentos

La descomposición de la biomasa una vez muerta es un proceso espontáneo impulsado por diferentes fuerzas biológicas que causan la degradación de los constituyentes iniciales, la desorganización de los tejidos, aparición de sustancias tóxicas y la proliferación de microorganismos.

Principalmente hay dos tipos de alimentos a conservar:

- Materia vegetal: La materia viva prácticamente está compuesta por agua, carbohidratos (almidón y azúcares) y pequeñas cantidades de otras sustancias. Las plantas son los únicos seres vivos que no necesitan destruir otra materia viva para crearse o continuar viviendo, en su lugar utilizan la energía solar, agua, minerales y dióxido de carbono.

  La materia vegetal sufre un proceso llamado maduración, mediante el cual los carbohidratos se transforman en azúcares, cuando los azúcares reaccionan con el oxígeno producen agua y dióxido de carbono, y durante el proceso se genera calor.

  Una temperatura de conservación entre 2 y 10ºC retarda la maduración, disminuye las pérdidas de humedad (marchitamiento) y reduce la degradación debido a la actividad microbiológica y bioquímica.

- Materia animal: Después de su muerte la composición varía, las características físicas, químicas y organolépticas se modifican de forma natural.

  El proceso de putrefacción comienza con la actividad enzimática, las bacterias actúan y el proceso de envejecimiento se inicia. La materia animal pierda color y sabor, y desprende un olor a rancio que en estados avanzados huele a amoniaco.

  Si la carne fresca se almacena entre 0 y 2ºC ralentiza mucho el deterioro, envejecimiento y multiplicación de bacterias, pero es el

congelado entre, -18 y -50ºC, lo que en realidad detiene la actividad enzimática y el proceso de envejecimiento.

Las condiciones de conservación óptimas se alcanzan cuando el animal está en buen estado, el sacrificio y el faenado es rápido, y el congelado de la carne es lo más rápido posible.

Si la congelación es lenta genera cristales de hielo grandes, los cuales rompen las paredes de las células haciendo que estas se deshidraten durante el periodo de descongelación, generando que la carne se vuelva dura y pierda sabor.

Independientemente de su efecto sobre microorganismos, el frío, el calor y la humedad no controlados pueden causar deterioros de los alimentos:

- El calor excesivo desnaturaliza las proteínas, rompe las emulsiones, destruye las vitaminas y reseca los alimentos al eliminar la humedad.
- El frío no controlado también perjudica a los alimentos, las frutas y hortalizas que se han congelado y descongelado en el campo presentan una textura alterada. La congelación de líquidos también puede producir su deterioro (se rompen las emulsiones, las grasas se separan,…)
- La humedad ambiente excesiva, aparte de provocar defectos en el aspecto de alimento, facilita la proliferación de bacterias o el desarrollo de mohos.

La vida útil de un alimento es un concepto orientativo que da una idea del tiempo que un alimento permanece útil para el consumo antes de volverse desagradable o nocivo.

En el “Depósito de Documentos de la Organización de las Naciones Unidas para la Agricultura y la Alimentación (FAO)” se muestran tablas donde se indica la temperatura, la humedad relativa y la vida útil de los principales alimentos animales y vegetales.

.

1.5.2.- Especificaclones de conservación de la mercancía

El remolcador Serantes dispone de dos cámaras, una para vegetales y otra para carne y pescado congelados.

Las especificaciones de conservación en cada cámara son:

- Cámara de vegetales +6º C y 80 % de humedad relativa.
- Cámara de congelados -18ºC y 80 % de humedad relativa.

1.5.3.- Estiba de la mercancía

Para conocer el calor a extraer de las cámaras tenemos que saber la cantidad y el tipo de mercancía a refrigerar. La cantidad de alimentos depende del espacio de estiba en cada cámara.

Las dimensiones de las cámaras frigoríficas son:

- Vegetales; con unas dimensiones de 2m * 2,44m * 2,5m y un volumen total de 12,2 m^3.
- Congelados; con unas dimensiones de 2m * 2,44m * 1,74m y un volumen total de 8,7 m^3.

Según el Real Decreto 168/1985, del 6 de febrero, por el que se aprueba la reglamentación técnico-sanitaria sobre condiciones generales de almacenamiento frigorífico de alimentos y productos alimentarios:

“La estiba de los productos en el interior de las cámaras entorpecerá al mínimo la circulación del aire, de modo que no se interfiera en el intercambio de calor aire-producto, ni se creen atmósferas localizadas que puedan perjudicar a los alimentos almacenados, los cuales se distribuirán, por lo tanto, a granel o en pilas o lotes que guarden las distancias mínimas entre ellos, de 10 centímetros en la base, salvo que las características del envase no lo requieran, de 15 centímetros con paredes, o de 30 centímetros con la superficie de los serpentines, en el caso de sistemas de convección natural, de 10 centímetros con los suelos, de 50 centímetros con los techos y de 50

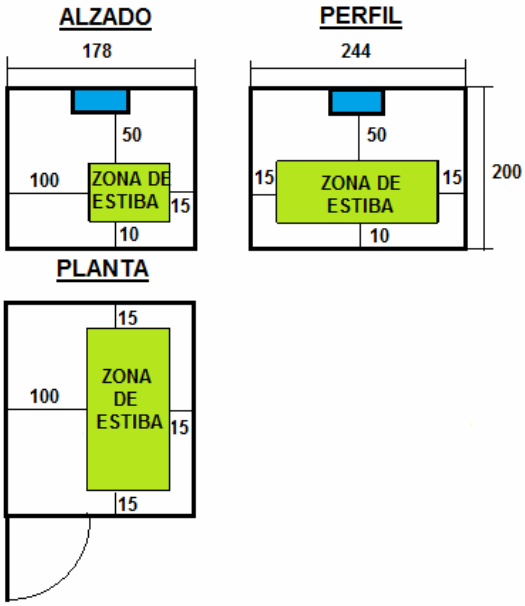
centímetros con los evaporadores con sistemas de ventilación forzada, debiendo prever también pasillos y espacios libres que permitan las visitas de inspección de las cargas."

Actualmente no se cumple la norma y la estiba no se realiza de manera correcta.

Teniendo en cuenta las dimensiones de las cámaras y la normativa nombrada vamos a calcular la capacidad de estiba de cada cámara.

Cámara de congelados

Aplicando el Real Decreto 168/1985, y sabiendo que vamos a instalar un ventilador de circulación forzada, calculamos el volumen disponible para las estanterías:



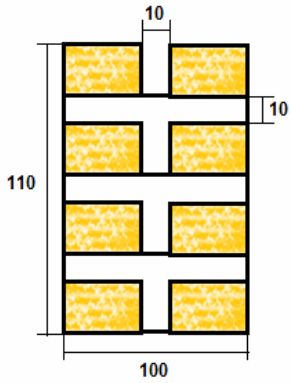
Dimensiones (cm) de la zona de estiba de la cámara de congelados

Calculamos el volumen disponible para las estanterías:

- Ancho 214 cm (de proa a popa).
- Alto 110 cm (se supone una altura del evaporador de 30 cm).
- Profundidad 60 cm.

Por otro lado, el volumen de cada cajón utilizado para la estiba es de 60cm * 20cm * 45cm, lo que nos da un volumen de 0,054 m^3.

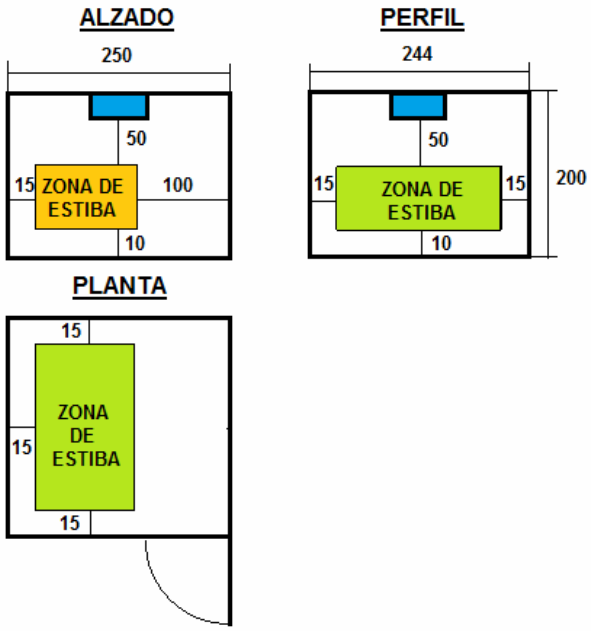
Por tanto, si en el volumen disponible entran dos estanterías y en cada estantería entran ocho cajones de almacenamiento, tenemos un volumen disponible de 0,86 m^3 para almacenar alimentos en la cámara de congelados.



Esquema cajones en estantería (cm)

Cámara de vegetales

Siguiendo el mismo criterio que en el caso anterior:



Dimensiones (cm) de la zona de estiba de la cámara de vegetales

– Ancho 214 cm (de proa a popa).

- Alto 110 cm (se supone una altura del evaporador de 30 cm).
- Profundidad 100 cm.

Por otro lado, las dimensiones de cada cajón utilizado para la estiba es de 100cm * 20cm * 45cm, lo que nos da un volumen de 0,09 m^3.

Al igual que en el caso anterior entran dos estanterías de ocho cajones cada una, por tanto, el volumen disponible para almacenar alimentos en la cámara de vegetales es de 1,44 m^3.

Una vez calculado el volumen disponible para la estiba de alimentos en cada cámara vamos a calcular la cantidad de alimentos que entra en cada cámara.

En las tablas siguientes se han realizado dos ejemplos de listas de alimentos típicas en un buque, una por cámara.

CÁMARA DE CONGELADOS	CANTIDAD (kg)	DENSIDAD (kg/m^3)	VOLUMEN (m^3)
Ternera	40	500	0,08
Cordero	15	500	0,03
Cerdo	40	500	0,08
Pollo	15	500	0,03
Conejo	10	500	0,02
Pescado	60	450	0,13
Pulpo	10	350	0,028
Mejillones	10	350	0,028
Espinacas	10	500	0,02
Pan	60	500	0,12
Helado	10	500	0,02
Patatas	40	500	0,08
TOTAL	**320**	**-**	**0,67**

CÁMARA DE VEGETALES	CANTIDAD (kg)	DENSIDAD (kg/m^3)	VOLUMEN (m^3)
Queso curado	20	500	0,04
Naranjas	30	400	0,07
Manzana	30	400	0,07
Peras	30	400	0,07
Melones	15	400	0,03
Limones	30	400	0,07
Judias verdes	30	400	0,07
Pimientos	30	400	0,07
Cebollas	60	400	0,15
Lechuga	20	400	0,05
Coles frescas	20	400	0,05
Tomate verde	30	400	0,07
Puerros	20	400	0,05
Zanahoria	20	400	0,05
Coliflor	20	400	0,05
Embutido	40	500	0,08
Patatas	130	400	0,32
Huevos	50	500	0,10
Calabacin	10	400	0,02
Brocoli	10	400	0,02
Leche	20	500	0,04
Ajos	10	400	0,02
Platanos	30	400	0,07
TOTAL	**685**	**-**	**1,43**

A continuación se muestra una tabla con las densidades medias de diferentes tipos de alimentos, dato necesario para conocer cuanto espació ocupa un kilogramo de producto.

PRODUCTO	DENSIDAD (kg/m^3)
Carne	500
Pescado	450
Vegetales	400
Marisco	350
Productos Varios	500

Densidad alimentos según FAO

La suma total de los kilogramos de alimentos entre las dos cámaras es de 1025 kg.

PRODUCTO	CANTIDAD (kg)
Carne	120
Pescado	60
Vegetales	625
Marisco	20
Productos Varios	200
TOTAL	**1025**

Cantidad total de alimentos

En cada lista se ha calculado el volumen total ocupado por los alimentos, 0,67 y 1,43 m^3 en la cámara de congelados y vegetales respectivamente. Se observa que en cada cámara es menor que el volumen de estiba disponible calculado anteriormente, 0,86 y 1,44 m^3 en la cámara de congelados y vegetales respectivamente.

Según la ASHRAE, de modo orientativo, cada tripulante consume una media de 5 kg al día, si tenemos un total de 12 tripulantes, es necesario 60 kg de alimentos por día para la tripulación.

Si la capacidad de estiba es de 1025 kg calculamos que hay 17 días de autonomía del buque en lo que se refiere a las provisiones para la tripulación.

Por otro lado, según ASHRAE, el volumen mínimo de gambuza para albergar los alimentos será de acuerdo a la siguiente ecuación:

$$V = \frac{N * P * D * F}{1000}$$

Siendo:

- V = Volumen total del espacio refrigerado en m^3
- P = Cantidad diaria de alimentos por persona y día, en kg
- N = Numero de tripulantes
- F = Factor de estiba, 2.5 m^3/ tn
- D = Número de días sin hacer provisión

Por tanto:

$$V = \frac{12 * 5 * 17 * 2.5}{1000}$$

$$V = 2{,}55\ m^3$$

Se observa que el volumen mínimo calculado según la ASHRAE es muy aproximado al volumen disponible entre las dos cámaras, 2,304 m^3.

Teniendo en cuenta que está fórmula es orientativa, se da por válido el volumen disponible entre ambas cámaras debido a la nueva distribución de estiba conforme a la norma.

1.5.4.- Autonomía del buque

Una vez calculado el número de días que es capaz de navegar el buque sin necesidad de repostar alimentos, vamos a cotejarlo con la autonomía del buque referente al reabastecerse de combustible.

La autonomía se define como la capacidad que tiene un buque para permanecer en el mar por un periodo de tiempo, a una velocidad dada, y cubrir grandes distancias sin necesidad de reabastecerse de combustible o tomar provisiones.

El buque esta propulsado por dos motores Wartsila tipo 8R32D de 3000 kW de potencia nominal y una velocidad de rotación de 750 rpm. El combustible utilizado es Gas Oil (MDO) y su consumo se calcula conforme a la documentación adquirida en el protocolo de prueba de motor realizada por Wartsila NSD Ibérica en el año 1998 cuando se cambiaron los motores principales.

El protocolo de prueba consta de una serie de pruebas realizadas a los motores, mediante las cuales se obtienen los datos para calcular los valores de la siguiente tabla. Se ha realizado en ambos motores, como el resultado es similar, tomaremos los valores obtenidos del motor principal de estribor.

DATOS OBTENIDOS PROTOCOLO PRUEBAS MOTOR PRINCIPAL DE ESTRIBOR	
DATO	**VALOR**
Carga	85 %
Carga motor	2550 kW
Cantidad MDO medida	30000 g
Fugas limpias	319 g
Tiempo	219,5 s
Presión barométrica	766 mmHg
Temperatura ambiente	27 ºC
Temperatura agua de alta refrigerador de aire	33 ºC
Valor calorífico neto en prueba	42,8 MJ/kg
Valor calorífico neto contratado	42,7 MJ/kg
Rendimiento mecánico	80 %
Relación de potencia indicada	0,7

El consumo en banco de pruebas es:

$$BE = \frac{(M - ML)}{P * S} * 3600$$

Siendo:

- BE: Consumo MDO en banco (g/kWh).
- M: Cantidad MDO medida (g).
- ML: Fugas limpias (g).
- P: Potencia (kW).
- S: Tiempo (s).

$$BE = \frac{(3000 - 255)}{2550 * 220} * 3600 = 190{,}88 \ {}^{g}/_{kWh}$$

El consumo MDO S/ISO:

$$BISO = \frac{ALFA}{K} * BE * \frac{Q_{test}}{Q_{cont}}$$

Siendo:

- BISO: Consumo MDO S/ISO (g/kWh).
- ALFA: Factor de ajuste de potencia.
- K: Relación de potencia indicada.
- Q_{text}: PCI del MDO en pruebas (MJ/kg).
- Q_{cont}: PCI del MDO contratado (MJ/kg).

Calculamos el factor de ajuste de potencia:

$$ALFA = k * 0{,}7 * (1 - k) * (1/(1 - MEK))$$

Siendo MEK el rendimiento mecánico del motor:

$$ALFA = 0{,}98 * (1 - 0{,}7) * (1/(1 - 0{,}8))$$

$$ALFA = 0{,}975031$$

Por tanto, el consumo MDO S/ISO:

$$BISO = \frac{0{,}975031}{0{,}978750} * 190{,}88 * \frac{42{,}8}{42{,}7} = 190{,}6\ {}^{g}/_{kWh}$$

Tomando como consumo 190,6 ${}^{g}/_{kWh}$, como hay dos motores se tiene un consumo de 381,2 ${}^{g}/_{kWh}$.

Para calcular el consumo diario de los dos motores principales:

$$381{,}2\ {}^{g}/_{kWh} * \frac{24\ horas}{1\ día} * 2550KW * \frac{1\ Tn}{10^6\ g} = 23{,}33\ {}^{Tn}/_{día}$$

La capacidad de los tanques de combustible MDO es de 553,98 m^3, ver siguiente tabla, si tiene una densidad de 832 kg/m^3:

$$517{,}52\ m^3 * 832\frac{kg}{m^3} * \frac{1\ tn}{1000\ kg} = 430{,}57\ Tns$$

Por tanto, la autonomía del buque respecto al consumo de MDO de los motores es de:

$$Autonomía = \frac{430{,}57\ Tns}{23{,}33\frac{Tns}{día}} = 18{,}45\ días$$

La autonomía de los motores principales es de unos 18 días, que es similar a la autonomía calculada en función del espacio disponible en las cámaras, 17 días, conforme a la normativa que regula la estiba de los alimentos.

Este cálculo confirma que la nueva configuración de estiba es suficiente para suministrar alimentos a la tripulación durante el periodo de tiempo que el buque puede estar sin repostar, manteniendo las condiciones óptimas de conservación.

A continuación se muestra una tabla de capacidades máxima de los tanques de combustible y residuos antipolución del remolcador.

NOMBRE DEL TANQUE	CAPACIDAD MAXIMA (m^3)
TANQUE Nº1 DO (BR)	38,34
TANQUE Nº1 DO (ER)	38,34
TANQUE Nº2 FO (BR)	42,50
TANQUE Nº2 FO (ER)	42,50
TANQUE Nº3 RESIDUOS (BR)	136,75
TANQUE Nº3 RESIDUOS (ER)	136,75
TANQUE Nº4 FO (BR)	33,30
TANQUE Nº4 FO (ER)	33,30
TANQUE Nº6 DO (BR)	48,90
TANQUE Nº6 DO (ER)	48,90
TANQUE Nº7 FO (CENTRO)	20,98
TANQUE Nº8 DO (BR)	98,80
TANQUE Nº8 DO (ER)	98,80
TANQUE Nº9 DO (BR)	54,50
TANQUE Nº9 DO (ER)	51,50
TANQUE CONSUMO DIARIO DO (BR)	19,72
TANQUE SEDIMENTACIÓN DO (ER)	19,72
VOLUMEN TOTAL DO	**517,52**
VOLUMEN TOTAL FO	**172,58**
VOLUMEN RESIDUOS	**273,50**
VOLUMEN TOTAL	**963,60**

Capacidades tanques de combustible buque Serantes

1.6.- Legislación aplicable

Actualmente las instalaciones frigoríficas de los barcos están sujetas a una serie de normativas, tanto nacional como internacional, cuyo fin es evitar cualquier daño que se pueda producir a la mercancía, a las personas o al medio ambiente.

Principalmente el proyecto se basa en las siguientes normativas:

- The American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers ``ASHRAE´´ en su division marina.
- Real Decreto 138/2011, de 4 de febrero, por el que se aprueban el Reglamento de Seguridad para Instalaciones Frigoríficas y sus Instrucciones Técnicas Complementarias.

The American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers

El capítulo 3 se refriere a instalaciones frigoríficas marinas:

- Se difiere de la refrigeración terrestre no solo en aspectos físicos sino que en los sistemas de refrigeración marinos se da la circunstancia de continuos arranque – paro de los equipos.
- Se tendrá en cuenta que se necesitan cambios de tripulación a bordo de los buques que pueden o no estar familiarizados con los equipos, lo que obligara a que la instalación frigorífica se sencilla y de fácil mantenimiento.
- Se deberá disponer del espacio suficiente para realizar las tareas de mantenimiento.
- Se asegurara que los equipos soporten altas vibraciones.
- Se asegurara que los drenajes respondan a los cambios en el asiento del barco.
- Los refrigerantes cumplirán con la misma normativa que los de tierra, asegurándose que el refrigerante utilizado sea compatible con el

aceite del compresor y que puede ser requerido en cualquier puerto del mundo.

- Se deberá evitar el arranque intermitente de los compresores para no producir picos de intensidad que puedan alterar los generadores eléctricos.
- Los ejes de rotación de los equipos se dispondrán de proa – popa para evitar los efectos dañinos que ocurren en los cojinetes debidos a movimientos giroscópicos durante el balance.
- El compresor deberá ser lubricado correctamente en todas las condiciones de navegación en cuanto a trimado, asiento, balanceo y cabeceo.
- Usualmente los condensadores son refrigerados por agua de mar, por lo que los tubos deberán ser resistentes contra la corrosión, la cual puede ser del tipo galvánica, de erosión, electrolítica y anaeróbica.
- Se dispondrá de unidad condensadora en reserva de acuerdo con la siguiente tabla:

Nº unidades al 100% de carga	Unidades en reserva %	Nº total de unidades
1	100	2
2	50	3
3	33,33	4
4	25	5
5 o más	20	6 o más

Tabla número unidades condensadoras según ASHRAE

- Los controles electromecánicos han sustituido a los controles manuales. Los controles electrónicos, se han implementado en los últimos años y son buenos indicadores par el control de temperaturas, presiones, controles de capacidad, rotación del compresor, etc. Se deberá disponer de controles electrónicos de detección de fugas por su versatilidad y facilidad de uso.
- Los termómetros son de vital importancia en el control del ciclo de refrigeración, Serán necesarios del tipo analógico y se asegurará el

correcto funcionamiento y disposición adecuada dentro de las bodegas o cámaras, poniendo especial atención a los de la cámara de refrigeración con temperaturas próximas a cero grados para evitar que se congelen los alimentos. Se podrá disponer de sensores de temperatura electrónicos, los cuales puedan ser leídos a distancia con la ayuda del software correspondiente podrán archivar curvas de temperatura para el análisis de la instalación

- El aislamiento a bordo de los buques será resistente a mezclas de vapor y agua debido a la naturaleza húmeda del ambiente que le rodea. El tipo de aislante ideal a bordo del buque deberá cumplir los siguientes requisitos:

    - Alto poder de aislamiento.
    - Impermeable a ambientes húmedos.
    - Peso ligero.
    - Buena resistencia estructural.
    - Flexible, para adaptarse a los esfuerzos del buque.
    - Resistente a la infiltración de aire.
    - Inoloro.
    - Propiedades ignífugas.
    - Bajo precio.
    - Fácil montaje.

- La cubierta es la parte más débil del espacio refrigerado. Es importante el correcto drenaje de la cubierta ya que el agua siempre tiende a almacenarse en la parte inferior de la cámara.

Real Decreto 138/2011, de 4 de febrero, Reglamento de Seguridad para Instalaciones Frigoríficas y sus Instrucciones Técnicas Complementarias

El reglamento está formado por:

- Disposiciones adicional, transitoria y final.
- Capítulos:

- Capítulo I: Disposiciones generales. En este capítulo hay que destacar el artículo 2 que indica el ámbito de aplicación de la norma, y dice, en el punto 3:

  "Quedan excluidas del ámbito de aplicación de este reglamento:

  a) Las instalaciones frigoríficas correspondientes a modos y medios de transporte terrestre, marítimo y aéreos, que se regirán por lo dispuesto en las normas de seguridad internacionales y nacionales aplicables a los mismos y en sus normas técnicas complementarias."
- Capítulo II: Refrigerantes, fluidos secundarios, sistemas de refrigeración, locales de emplazamiento e instalaciones.
- Capitulo III: Profesionales habilitados y empresas frigoristas.
- Capitulo IV: Titulares y requisitos de las instalaciones frigoríficas.
- Capítulo V: Otras disposiciones.
- Capítulo VI: Régimen sancionador.

– Instrucciones complementarias de Instalaciones Frigoríficas (IF):

- IF-01 Terminología.
- IF-02 Clasificación de los refrigerantes.
- IF-03 Clasificación de los sistemas de refrigeración.
- IF-04 Utilización de los diferentes refrigerantes.
- IF-05 Diseño, construcción, materiales y aislamiento empleados en los componentes frigoríficos.
- IF-06 Componentes de las instalaciones.
- IF-07 Sala de máquinas específica, diseño y construcción.
- IF-08 Protección de instalaciones contra sobrepresiones.
- IF-09 Ensayos, pruebas y revisiones previas a la puesta en servicio.
- IF-10 Marcado y documentación.
- IF-11 Cámaras frigoríficas, cámaras de atmósfera artificial y locales refrigerados para proceso.

- IF-12 Instalaciones eléctricas.
- IF-13 Medios técnicos mínimos requeridos para la habilitación como empresa frigorista.
- IF-14 Mantenimiento, revisiones e inspecciones periódicas de las instalaciones frigoríficas.
- IF-15 Puesta en servicio de las instalaciones frigoríficas.
- IF-16 Medidas de prevención y de protección personal.
- IF-17 Manipulación de refrigerantes y reducción de fugas en las instalaciones frigoríficas.
- IF-18 Identificación de tuberías y símbolos a utilizar en los esquemas de las instalaciones frigoríficas.
- IF-19 Relación de normas UNE de referencia.

1.7.- Análisis de la instalación

El objetivo del proyecto es asegurar la conservación de los alimentos y la fiabilidad del funcionamiento de la instalación frigorífica respetando la normativa medioambiental.

La instalación actual no cumple estas condiciones debido a que:

- La conservación de los alimentos en la cámara de congelados no es la adecuada ya que el desescarche de la cámara de congelados no funciona, formándose hielo alrededor de todo el evaporador; además la estiba no es adecuada, se genera escarcha en su superficie,….
- Aparecen continuamente fugas en los evaporadores, en las tuberías de alta y baja presión,…
- Según el Protocolo de Monreal el fluido refrigerante actual está prohibido usarlo con el fin de preservar la capa de ozono.

Basándonos en la información aportada por la naviera se va a analizar la instalación para realizar los cambios oportunos para mejorarla.

A la hora de estudiar una instalación frigorífica lo primero que debemos saber es la cantidad de calor que debemos extraer de la cámara frigorífica, lo que se denomina potencia frigorífica.

El cálculo de la potencia frigorífica debe abarcar no sólo el calor extraído para la conservación de los alimentos, sino también todo aquello que puedan aportar calor, como por ejemplo ventiladores, entradas de calor a través de mamparos y cubiertas, desescarche,…

El fluido refrigerante es el encargado de extraer el calor de la cámara y su elección es importante ya que existen distintos tipos con diferentes capacidades de absorber dicho calor.

Conocida la potencia frigorífica y la cantidad de calor que extrae un kilogramo de fluido refrigerante seleccionado podemos obtener el caudal necesario de refrigerante por la instalación.

Mediante las condiciones de funcionamiento establecemos las presiones de condensación y evaporación de la instalación, recalentamiento y subenfriamiento, que junto al caudal de fluido refrigerante nos sirve para representar el ciclo termodinámico de la instalación.

Del ciclo termodinámico se extrae la información que determina las características del compresor.

Una vez seleccionado el compresor podemos elegir el condensador, evaporador y sistema de expansión.

En un principio se quiere mantener las unidades compresor - condensador, pero cabe la posibilidad de que no sean las adecuadas para la nueva instalación.

El evaporador de las cámaras se va a cambiar por uno de circulación forzada por lo que aparecerá una carga térmica nueva: el calor generado por los motores de los ventiladores.

Se mantendrá el aislamiento existente en mamparos y cubiertas de las cámaras frigoríficas.

El resto de componentes, tales como tuberías y accesorios, también serán renovados debido al alto número de fugas que se producen, con la consiguiente pérdida continua de refrigerante y en ocasiones ha estado a punto de estar en peligro la conservación de los alimentos.

El sistema debe quedar lo más equilibrado posible para conseguir un funcionamiento correcto de la instalación, siendo posible que se de el caso en que tengamos que volver a seleccionar algún elemento una vez terminados los cálculos.

1.7.1.- Potencia frigorífica

Se entiende por potencia frigorífica la cantidad de energía que se requiere vencer en un área para mantener determinadas condiciones de temperatura y humedad para una aplicación específica.

Es decir, en la conservación de alimentos, la potencia frigorífica es el calor que tiene que extraer el fluido refrigerante de cada cámara, cargada a su máxima capacidad y en condiciones adversas, para mantener las condiciones de temperatura y humedad especificadas.

El cálculo de la potencia frigorífica para realizar el balance térmico de la instalación se realiza en base a un periodo de 24 horas.

La potencia frigorífica en cada cámara es la suma de las cargas térmicas de las mismas, dichas cargas térmicas son:

- La refrigeración, congelación y subenfriamiento de la mercancía y, eventualmente, de su embalaje.
- La absorción eventual del calor despedido por la mercancía almacenada (calor de respiración).
- Las aportaciones de calor debidas a la transmisión de calor a través de mamparos y cubiertas.
- El enfriamiento y secado del aire de renovación.
- La aportación de calor debida a la circulación y al trabajo del personal en las cámaras.
- La aportación de calor debida a equipos eléctricos en el interior de la cámara.
- La aportación de calor debida al desescarche.
- Un factor de seguridad.

Una vez obtenidas la potencia frigorífica de cada cámara en un día, debemos dividir este valor entre el número de horas que se estima que instalación frigorífica funcionará en un día, obteniendo así las kcal/h a extraer por cada evaporador.

1.7.1.1.- Refrigeración, congelación y subenfriamiento

La temperatura y humedad correcta de la cámara de congelados para evitar el crecimiento bacteriano es de -18ºC y un 80 % respectivamente.

En caso de entrar el producto a temperatura ambiente, habría que enfriar el producto hasta la temperatura de congelación, congelar el producto y subenfriarlo hasta la temperatura de almacenamiento.

El cálculo se divide en tres partes:

1. Enfriamiento de la carga hasta la temperatura de congelación. Aplicamos la siguiente ecuación, teniendo en cuenta que la temperatura final es la temperatura de congelación.

$$Q_{enfriamiento} = c * m * (T_{ent} - T_{final})$$

Siendo:

- c: calor específico de la mercancía en $\frac{kcal}{kg\ ºC}$
- m: masa de la mercancía que debe enfriarse en kg.
- $(T_{ent} - T_{final})$: diferencia de temperatura entre la temperatura a la que entra el género y la de al final de su enfriamiento en ºC.

2. Congelación del producto:

$$Q_{congelación} = l * m$$

Siendo:

- l: calor latente de congelación en kcal/kg
- m: masa de mercancía en kg

3. Subenfriamiento del producto hasta la temperatura deseada, en este parte utilizamos la misma ecuación que en el primer punto, pero empleando el calor especifico a temperatura bajo 0.

$$Q_{subenfriamiento} = c * m * (T_{ent} - T_{final})$$

El valor del calor específico de enfriamiento de los diferentes productos se obtiene de formularios especializados. También pueden calcularse, de

manera aproximada, conociendo su porcentaje de agua fisiológica con la siguiente ecuación:

$$c = \frac{a + 0{,}4 * b}{100}$$

Siendo:

- a: Contenido de agua en el género en kg
- b: Contenido de materia sólida en kg

El resto de calores específicos se calculan por las fórmulas:

$$l = \frac{80 * a}{100} \text{ y } c = \frac{0{,}5 * a + 0.4 * b}{100}$$

Sin embargo, hay que tener claro el objetivo de la gambuza de congelados, no se trata de un túnel de congelación, sino de mantener la mercancía en unas condiciones.

En realidad, los productos de la cámara de congelados están congelados antes de entrar en la cámara, siendo innecesario refrigerar la carne y su embalaje hasta la temperatura de congelación del producto, y congelar el agua fisiológica del mismo.

Por tanto, en la cámara de congelados sólo existe la carga térmica debida al subenfriamiento del producto, lo cual es una gran ventaja en cuanto a disminuir el calor a extraer.

En la cámara de congelados, debido al transporte de la mercancía, la temperatura inicial será superior a la especificada, vamos a suponer unos tres grados centígrados más alta, es decir -15ºC.

En la cámara de vegetales sólo se da el primer caso, enfriamiento de la mercancía hasta una temperatura dada, y suponemos que la mercancía entra a una temperatura de 15ºC.

Por otro lado, si la mercancía esté embalada, es necesario añadir a la cantidad de frigorías calculadas anteriormente, las necesarias para el enfriamiento del embalaje mediante la ecuación:

$$Q_e = c_e * m_e * (T_{ent} - T_{final})$$

Siendo:

- c_e: calor específico del material de embalaje en $\frac{kcal}{kg\ ºC}$
- m: masa de embalaje en kg
- $(T_{ent} - T_{final})$: diferencia de temperatura entre la temperatura a la que entra el embalaje y la del mismo al final de su enfriamiento en ºC.

De manera aproximada, en vez de calcular la carga térmica del embalaje, se puede suponer que su valor es un 10% en la carga térmica del producto.

Para calcular la carga térmica de cada una de las cámaras necesitamos los siguientes datos:

- La temperatura en el interior de la cámara de congelados es de -18ºC.
- La temperatura de entrada del producto a la cámara de congelados es de -15ºC.
- La temperatura en el interior de la cámara de vegetales es de +6ºC.
- La temperatura de entrada del producto a la cámara de vegetales es de +15ºC.

PRODUCTO	CALOR ESPECÍFICO (kcal/ kg ºC)		
	ENFRIAMIENTO	CONGELACIÓN	SUBENFRIAMIENTO
Carne	0,70	216	0,40
Pescado	0,82	240	0,41
Vegetales	0,45	-	-

Calor específico según "el manual de datos para la ingeniería de alimentos" de Georges D. Hayes

Se supone que el calor a extraer por la mercancía introducida debe ser extraído en un periodo de 24 horas. La carga térmica de la mercancía en la cámara congelados, según la ecuación de subenfriamiento del producto, será:

PRODUCTOS CÁMARA CONGELADOS	CANTIDAD (kg)
Carne	120
Pescado	60
Vegetales	50
Marisco	20
Productos Varios	70
TOTAL	**320**

a) Subenfriamiento de la carne:

$$Q_{sub-carne} = 0{,}40 \frac{kcal}{kg\,ºC} * 120kg * \left((-15ºC) - (-18ºC)\right) = 144\ kcal$$

a) Subenfriamiento del pescado:

$$Q_{sub-pescado} = 0{,}41 \frac{kcal}{kg\,ºC} * 60kg * \left((-15ºC) - (-18ºC)\right) = 73{,}8\ kcal$$

b) Subenfriamiento de los vegetales (suponemos un calor específico de subenfriamiento de 0,41 kcal/ kg ºC):

$$Q_{sub-vegetales} = 0{,}41 \frac{kcal}{kg\,ºC} * 50kg * \left((-15ºC) - (-18ºC)\right) = 61{,}5\ kcal$$

c) Subenfriamiento marisco (suponemos un calor específico de subenfriamiento de 0,41 kcal/ kg ºC):

$$Q_{sub-marisco} = 0{,}41 \frac{kcal}{kg\,ºC} * 20kg * \left((-15ºC) - (-18ºC)\right) = 24{,}6\ kcal$$

d) Subenfriamiento productos varios (suponemos un calor específico de subenfriamiento de 0,41 kcal/kg ºC):

$$Q_{sub-varios} = 0{,}41\frac{kcal}{kg\,ºC} * 70kg * \left((-15ºC) - (-18ºC)\right) = 86{,}1\ kcal$$

Si sumamos todos los valores obtenemos un total de 390 kcal, teniendo en cuenta el embalaje habrá que sumar un 10% al valor calculado.

La carga térmica a extraer de la mercancía y su embalaje en un periodo de 24 horas en la cámara de congelados es de 429 kcal.

Para calcular la carga de la cámara de vegetales aplicamos la ecuación de enfriamiento de la carga, además en este caso está claro que sólo hay enfriamiento, y no hay congelación y subenfriamiento:

PRODUCTOS CÁMARA VEGETALES	CANTIDAD (kg)
Vegetales	575
Productos Varios	110
TOTAL	**685**

a) Enfriamiento de los vegetales:

$$Q_{enfria.\ vegetales} = 0{,}45\frac{kcal}{kg\,ºC} * 575kg * (15ºC - 6ºC) = 2328{,}75\ kcal$$

b) Enfriamiento de productos varios (suponemos un calor específico de enfriamiento de 0,70 kcal/ kg ºC):

$$Q_{enfria.\ varios} = 0{,}70\frac{kcal}{kg\,ºC} * 110kg * (15ºC - 6ºC) = 693\ kcal$$

Si sumamos todos los valores obtenemos un total de 3021,75 kcal, teniendo en cuenta el embalaje habrá que sumar un 10% al valor calculado.

La carga térmica a extraer de la mercancía y su embalaje en un periodo de 24 horas en la cámara de vegetales es de 3323,92 kcal.

1.7.1.2.- Calor de respiración

Las frutas y los vegetales continúan con vida después de su recolección y continúa sufriendo grandes cambios mientras están almacenados. Lo más importante de esos cambios son los producidos por la respiración, se trata de un proceso mediante el cual el oxígeno del aire se combina con los carbohidratos en el tejido de la planta dando como resultado la formación de dióxido de carbono y calor.

El calor eliminado es llamado calor de respiración y se considera como parte de la potencia calorífica cuando cantidades considerables de frutas y/o vegetales son almacenados a una temperatura superior a la de congelación. La cantidad de frigorías a producir para compensar esta aportación de calor en la cámara de vegetales depende de la naturaleza del fenómeno y de las condiciones en que se produce (avance del fenómeno de maduración, temperatura,…).

Este valor se puede calcular mediante la siguiente ecuación:

$$Q_r = l_r * m$$

Siendo:

- l_r: el calor de respiración con un valor de 0,92 $\frac{kcal}{kg\,día}$
- m: la masa de vegetales en kg

Por tanto:

$$Q_{persona\ veg.} = 0{,}92 \frac{kcal}{kg\,día} * 555kg$$

$$Q_{respiración} = 510{,}6\ \frac{kcal}{día}$$

El calor de respiración de la cámara de vegetales en un periodo de 24 horas es de 510,6 kcal y el de la cámara de congelados es cero.

1.7.1.3.- Transferencia de calor a través de mamparos y cubiertas

La transferencia de calor es el paso de energía térmica desde un cuerpo de mayor temperatura a otro de menor temperatura.

Cuando un cuerpo, por ejemplo, un objeto sólido o un fluido, está a una temperatura diferente de la de su entorno u otro cuerpo, la transferencia de energía térmica, también conocida como transferencia de calor o intercambio de calor, ocurre de tal manera que el cuerpo y su entorno alcancen equilibrio térmico.

Según el Segundo Principio de la Termodinámica, la transferencia de calor siempre ocurre desde un cuerpo más caliente a uno más frío. Cuando existe una diferencia de temperatura entre dos objetos en proximidad uno del otro, la transferencia de calor no puede ser detenida, solo puede hacerse más lenta.

Hay tres modos de transferencia de calor:

- Conducción: Es un mecanismo de transferencia de calor en escala atómica a través de la materia por actividad molecular, por el choque de unas moléculas con otras, donde las partículas más energéticas le entregan energía a las menos energéticas, produciéndose un flujo de calor desde las temperaturas más altas a las más bajas.

  Sólo se produce si hay diferencias de temperaturas entre dos partes del medio conductor. Los objetos malos conductores como el aire o plásticos se llaman aislantes.

- Convección: Es la transferencia de calor generada por movimiento de masa o circulación dentro de una sustancia. Sólo se produce en líquidos y gases donde los átomos y moléculas son libres de moverse en el medio.

Puede ser natural, producida por diferencia de densidades, o forzada, por ejemplo mediante un ventilador o una bomba.

- Radiación: Se trata de energía emitida por la materia que se encuentra a una temperatura dada, se produce directamente desde la fuente hacia afuera en todas direcciones.

  Esta energía es producida por los cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas constitutivos, y transportada por ondas electromagnéticas o fotones.

  A diferencia de la conducción y convección no necesita un medio material para propagarse, de hecho, es más efectiva en el vacío.

La transferencia de calor a través de mamparos y cubiertas es:

- Por convección y radiación, la transferencia de calor entre el aire y la superficie del mamparo o cubierta.
- Por conducción, la transferencia de calor por dentro del mamparo o cubierta.

En cada una de las paredes que constituyen cada cámara frigorífica existe una pérdida de frio, o entrada de calor, que viene determinada por la siguiente ecuación:

$$Q = K * A * \Delta T$$

Siendo:

- k: Coeficiente global de transmisión de calor, $\frac{kcal}{m^2 h\,^oC}$
- A: Superficie de transmisión de la pared en cuestión en m^2
- ΔT: Diferencia de temperatura entre las dos superficies de la pared, ^oC.

Se mantendrá el aislamiento de las cámaras, así como los imbornales de desagüe existentes, donde se conectarán los desagües de los evaporadores.

Se va a realizar los cálculos teniendo en cuenta las dimensiones de cada cámara, los materiales aislantes y las temperaturas de dentro y fuera de cada cámara.

TEMPERATURA ºC	
Tanque nº2	40
Tanque nº 3	40
Antecámara	20
Habilitación	25

SUPERFICIE MAMPAROS O CUBIERTAS CÁMARAS (m^2)		
MAMPARO/CUBIERTA	**CONGELADOS**	**VEGETALES**
Cubierta superior	4,34	6,10
Cubierta inferior	4,34	6,10
Mamparo proa	3,56	5
Mamparo popa	3,56	5
Mamparo babor	4,88	4,88
Mamparo estribor	4,88	4,88

MATERIALES AISLANTES		
TIPO	**(x): espesor en mm**	**(γ): conductividad térmica en** $\frac{kcal}{m\,h\,ºC}$
Poliestireno UNE 53.310 Tipo I	De 80 y 100	0.049
Contrachapado	De 9 y 30	0.12
Latex	40	0.2
Acero	8	42,99

El primer paso que debemos dar es conocer el coeficiente global de transmisión de calor de cada pared. Sabemos que:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{f_i} + \frac{\sum x}{\sum \gamma} + \frac{1}{f_e}}$$

Siendo:

- k: coeficiente global de transmisión
- f_i: conductancia superficial o pelicular interna en $\frac{kcal}{m^2\ h\ ºC}$
- f_e: conductancia superficial o pelicular externa en $\frac{kcal}{m^2\ h\ ºC}$
- x: espesor de cada uno de los materiales componentes de la pared en mm.
- γ: conductividad térmica de cada uno de los materiales componentes de la pared en $\frac{kcal}{m\ h\ ºC}$

La conductividad térmica es la relativa a la transmisión de calor por conducción dentro de un cuerpo sólido, cada material que compone la pared tiene una distinta.

Las conductancias superficiales son las relativas a la transmisión de calor por convección y radiación entre un fluido, el aire en este caso, y la superficie de un sólido. Su valor se obtiene de la siguiente tabla, teniendo en cuenta las columnas de “cerramiento de separación con otro local, desván o cámara de aire”.

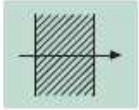
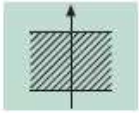
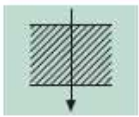
Posición del cerramiento y sentido del flujo de calor		Situación del cerramiento					
		De separación con espacio exterior o local abierto			De separación con otro local, desván o cámara de aire		
		$1/h_i$	$1/h_e$	$1/h_i + 1/h_e$	$1/h_i$	$1/h_e$	$1/h_i + 1/h_e$
Cerramientos verticales o con pendiente sobre la horizontal > 60° y flujo horizontal		0,13 (0,11)	0,07 (0,06)	0,20 (0,17)	0,13 (0,11)	0,13 (0,11)	0,26 (0,22)
Cerramientos horizontales o con pendiente sobre la horizontal ≤ 60° y flujo ascendente		0,11 (0,09)	0,06 (0,05)	0,17 (0,14)	0,11 (0,09)	0,11 (0,09)	0,22 (0,18)
Cerramientos horizontales y flujo descendente		0,20 (0,17)	0,06 (0,05)	0,26 (0,22)	0,20 (0,17)	0,20 (0,17)	0,40 (0,34)
		Resistencias térmicas superficiales en m^2 h °C/kcal (m^2 °C/W)					

Tabla según NBE CT-79 condiciones térmicas en edificios

Cambiando las unidades, nos queda la siguiente tabla:

CONDUCTANCIA SUPERFICIAL O PELICULAR $\frac{kcal}{m^2\ h\ ºC}$			
CONDUCTANCIA SUPERFICIAL	DIRECCIÓN FLUJO CALOR		
	ASCENDENTE	LATERAL	DESCENDENTE
Interna	9,09	7,69	5
Externa	9,09	7,69	5

Calculamos los valores del coeficiente global de transmisión de calor “k”, según la ecuación anterior, para cada mamparo y cubierta de cada cámara:

VALORES DE K PAREDES CÁMARA CONGELADOS						
MAMP./ CUB.	X (mm)	Material	γ $\left(\frac{kcal}{m\ h\ ºC}\right)$	f_i $\left(\frac{kcal}{m^2\ h\ ºC}\right)$	f_e $\left(\frac{kcal}{m^2\ h\ ºC}\right)$	k $\left(\frac{kcal}{m^2\ h\ ºC}\right)$
Cub. Inferior	40	Latex	0.2	5	5	0,40
	30	Contrachapado	0.12			
	80	Poliestireno	0.049			
	8	Acero	43			
Cub. Superior	9	Contrachapado	0.12	9,09	9,09	0,42
	100	Poliestireno	0.049			
	8	Acero	43			
M. Proa	9	Contrachapado	0.12	7,69	7,69	0,42
	100	Poliestireno	0.049			
	8	Acero	43			
M. Popa	9	Contrachapado	0.12	7,69	7,69	0,42
	100	Poliestireno	0.049			
	8	Acero	43			
M. Babor	9	Contrachapado	0.12	7,69	7,69	0,42
	100	Poliestireno	0.049			
	8	Acero	43			
M. Estri. *	18	Contrachapado	0.12	7,69	7,69	0,27
	160	Poliestireno	0.049			
	8	Acero	43			

VALORES DE K PAREDES CÁMARA VEGETALES						
MAMP./ CUB.	X (mm)	Material	γ $\left(\frac{kcal}{m\ h\ ºC}\right)$	f_i $\left(\frac{kcal}{m^2\ h\ ºC}\right)$	f_e $\left(\frac{kcal}{m^2\ h\ ºC}\right)$	k $\left(\frac{kcal}{m^2\ h\ ºC}\right)$
Cub. Inferior	40	Latex	0.2	5	5	0,40
	30	Contrachapado	0.12			
	80	Poliestireno	0.049			
	8	Acero	43			
Cub. Superior	9	Contrachapado	0.12	9,09	9,09	0,51
	80	Poliestireno	0.049			
	8	Acero	43			
M. Proa	9	Contrachapado	0.12	7,69	7,69	0,50
	80	Poliestireno	0.049			
	8	Acero	43			
M. Popa	9	Contrachapado	0.12	7,69	7,69	0,50
	80	Poliestireno	0.049			
	8	Acero	43			
M. Babor *	18	Contrachapado	0.12	7,69	7,69	0,27
	160	Poliestireno	0.049			
	8	Acero	43			
M. Estri.	9	Contrachapado	0.12	7,69	7,69	0,50
	80	Poliestireno	0.049			
	8	Acero	43			

* Mamparo compartido por ambas cámaras.

Una vez calculados los valores de “k” calculamos el calor cedido a través de las paredes según la ecuación anterior de trasmisión de calor por una pared.

CALOR CEDIDO PAREDES CÁMARA CONGELADOS						
MAMP./CUB.	A (m^2)	k $\left(\frac{kcal}{m^2\ h\ ºC}\right)$	T_i (ºC)	T_e (ºC)	$Q_{parcial}$ $\left(\frac{kcal}{h}\right)$	Q_{total} $\left(\frac{kcal}{h}\right)$
Cub. Inferior	4,34	0,40	-18	40	10,45	402,28
Cub. Superior	4,34	0,51	-18	25	79,94	
M. Proa	3,56	0,50	-18	20	56,93	
M. Popa	3,56	0,50	-18	40	86,89	
M. Babor	4,88	0,50	-18	40	45,18	
M. Estri.	4,88	0,27	-18	40	31,86	

CALOR CEDIDO PAREDES CÁMARA VEGETALES						
MAMP./ CUB.	**A** (m^2)	**k** $\left(\frac{kcal}{m^2\ h\ ºC}\right)$	**T_i** **(ºC)**	**T_e** **(ºC)**	$Q_{parcial}$ $\left(\frac{kcal}{h}\right)$	Q_{total} $\left(\frac{kcal}{h}\right)$
Cub. Inferior	6,10	0,40	6	40	83,53	381,78
Cub. Superior	6,10	0,51	6	25	60,11	
M. Proa	5	0,50	6	20	35,57	
M. Popa	5	0,50	6	40	86,38	
M. Babor	4,88	0,27	6	40	31,86	
M. Estri.	4,88	0,50	6	40	84,31	

Aunque el calor cedido de la cámara de vegetales a la cámara de congelados por medio del mamparo intermedio no es una pérdida de frio de la instalación lo consideraremos que si lo es para compensar cualquier perturbación que no se haya tenido en cuenta.

La potencias frigoríficas en un periodo de un día serán:

$$Q_{paredes\ cong.} = 402{,}28\ \frac{kcal}{h} * \frac{24h}{día} = 9654{,}72 \frac{kcal}{día}$$

$$Q_{paredes\ veg.} = 381{,}78\ \frac{kcal}{h} * \frac{24h}{día} = 9162{,}72 \frac{kcal}{día}$$

El calor a extraer generado por la transmisión de calor de mamparos y cubiertas en un periodo de 24 horas en la cámara de congelados es 9654,72 kcal.

El calor a extraer generado por la transmisión de calor de mamparos y cubiertas en un periodo de 24 horas en la cámara de vegetales es 9162,72 kcal.

1.7.1.4.- Aire de renovación

Tal y como se ha comentado anteriormente, el calor de respiración en la cámara de vegetales, consume el oxígeno del aire y libera dióxido de

carbono. Una de las maneras de regenerar dicho aire es por medio de renovaciones de aire.

Cada vez que se produce una apertura de la puerta de una cámara el aire caliente exterior remplaza al aire interior más denso. Normalmente mediante estas aperturas se renueva el aire viciado de la cámara.

La cantidad de frigorías que se necesitan para esta renovación dependen de las condiciones del aire exterior y de la temperatura en el interior de la cámara, así como de su humedad relativa.

En nuestro caso vamos a suponer que el cocinero hace dos entradas y el oficial una entrada por día y por cámara de diez minutos cada una.

Para conocer el calor a eliminar usamos la ecuación:

$$Q_a = N * \frac{V}{v_a} * (h_a - h_f)$$

Siendo:

- N: número de renovaciones de aire al día en renv./día
- V: volumen interior de la cámara en m^3
- v_a: volumen específico del aire exterior en $\frac{m^3}{kg}$
- h_a: entalpía del aire exterior en $\frac{kcal}{kg}$
- h_f: entalpía del aire interior en $\frac{kcal}{kg}$

Para calcular la cantidad de renovaciones de aire al día se utilizara una tabla definida en el libro “Equipos y servicios del buque de la ETSIN Madrid”, en la que se obtienen los metros cúbicos de aire por hora que se renuevan en la cámara en función del volumen y la temperatura de trabajo de la gambuza.

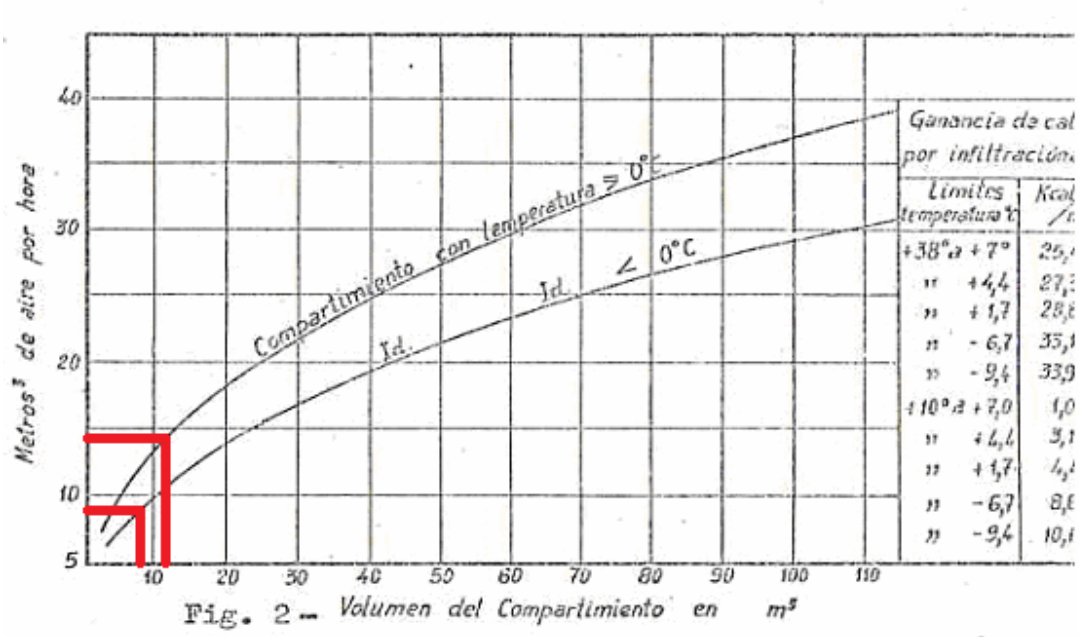


Tabla definida en el libro "Equipos y servicios del buque de la ETSIN Madrid"

Para un volumen de la cámara de congelados de 8,64 m^3 en la gráfica le corresponden unos 8 $\frac{m^3}{h}$ y como la gambuza se abrirá un tiempo de 30 minutos, el volumen de aire desplazado en ese tiempo será de 4 m^3, corresponderán a 0,46 renovaciones de aire de la cámara, entendiendo como n = 1 el volumen calculado de la gambuza de 8.64 m^3.

Al aplicar la misma lógica con la gambuza de vegetales tenemos que su volumen es de 12,2 m^3, en la gráfica le corresponden unos 14 $\frac{m^3}{h}$ y como la gambuza se abrirá un tiempo de 30 minutos, el volumen de aire desplazado en ese tiempo será de 7 m^3, corresponderán a 0,57 renovaciones de aire de la cámara, entendiendo como n = 1 el volumen calculado de la gambuza de 12,2 m^3.

Por otro lado, mediante el diagrama psicométrico obtenemos el volumen específico del aire exterior y las entalpias del aire interior y exterior.

- Aire exterior
  - Temperatura 20ºC
  - Humedad relativa 70%

- Entalpía 12,5 $\frac{kcal}{kg}$
- Volumen específico 1,282 $\frac{m^3}{kg}$

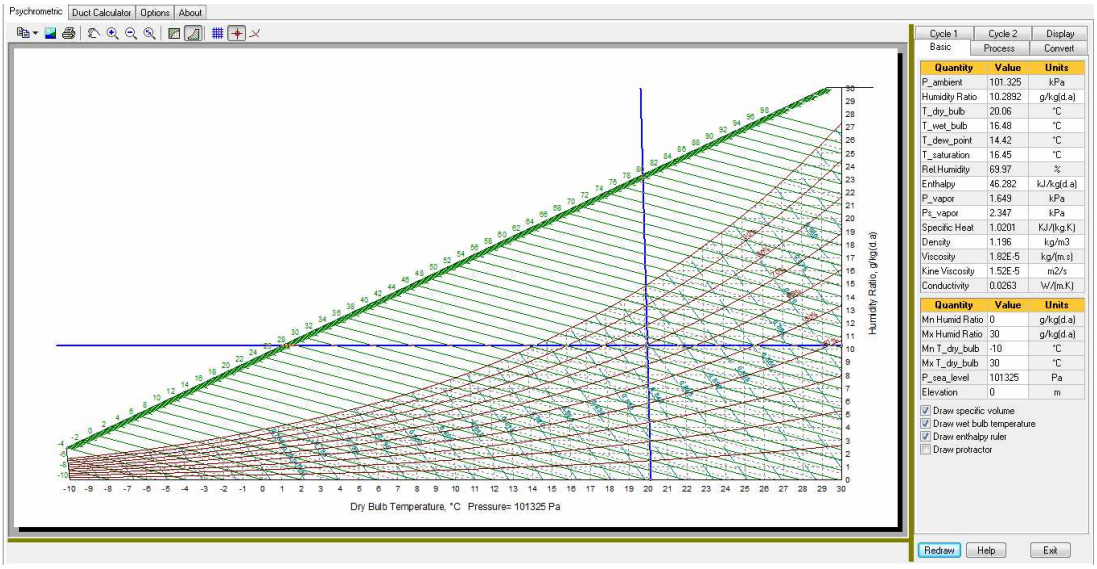


Diagrama psicrométrico aire exterior de Psichrometric Chart

– Aire interior congelados

- Temperatura -18ºC
- Humedad relativa 80%
- Entalpía 0,3 $\frac{kcal}{kg}$

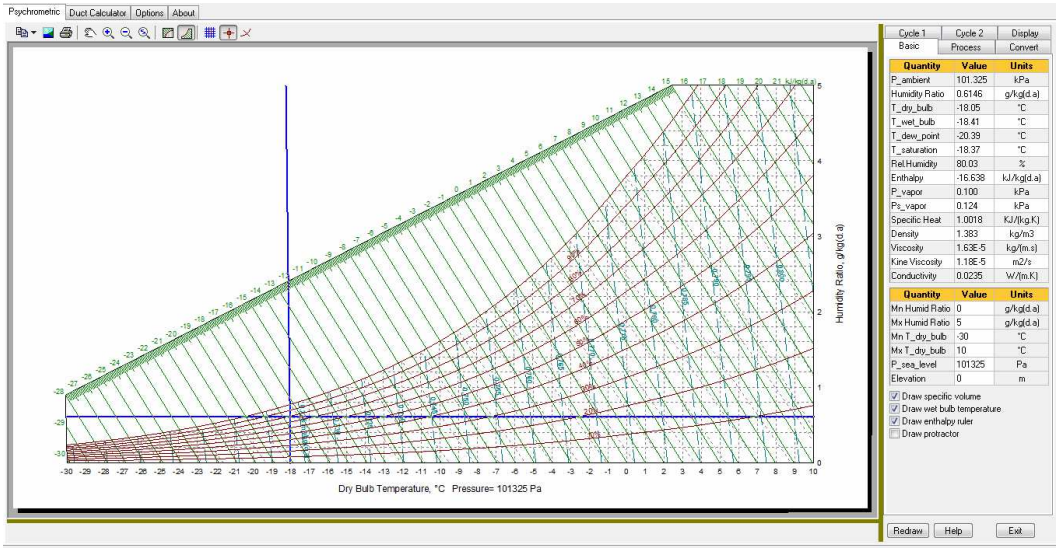


Diagrama psicrométrico aire interior cámara congelados de Psichrometric Chart

- Aire interior vegetales
  - Temperatura 6ºC
  - Humedad relativa 80%
  - Entalpía 8 $\frac{kcal}{kg}$

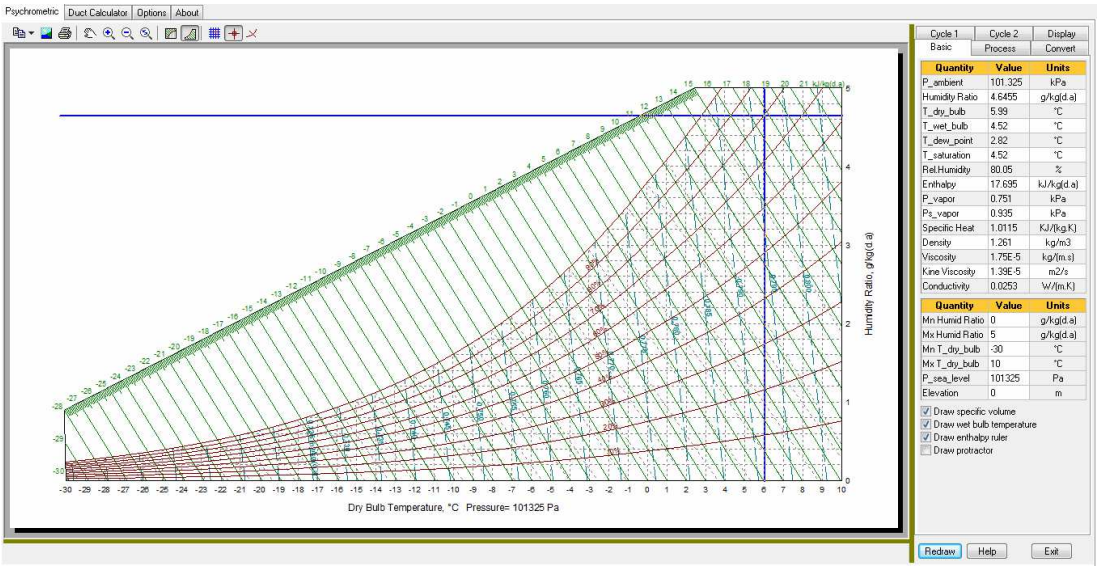


Diagrama psicrométrico interior cámara de vegetales de Psichrometric Chart

Por tanto, aplicando la ecuación inicial:

$$Q_{renv.\ cong.} = 0{,}46\frac{renov.}{dia} * \frac{8{,}68\ m^3}{1.18\frac{m^3}{kg}} * \left(12{,}5\frac{kcal}{kg} - 0{,}3\frac{kcal}{kg}\right)$$

$$Q_{renv.\ cong.} = 61{,}92\ Kcal/día$$

$$Q_{renv.\ veg.} = 0{,}57\frac{renov.}{dia} * \frac{12{,}2m^3}{1.18\frac{m^3}{kg}} * \left(12{,}5\frac{kcal}{kg} - 8\frac{kcal}{kg}\right)$$

$$Q_{renv.\ veg.} = 26{,}4\ kcal/día$$

El calor a extraer generado por el aire de renovación en un periodo de 24 horas en la cámara de congelados es 61,92 kcal.

El calor a extraer generado por el aire de renovación en un periodo de 24 horas en la cámara de vegetales es 26,40 kcal.

1.7.1.5.- Calor personal cámara

Las manipulaciones inherentes al almacenaje de los productos obligan al personal a permanecer y trabajar en el interior de las cámaras refrigeradas.

El cuerpo humano emite energía térmica, y más aún si el individuo realiza un trabajo penoso, debiendo añadirse a ello los fenómenos respiratorios que se traducen en expulsión de vapor de agua.

La cantidad de calor emitido es:

$$Q_{\text{persona cong.}} = N * q_{\text{persona}} * t$$

Siendo:

- N: número de personas.
- q_{persona}: calor emitido por persona en W
- t: tiempo de permanencia en $\frac{\text{min}}{\text{dia}}$

El calor emitido por las personas es variable en función del género del individuo, temperatura de la cámara, naturaleza del trabajo,… Estos valores se toman de ábacos especializados.

Temperatura (ºC)	Potencia térmica liberada por persona (W)
10	210
5	240
0	270
-5	300
-10	330
-15	360
-20	390
-25	420

Tabla según instalaciones frigoríficas de les Beatriu Fajardo de Mendoza

Tal y como se ha comentado anteriormente, se supone que el cocinero hace dos entradas y el oficial una entrada por día y por cámara de diez minutos cada una. En cada entrada solo hay una persona en la cámara en cuestión.

Según la tabla anterior y las temperaturas de trabajo, la potencia liberada por persona es de 240 W en la cámara de vegetales y de 360 W en la cámara de congelados.

Por tanto, en un día, el calor emitido es:

$$Q_{\text{persona cong.}} = N * q_{\text{persona}} * t$$

$$Q_{\text{persona cong.}} = 1 * 360\ W\left(\frac{J}{seg}\right) * \frac{1cal}{4{,}184J} * \frac{1kcal}{10^3 cal} * 30\ \frac{min}{día} * \frac{60seg}{1\ min}$$

$$Q_{\text{persona cong.}} = 154{,}80 \frac{kcal}{día}$$

$$Q_{\text{persona veg.}} = N * q_{\text{persona}} * t$$

$$Q_{\text{persona veg.}} = 1 * 240\ W\left(\frac{J}{seg}\right) * \frac{1cal}{4{,}184J} * \frac{1kcal}{10^3 cal} * 30\ \frac{min}{día} * \frac{60seg}{1\ min}$$

$$Q_{\text{persona veg.}} = 103{,}20 \frac{kcal}{día}$$

El calor a extraer generado por la entrada del personal en un periodo de 24 horas en la cámara de congelados es 154,80 kcal.

El calor a extraer generado por la entrada del personal en un periodo de 24 horas en la cámara de vegetales es 103,20 kcal.

1.7.1.6.- Calor equipos eléctricos

El calor emitido por los equipos eléctricos se debe al calor de iluminación y al de los motores de los ventiladores.

Calor de iluminación

El calor emitido por la iluminación es el calor emitido por los focos de luz dentro de las cámaras frigoríficas.

En la actualidad la iluminación se realiza mediante bombillas de 60 vatios. Este tipo de iluminación produce luz mediante el paso de una corriente eléctrica por un hilo conductor que se calienta y se pone incandescente. El problema es que el 80% de la energía es empleado en generar calor y solo un 20% genera luz. A parte del gasto energético y el bajo rendimiento de esta iluminación, hay que sumarle la energía necesaria para eliminar el calor generado.

Por tanto, se va a cambiar el tipo de iluminación por dos tubos fluorescentes de 18 vatios por cámara, ya que para una misma luminosidad se necesita una potencia menor.

En la iluminación mediante tubos fluorescentes es necesario aplicar un factor de corrección de 1,3 ya que poseen una potencia reactiva alta que necesita una potencia inductiva alta para compensarla y además durante el arranque produce un pico de intensidad alto que se convierte en calor.

El tiempo de funcionamiento de las fluorescentes por día es el tiempo que pasa el personal cada día manipulando la mercancía en cada cámara.

Para el cálculo del calor generado utilizamos la siguiente ecuación::

$$Q_i = n * P * f * t$$

Siendo:

- Q_i: calor de iluminación $\frac{kcal}{dia}$
- n: el número de puntos de luz.
- P: potencia en W
- f: factor de corrección con iluminación fluorescente, adimensional y valor 1,3

- t: tiempo de funcionamiento por día $\frac{min}{día}$

Aplicando la ecuación en cada cámara:

$$Q_{ilum.cong.} = 2 * 18\ W\left(\frac{J}{seg}\right) * 1{,}3 * 30\ \frac{min}{día} * 60\frac{seg}{min} * \frac{1\ cal}{4{,}18\ J} * \frac{1kcal}{10^3 cal}$$

$$Q_{ilum.\ cong.} = 20{,}16\frac{kcal}{día}$$

$$Q_{ilum.cong.} = 2 * 18\ W\left(\frac{J}{seg}\right) * 1{,}3 * 30\ \frac{min}{día} * 60\frac{seg}{min} * \frac{1\ cal}{4{,}18\ J} * \frac{1kcal}{10^3 cal}$$

$$Q_{ilum.\ veg.} = 20{,}16\frac{kcal}{día}$$

El calor a extraer generado por la iluminación en un periodo de 24 horas en la cámara de congelados es 20,16 kcal.

El calor a extraer generado por la iluminación en un periodo de 24 horas en la cámara de vegetales es 20,16 kcal.

Calor ventiladores

Uno de los objetivos del proyecto es cambiar los evaporadores por convección natural por convección forzada, lo que implica que se va a generar un incremento de la carga térmica total debido a la aparición del calor emitido por los motores eléctricos de los ventiladores

El calor generado por los ventiladores es igual a:

$$Q_{ventiladores} = E * P$$

Siendo:

- $Q_{ventiladores}$: calor generado por los ventiladores en kcal/h
- E = equivalente calórico del motor eléctrico en kcal /C.V*h
- P = potencia del motor eléctrico en C.V

El equivalente calórico del motor eléctrico se obtiene mediante la tabla del ASHRAE Handbook en el que se dan el equivalente calorífico de los motores eléctricos en función de la potencia de estos.

EQUIVALENTE CAORÍFICO DE MOTORES ELÉCTRICOS	
Potencia del Motor C.V.	**Carga conectada al espacio refrigerado** $kcal/_{C.V.h}$
1/8 a 1/2	1071
1/2 a 3	932,40
3 a 20	743,46

Tabla según ASHRAE Handbook

Por tanto, debemos conocer la potencia del motor tanto como para calcular el calor emitido por los motores como para calcular el equivalente calorífico de los motores.

El cálculo de la potencia necesaria del ventilador en las cámaras se realiza con la ecuación:

$$P_v = \frac{V * n * \rho * \Delta P}{3600 * 102 * \acute{\eta}_v * \acute{\eta}_m}$$

- V: volumen de la cámara, m^3.
- n: número de circulaciones hora.
- ρ: densidad del aire a la temperatura de la cámara en kg/m^3.
- ΔP: presión que puede levantar el ventilador en mm.c.a.
- $\acute{\eta}_v$: rendimiento del ventilador.
- $\acute{\eta}_m$: Rendimiento del motor eléctrico.

La potencia de los motores es función del número de circulaciones por hora. Para su cálculo tomaremos como referencia la de otras cámaras de características similares, donde la potencia utilizada suele ser entre 0,2 y 0,3 CV.

En Astilleros del Atlántico se construyó un portacontenedores con tres cámaras frigoríficas de similares características y con las siguientes dimensiones:

- Cámara de Carnes: 9.32 m^3
- Cámara de pescados: 6.96 m^3
- Cámara de vegetales: 7.68 m^3

Cada cámara tenía un ventilador de 0.25 CV, una temperatura de trabajo de -18ºC y una presión del ventilador de 65 mm.c.a.

Para determinar el rendimiento del motor eléctrico para una potencia de 0.25 C.V utilizamos el catálogo de ABB Motors, donde se observa que para un motor de 0.25 CV le corresponde un rendimiento de 0.67.

Por otro lado, mediante el diagrama psicométrico se observa que para una temperatura de -18ºC y una humedad relativa del 80% tenemos una densidad del aire de 1,38 kg/m^3.

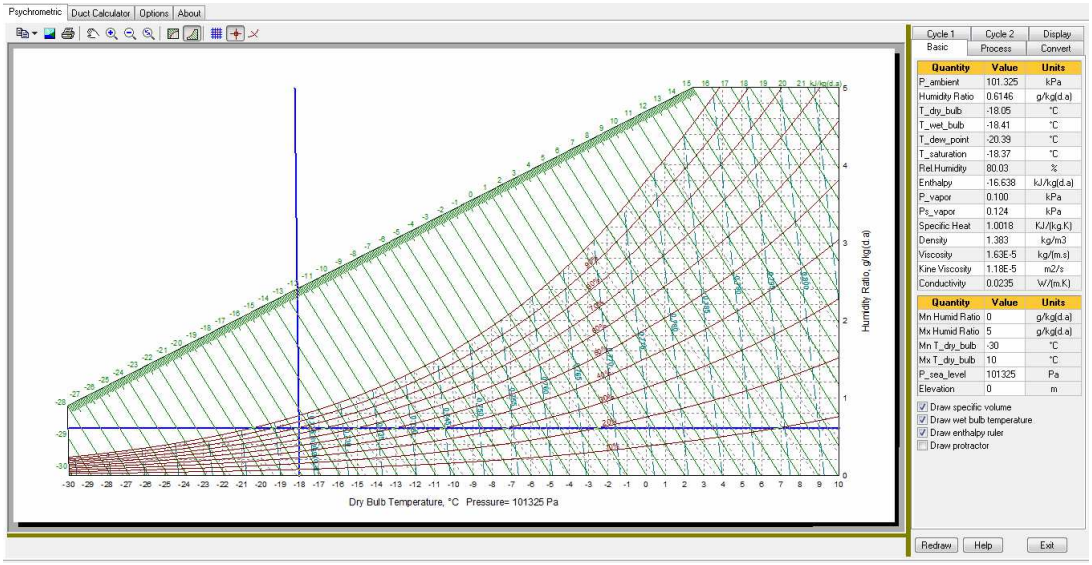


Diagrama psicrométrico interior cámara de carnes buque portacontenedores de Psichrometric chart

El número de circulaciones por hora en la cámara de carnes del buque portacontenedores es:

$$0{,}25\ \text{C.V.} = \frac{9{,}32\text{m}^3 * \text{n} * 1{,}38\ {}^{\text{kg}}/_{\text{m}^3} * 65\ \text{mm. c. a}}{3600 * 102 * 0{,}65 * 0{,}67} \rightarrow \text{n} = 34{,}64\ \frac{\text{circ.}}{\text{h}}$$

Si utilizamos este número de circulaciones obtenemos en la cámara de congelados da una potencia de:

$$\text{P}_{\text{vent.cong}} = \frac{8{,}68\ \text{m}^3 * 34{,}64\ {}^{\text{ren.}}/_{\text{h}} * 1{,}4\ {}^{\text{kg}}/_{\text{m}^3} * 65\ \text{mm.c.a}}{3600 * 102 * 0{,}65 * 0{,}67} = 0{,}17\ \text{C.V.}$$

Aplicaremos el mismo número de circulaciones por hora para la cámara de vegetales, que con una densidad del aire de 1,26 kg/m^3, tendrá una potencia del ventilador de:

$$\text{P}_{\text{vent.veg.}} = \frac{12{,}\text{m}^3 * 34{,}64\ {}^{\text{ren.}}/_{\text{h}} * 1{,}26\ {}^{\text{kg}}/_{\text{m}^3} * 65\ \text{mm.c.a}}{3600 * 102 * 0{,}65 * 0{,}67} = 0{,}19\ \text{C.V.}$$

Las densidades del aire del interior de las cámaras son tomadas de los diagramas psicométricos del apartado 1.7.2.5.

Un número de circulaciones alto implica un salto térmico bajo en el evaporador y ello una menor desecación del producto. Esto se debe a que si el número de circulaciones es bajo el salto térmico en el evaporador es mayor, lo que implica que disminuirá la temperatura de salida del aire del evaporador, será un aire más seco con una presión parcial menor que la de la superficie de los alimentos, lo que consecuentemente evapora el agua de dicha superficie.

En estos casos se puede optar por asegurar el embalaje con plásticos de los alimentos, siendo consciente del riesgo para la buena conservación de los alimentos al no realizarlo.

Conocida la potencia de los ventiladores y según la tabla anterior del equivalente calórico vamos a calcular el calor que emiten estos mediante la ecuación:

$$\text{Q} = \text{E} * \text{P} \quad \frac{\text{kcal}}{\text{h}}$$

Siendo:

- E = equivalente calórico del motor eléctrico en kcal /C.V*h
- P = potencia del motor eléctrico en C.V

Aunque los ventiladores sólo emiten calor durante el tiempo que está en marcha la instalación, como se ha estimado la potencia de los ventiladores se va a sobredimensionar un poco este calor y suponemos que están en marcha las 24 horas del día.

El calor emitido por el motor del ventilador de la cámara de congelados es:

$$Q_{vent.cong} = 932{,}2 * 0.17 * \frac{24h}{día} = 3802{,}56 \ \frac{kcal}{día}$$

El calor emitido por el motor del ventilador de la cámara de vegetales es:

$$Q_{vent.veg.} = 932{,}2 * 0.19 * \frac{24h}{día} = 4250{,}64 \ \frac{kcal}{día}$$

El calor a extraer generado por el calor de los ventiladores en un periodo de 24 horas en la cámara de congelados es 3802,56 kcal.

El calor a extraer generado por el calor de los ventiladores en un periodo de 24 horas en la cámara de vegetales es 4250,64 kcal.

1.7.1.7.- Carga térmica por desescarche y factor de seguridad

Como regla general se calcula que habrá que incrementar un 10% las aportaciones calóricas totales que soporta cada cámara, estas aportaciones extras serán debidas sobre todo al proceso de desescarche.

Por otro lado, se aplicará un factor de seguridad de un 10% del calor total en cada cámara para que de esta forma quede compensado cualquier incremento en la carga térmica que no esté reflejado en el cálculo del proyecto.

Por tanto debemos incrementar un total de un 20% la carga térmica calculada para cada cámara.

1.7.1.8.- Potencia frigorífica de las cámaras

A continuación se muestra una tabla resumen de las diferentes cargas térmicas de cada cámara para un periodo de 24 horas, la suma de las cargas térmicas parciales de cada cámara y la suma total de todas las cargas térmicas a extraer.

RESUMEN POTENCIA FRIGORÍFICA GAMBUZA (kcal/día)			
CARGA TÉRMICA	CAMARA CONGELADOS	CÁMARA VEGETALES	CALOR TOTAL
$Q_{subenfriamiento}$	429	3323,9	3752,9
$Q_{respiración}$	-	510,6	510,6
$Q_{paredes}$	9654,7	9162,7	18817,4
$Q_{renovación}$	61,9	26,4	88,3
$Q_{personal}$	154,8	103,2	258
$Q_{iluminación}$	20,1	20,1	40,3
$Q_{ventiladores}$	3802,5	4250,6	8053,2
$\sum Q$	14123,1	17397,6	31520,8
$Q_{desescarche\ y\ factor\ seguridad}$	2824,6	3479,5	6304,1
Q_{total}	**16947,7**	**20877,1**	**37824,9**

La nueva instalación va a ser diseñada para trabajar 18 horas al día, debe ser capaz de extraer las siguientes cantidades por hora:

$$Q_{cong.} = 16947{,}79\ \text{kcal/día} / 18\ \text{h/día} = 941{,}54\ \text{kcal/h}$$

$$Q_{veg.} = 20877{,}16\ \text{kcal/día} / 18\ \text{h/día} = 1159{,}84\ \text{kcal/h}$$

La instalación frigorífica debe ser capaz de extraer una potencia frigorífica de 941 kcal en la cámara de congelados en un periodo de 18 horas.

La instalación frigorífica debe ser capaz de extraer una potencia frigorífica de 1159 kcal en la cámara de vegetales en un periodo de 18 horas.

La instalación frigorífica debe ser capaz de extraer una potencia frigorífica total de 2100 kcal entre ambas cámara en un periodo de 18 horas.

1.7.2- Fluido refrigerante

El fluido refrigerantes es el encargado de absorber el calor de la cámara frigorífica y cederlo en el condensador, es decir, es el elemento de la instalación que se encarga de “transportar” el calor de un lugar a otro.

Esto lo consigue mediante cambios de fase líquida a vapor y viceversa. En realidad, la función de la instalación frigorífica es provocar estas transformaciones termodinámicas y aprovechar el calor latente del refrigerante para absorber y ceder calor.

El fluido refrigerante por la instalación actual es el R22. Desde el Protocolo de Monreal del 1 de Enero de 2010 esta prohibido el uso de R22 virgen en Europa con el fin de preservar la capa de ozono.

El uso del R22 ha ido disminuyendo a lo largo de los años debido al desarrollo de refrigerantes mejores. En el año 2000 los fabricantes europeos de equipos de aire acondicionado ya empezaron a utilizar el R407C debido a sus mejores prestaciones técnicas en temperaturas ambientales altas, y para temperaturas bajas y medias se empezó a utilizar los refrigerantes R404A y R507.

El problema es que muchas instalaciones antiguas siguen utilizando el R22 como refrigerante puro o como mezclas sustitutivas en las reconversiones durante los años noventa de los refrigerantes R12 y R502. Existe la posibilidad de utilizar R22 reciclado pero se debe tener en cuenta que la oferta es progresivamente menor que la demanda.

Sin embargo, en general es recomendable sustituir el R22 por otro nuevo en base a:

- Una mayor eficiencia y ahorro de energía.
- Una mayor fiabilidad.
- Un menor costo de mantenimiento.
- Una reducción de emisiones de CO_2.

A continuación se muestran dos tablas del fabricante Danfoss, donde se indican las características de algunos de sus refrigerantes y una tabla de reconversión del R22.

	Nombre comercial		Composición	ODP	GWP	Grupo Seguridad	Límite práctico kg/m³	Temp. ebullición (°C)	Deslizamiento (K)	Temp. Crítica (°C)	Presión crítica (bar)	Cond. temp. (°C) @26bars
R134a			100% R134a	0	1300	A1	0.25	-26.1	0	101	40.59	80
R22			100% R22	0.06	1700	A1		-40,8		96	49.9	63.2
R404A	Suva HP62	Dupont	52% R143a - 44% R124 - 4% R134a	0	3750	A1	0.48	-47	0.8	71.6	37.3	55
R507A	FX70-AZ50	Atofina-Allied	50% R134a - 50% R125	0	3800	A1	0.48	-46.7	0	71	37.15	54
R407C	AC9000 & Klea 66		52% R134a - 25% R125 - 23% R32	0	1600	A1	0.31	-44	7.4	87	48.2	58
R410A			50% R32 - 50% R125	0	1900	A1	0.44	-51	<0.2	72	49.1	43
R417A	Isceon MO59	Dupont	46.6% R125 - 50% R1234a - 3,4% R600	0	1950	A1	0.15	-38.01	5.14	90	4.035	68
R422A	Isceon MO79	Dupont/ Rhodia	85.1% R125 - 11.5% R134a - 3.4% R600a	0	2530	A1	N/A	-49	2.5	72	37.48	56
R422D	Isceon MO29	Dupont	65.1% R125 - 31.5% R134a - 3.4% R600a	0	2230	A1	-	-45	4.5	81	39.04	62
R427A	FX100	Atofina	50% R134a - 25% R125 - 15% R32 - 10% R143a	0	1830	A1	-	-42,7	7.1	86.8	44	64
R290				0	3	A3	0.008	-42.4	0	96.7	42.47	70

Tabla propiedades de algunos refrigerantes según Danfoss

Nombre comercial	Número ASHRAE	Componentes [%]									Reconversión ó sustitución para
		HFCs				Hidrocarbonos					
		R32	R125	R134a	R143a	R218	R290	R600	R600a	R601a	
R-404A	404A		44	4	52						R22
R-507	507		50		50						
AC9000	407C	23	25	52							
Forane 427A	427A	15	25	50	10						
Isceon 59	417A		46.6	50				3.4			
RS-44	424A		50.5	47				1	0.9	0.6	
Icor XAC1	422B		55	42					3		
RS-45	434A		63.2	16	18				2.8		
Isceon MO29	422D		65.1	31.5					3.4		
RS-52	428A		77.5		20		0.6		1.9		
Icor XLT1	422C		82	15					3		R402, R403, R408A
Isceon MO79	422A		85.1	11.5					3.4		
RS-24	426A		5.1	93				1.3	0.6		FX56, R409A, R12
R-413A	413A		88			9		3			

Tabla reconversión refrigerante R22 según Danfoss

Según Danfoss, el proceso de reconversión puede ser de cuatro tipos:

1) Sustitución directa del refrigerante (Drop-in): El refrigerante HCFC se reemplaza por el alternativo sin ningún cambio adicional que el de las etiquetas con nombre del nuevo refrigerante y las cantidades.
2) Reconversión menor (Light retrofit): Se cambian el aceite y los filtros.
3) Reconversión estándar (Standard retrofit): Como en el punto anterior pero con un segundo cambio de aceite.
4) Reconversión profunda (Heavy retrofit): El circuito se limpia y se cambia la válvula de expansión. Se cambian el aceite y el filtro deshidratador. En este caso, frecuentemente, la mejor opción es cambiar también el compresor.

Antes de decidir que tipo de reconversión vamos a realizar tenemos que analizar la instalación y los costes de la reconversión. Debemos tener en cuenta la edad de la instalación, el tiempo de funcionamiento y el estado de sus componentes.

A la hora de realizar la reconversión del refrigerante se debe tener en cuenta los efectos sobre la instalación:

1) Conlleva una pérdida de la capacidad frigorífica debida a las diferencias de las propiedades de cada refrigerante y al gran deslizamiento de algunas mezclas puede reducir un 7% la capacidad en los intercambiadores. Además, la miscibilidad parcial del aceite con las mezclas frigoríficas puede reducir otro 5% la capacidad en los intercambiadores.

   La reducción de la capacidad frigorífica puede tener las siguientes consecuencias:

   - Mayor tiempo de funcionamiento de la instalación.
   - En aplicaciones para enfriadores de cerveza por ejemplo, se requiere una capacidad instantánea que no se puede producir.
   - En algunas aplicaciones hay que cumplir una serie de especificaciones que se pueden ver influenciadas por esta

reducción de capacidad, por ejemplo, en nuestro caso puede generar un aumento de la humedad relativa de la cámara por encima de la requerida

2) Los nuevos refrigerantes y aceites pueden afectar al sistema de distintas maneras:

- La combinación de POE con refrigerante HFC tiene un gran efecto detergente en circuitos viejos con aceite mineral y HCFC, lo que puede generar que deposiciones de carbón puedan ser arrastradas y disminuir la eficiencia de los filtros, sistema de expansión y compresor, o contaminar el aceite. Es recomendable cambiar el filtro y el aceite después de un periodo corto de tiempo.
- El aceite POE con refrigerante HFC requiere un nivel de humedad inferior a 100 ppm, por lo que será necesario utilizar los componentes precisos para alcanzar dichos niveles.
- Algunas juntas pueden ser atacadas por el aceite POE y el HFC por lo que deberán ser cambiadas para evitar fugas.

3) Las siguiente situaciones especiales:

- En instalaciones con recipiente nunca se realizará un cambio simple de refrigerante. Esto es debido a la baja miscibilidad del aceite mineral con el HFC, una parte del aceite se acumulará en la parte superior del refrigerante en el recipiente bloqueando la entrada o salida del mismo.
- En instalaciones con intercambiadores inundados requieren refrigerantes con deslizamiento despreciable, como el R404A o R507.

4) Las válvulas de expansión están diseñadas para trabajar con R22. Al cambiar el refrigerante por una, mezcla se pueden dar las siguientes situaciones:

- El R404A, R507 y R422A manifestaran unos recalentamientos superiores (10K) el cual no se puede corregir ajustando el recalentamiento.
- El R407C, R427A y R417A dan un recalentamiento inferior que se puede corregir en el ajuste del recalentamiento.

- El R422D da un recalentamiento inferior que se puede corregir en el ajuste del recalentamiento. La válvula necesita un 20% más de capacidad lo que puede requerir cambio de orificio.

En la siguiente tabla se muestran las recomendaciones de Danfoss para realizar la reconversión del refrigerante en una instalación frigorífica.

Algunas de las mezclas que aparecen no se han evaluado, sus aplicaciones y pérdidas de capacidad se han estimado en comparación con sus componentes y las mezcla si evaluadas, por ejemplo el R422B se encuentra entre el R422D y el R417A

Aplicación	Sistema de expansión	Nuevo refrigerante	Procedimiento	Pérdida de capacidad	Comentarios
Todas	Capilar	R417A	Drop-in	25%	Sin cambios en el capilar
		R417A	Light retrofit	20%	
		R427A	Standard retrofit	15%	
		R404A	Heavy retrofit	5%	Capilar - 20 %
Unidades compactas	Válvula de expansión termostática (TEV)	R417A	Drop-in	25%	Aplicaciones sin recipiente de líquido
		R422D	Drop-in	20%	
		R422D	Light retrofit	15%	Ajustar la TEV
		R427A	Light retrofit	10%	
		R422A*	Heavy retrofit	5%	Sustituir la TEV
		R404A	Heavy retrofit	5%	
Otros tipos	Válvula de expansión termostática (TEV)	R422D	Light retrofit	15%	Ajustar la TXV
		R427A	Standard retrofit	10%	
		R422A*	Heavy retrofit	5%	Sustituir TXV
		R40AA	Heavy retrofit	3%	

Tabla en función del tipo del tipo de reconversión del R22 según Danfoss

Al realizar la reconversión:

1) La cantidad de aceite remanente una vez realizada la limpieza, se recomienda un nivel inferior al 2% de aceite mineral en el sistema.

2) Sustituir los componentes necesarios como:

- Juntas, por ejemplo las juntas tóricas de las solenoides
- Filtro deshidratador con un tamiz molecular hasta conseguir niveles inferiores a 100 ppm.

- Válvulas de seguridad y de retención si las nuevas presiones de trabajo lo requieren
- Visores para el uso de HFC.

3) Realizar los ajustes necesarios:

- Válvula de expansión, ajustar el recalentamiento mediante la temperatura de aspiración en el punto de rocío.
- Equipo de control y seguridad, ajustar los nuevos parámetros de presión y temperatura

4) La aparición de nuevos elementos en circuitos grandes tales como un separador de aceite o un filtro en la línea de aspiración.

1.7.3.- Condiciones de funcionamiento de la instalación

Aunque el Primer Principio de la Termodinámica dice que el calor fluye del foco caliente al foco frío, en una instalación frigorífica mediante el aporte del trabajo del compresor se consigue hacerlo en sentido contrario.

Las condiciones de funcionamiento de la instalación dependen de las especificaciones del fluido a refrigerar, foco frío, y de las características del fluido a calentar, foco caliente.

Un fluido es una sustancia entre cuyas moléculas sólo hay una fuerza de atracción débil, lo que le permite adaptarse al recipiente que lo contiene.

Los líquidos y los gases son fluidos, en nuestro caso, como se trata de la refrigeración de la gambuza de un buque, el fluido a refrigerar es el aire de dentro de las cámaras y el fluido al que se libera el calor es el agua de mar.

Por otro lado está el fluido refrigerante, que es fluido que circula en circuito cerrado por la instalación y que con el calor cedido y absorbido durante sus cambios de fase transporta el calor del foco frío al foco caliente.

Las temperaturas de los focos frío y caliente establecen respectivamente las temperaturas del fluido refrigerante, y por consecuencias las presiones de evaporación y condensación del fluido refrigerante.

La temperatura del foco frío viene establecida por las características del aire del evaporador, el cual depende de las especificaciones que exigen los productos a conservar en dicha cámara.

En nuestro caso hay dos cámaras, una de congelados y otra de vegetales, cuyas especificaciones, según el apartado 1.5.2, son las que se muestran en la siguiente tabla:

ESPECIFICACIONES AIRE GAMBUZAS		
TIPO	**CONGELADOS**	**VEGETALES**
Temperatura	-18ºC	+6ºC
Humedad Relativa	80 %	80 %

La temperatura del foco caliente viene establecida por las características del agua de mar, la cual depende de la zona y la estación en que nos encontremos. Cuanto mayor sea la temperatura del agua de mar menor será el salto térmico en el condensador, lo que es una situación desfavorable para el funcionamiento de la instalación.

Las condiciones de funcionamiento que vamos a determinar son:

- Temperatura y presión de condensación.
- Temperatura y presión de evaporación.
- Relación de compresión.

1.7.3.1.- Temperatura y presión de condensación

En un ciclo de refrigeración por compresión el condensador es el elemento encargado de condensar el fluido refrigerante que viene del compresor en fase gas a alta presión y se dirige a la válvula de expansión en fase líquido a alta presión.

En su interior el fluido refrigerante sufre un cambio de fase cediendo calor al exterior del sistema a refrigerar.

El calor cedido durante un cambio de fase se denomina calor latente y se realiza a temperatura constante.

Un condensador es un intercambiador de calor mediante el cual dos fluidos intercambian calor sin mezclarse uno con otro.

Para que el fluido refrigerante se condense debe estar a mayor temperatura que el fluido refrigerador, que en nuestro caso es agua de mar.

Se denomina salto térmico del condensador a la diferencia entre la temperatura de condensación del fluido refrigerante y la que tiene el fluido refrigerador a la entrada del condensador.

En condensadores donde el refrigerador es aire se establece un salto térmico de 10 a 20ºC, y si el refrigerador es agua de 10 a 17ºC, aunque lo más frecuente es usar 15ºC y, entre 13 y 15ºC, respectivamente.

Conocida la temperatura de condensación podemos obtener la presión de condensación mediante el diagrama presión-entalpía del fluido refrigerante en cuestión.

1.7.3.2.- Temperatura y presión de evaporación

En un ciclo de refrigeración por compresión el evaporador es el elemento encargado de evaporar el fluido refrigerante que viene de la válvula de expansión en fase líquida a baja presión y se dirige al compresor en fase gas a baja presión.

En su interior el fluido refrigerante sufre un cambio de fase absorbiendo calor del interior del sistema a refrigerar.

Un evaporador también es un intercambiador de calor mediante en el cual dos fluidos intercambian calor sin mezclarse uno con otro.

Para que el fluido refrigerante se evapore debe estar a menor temperatura que el fluido a refrigerar, que en nuestro caso es el aire de la cámara.

Se denomina salto térmico del evaporador a la diferencia entre la temperatura de evaporación del refrigerante y la temperatura del aire que entra en el evaporador. La temperatura del aire que entra en el evaporador

suele ser igual a la temperatura de la cámara o de conservación del producto.

El salto térmico del evaporador es un parámetro a determinar muy importante ya que influye en:

- La humedad relativa que se genera en el interior de la cámara frigorífica.
- La superficie del evaporador.

Al aumentar el salto térmico del evaporador se condensa más agua del ambiente de la cámara, lo que hace disminuir la humedad relativa generando desecación del producto. Por lo contrario, si el salto térmico es bajo, la humedad relativa aumenta.

Respecto a la superficie del evaporador, según la expresión de la transmisión global de calor en un evaporador, al aumentar el salto térmico disminuye la superficie de contacto y el evaporador es más pequeño y barato.

$$Q = K * S * DT$$

Siendo:

- Q: Calos transmitido en el evaporador, kcal/h.
- S: superficie del evaporador, m^2.
- K: coeficiente global de transmisión de calor, kcal/(m^2 h ºC).
- DT: salto térmico en el evaporador, ºC.

Por tanto:

- Si se trabaja con salto térmico elevado, disminuye la humedad relativa y disminuye el tamaño del condensador.
- Si se trabaja con salto térmico bajo, aumenta la humedad relativa y aumenta el tamaño del condensador.

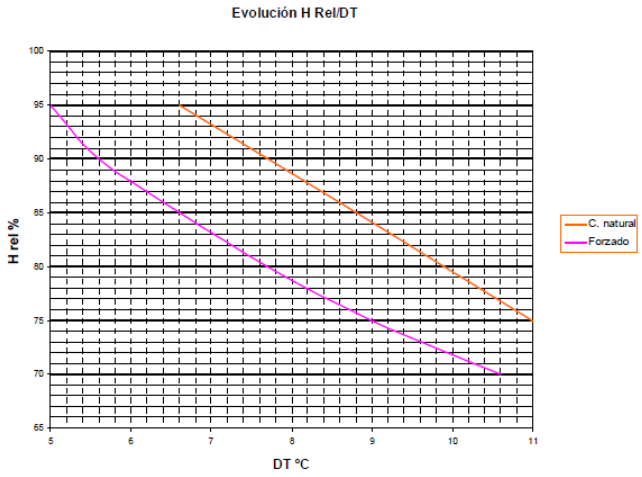
En función de la mercancía a refrigerar necesitaremos más o menos humedad relativa. En la tabla siguiente se indica la humedad relativa necesaria para la conservación de algunos alimentos.

Alimento	*Temperatura (ºC)*	*Humedad relativa (por ciento)*
Albaricoques	— 0'5-0	85-90
Plátanos	12-15'5	85-90
Judías, pimientos	7 2	85-90
Col, lechuga, zanahorias	0	90-95
Limones	12'8-14'4	85-90
Melones	4'5-10	80-85
Nueces	0-2'2	65-70
Cebollas	0	70-75
Tomates (maduros)	4'5-10	85-90

Humedad relativa y temperatura de conservación de algunos alimentos según manual de datos para ingenieros de alimentos George D. Huyes

Las cámaras destinadas a almacenar productos muy sensibles a la desecación (carne fresca, fruta, verduras,…) requieren un salto térmico pequeño. Los productos envasados, bebidas,…, no tienen problema de desecación y pueden trabajar con un salto térmico elevado.

En la gráfica que se muestra a continuación se puede seleccionar el salto térmico en función de la humedad relativa requerida por la mercancía y del tipo de evaporador, en función de si es de convección forzada o natural.



Gráfica salto térmico evaporador en función humedad relativa según guía práctica selección de los elementos de una instalación frigorífica

Mediante el salto térmico y la temperatura de conservación del producto en cada cámara podemos determinar la temperatura de evaporación de cada cámara.

$$To = Tc - DT$$

Siendo:

- To: Temperatura de evaporación, ºC.
- Tc: Temperatura de conservación del producto o temperatura de la cámara, ºC.
- DT: salto térmico en el evaporador, ºC.

Conocida la temperatura de condensación podemos obtener la presión de condensación mediante el diagrama presión-entalpía del fluido refrigerante en cuestión en cada evaporador.

1.7.3.3.- Relación de compresión

La relación de compresión es la relación entre la presión absoluta de condensación y evaporación.

Es un parámetro a tener en cuenta a la hora de establecer las condiciones de funcionamiento de la instalación ya que al aumentar la relación de compresión disminuye el rendimiento volumétrico del compresor, especialmente en los compresores de pistón, por lo tanto disminuye el caudal de refrigerante que es capaz de mover y con ello la potencia frigorífica.

Otro aspecto de la relación de compresión es el ahorro energético. El consumo energético de una instalación frigorífica es muy dependiente del consumo del compresor, ya que es el equipo que más consumo tiene.

El consumo del compresor está directamente relacionado con la relación de compresión. A mayor relación de compresión, mayor es la diferencia de presión de condensación y evaporación, y mayor es el trabajo necesario a

realizar por el compresor para transmitir la energía necesaria al fluido refrigerante y aumentar así su presión y temperatura.

Es interesante mantener relaciones de compresión bajas, de manera que mejora el ahorro energético, el rendimiento volumétrico y el COP de la instalación.

1.7.4.- Principales componentes de la instalación

1.7.4.1.- Compresor

El compresor es el encargado de mover el caudal necesario de refrigerante por la instalación para extraer el calor de las cámaras.

El caudal necesario en la instalación se determina por medio de la potencia frigorífica de las cámaras y la producción frigorífica neta del refrigerante.

El compresor de la instalación es de tipo abierto alternativo, de funcionamiento sencillo y fácil de reparar.

Las características constructivas del compresor establecen el volumen de refrigerante que es capaz de mover el compresor por unidad de tiempo:

- La cilindrada del compresor, a mayor cilindrada mayor volumen desplazado pero también aumenta el tamaño y por tanto el coste.
- La velocidad de giro del compresor, a mayor velocidad mayor volumen barrido, pero aumenta el consumo del motor eléctrico y su mantenimiento.

Este volumen desplazado se denomina volumen de barrido y es el caudal teórico que el compresor puede mover.

Sin embargo, el fluido refrigerante aspirado se encuentra en fase gas y dependiendo del volumen específico que tenga, el compresor moverá más o menos refrigerante.

Cuanto mayor sea el volumen específico del gas a la entrada del compresor menor será la cantidad de gas que mueve el compresor.

Se define como rendimiento volumétrico a la relación entre el volumen desplazado realmente por el compresor y el volumen de barrido. El volumen desplazado realmente por el compresor es menor debido a la influencia del espacio muerto.

El espacio muerto es el espacio entre el pistón en su PMA y la culata. Genera un retraso en la apertura de las válvulas de admisión y escape disminuyendo la carrera útil del pistón.

Según varíe la relación de compresión varía el rendimiento volumétrico de la instalación y por tanto el volumen real de refrigerante desplazado.

Mediante la siguiente ecuación se relaciona el rendimiento volumétrico y la relación de compresión:

$$hv = 1 - e * t$$

$$t = P_k / P_0$$

Siendo:

- h_v: rendimiento volumétrico
- e: factor de huelgo, depende del espacio muerto.
- t: relación de compresión
- P_k: presión absoluta de condensación o descarga
- P_0: presión absoluta de evaporación o aspiración, debe estar en las mismas unidades que la de condensación.

Se define como caudal volumétrico el caudal real de refrigerante desplazado por el compresor, y es el que se usa para realizar los cálculos en el ciclo termodinámico real.

La potencia del compresor es otra característica que es interesante a la hora de seleccionar el apropiado para la instalación. Existen diferentes potencias que describen las características del compresor:

Se define:

- Potencia teórica para la compresión: Es la potencia teórica que debe tener el compresor para desplazar el volumen de barrido a la presión requerida mediante una compresión isentrópica.

  Se calcula mediante la diferencia de las entalpías correspondientes a los puntos del diagrama presión-entalpía de la entrada y salida del compresor del ciclo ideal, y el caudal másico de refrigerante.

  Es decir, es la cantidad de calor aportado durante el trabajo de compresión al fluido refrigerante por unidad de tiempo.

- Potencia real para la compresión: Es la potencia real que debe tener el compresor para desplazar el caudal volumétrico a la presión requerida mediante una compresión politrópica.

  Se calcula igual que la potencia teórica pero tomando los datos del ciclo real.

  El producto del rendimiento volumétrico y del rendimiento politrópico por la potencia teórica da la potencia real para la compresión.

- Potencia del motor eléctrico del compresor: Es la potencia real que debe tener el motor eléctrico para transmitir al fluido refrigerante la potencia real para la compresión.

  La energía eléctrica consumida por el motor debe ser transformada por el motor en energía mecánica y posteriormente transmitirla mediante el compresor al fluido refrigerante.

  Todo este proceso genera una serie de pérdidas de las que destacan:

  - Pérdidas eléctricas: La energía eléctrica consumida por el motor es prácticamente transformada en su totalidad en energía mecánica, el rendimiento eléctrico suele ser de un 95%, es una característica que suele aportar el fabricante.

- Pérdidas mecánicas: La energía mecánica del eje del motor es transmitida al compresor donde existen rozamientos internos entre piezas que consumen energía. Sin embargo el rendimiento mecánico es alto, lo debe dar el fabricante y suele ser entre 85 y 90 %.

El compresor es el equipo más importante de la instalación y el primer elemento que se debe seleccionar. El resto de los elementos, en especial el evaporador, deben seleccionarse en función de éste.

Para seleccionar el compresor se usan los catálogos de los fabricantes y las características principales de funcionamiento de la instalación:

- Potencia frigorífica.
- Caudal volumétrico.
- Temperatura de evaporación.
- Temperatura de condensación.

1.7.4.2.- Evaporador

El evaporador es el equipo encargado de extraer el calor de la cámara a refrigerar.

Se trata de un intercambiador de calor donde el aire de la cámara cede calor al fluido refrigerante que circula por su interior.

El calor de la cámara se transmite a la superficie exterior del evaporador y debe pasar por convección a través de las aletas del evaporador al fluido refrigerante.

El calor transmitido por convección a través de una superficie es igual a:

$$Q = U * A * \Delta t_m$$

Siendo:

- Q: cantidad de calor transmitido, kcal / h.

- U: factor de conductancia total, kcal/(m^2 h ºC).
- A: área de la superficie de transmisión del evaporador, m^2.
- D: diferencia media logarítmica en grados entre la temperatura exterior del evaporador y la temperatura del refrigerante dentro del evaporador, ºC.

La cantidad de calor transmitido es el calor a extraer de la cámara es la potencia frigorífica de la cámara en cuestión.

El factor de conductancia total es la resistencia al flujo de calor de las paredes del evaporador.

Al tratarse de un intercambiador de calor es necesario calcular la diferencia media logarítmica de temperatura ya que la temperatura de los fluidos varía al pasar por el evaporador.

La Diferencia media logarítmica de temperatura (LMTD) es igual a:

$$LMTD = \frac{T_1 - T_2}{\ln \frac{T_1 - T_e}{T_2 - T_e}}$$

Siendo:

- T_1: Temperatura de entrada del aire, ºC.
- T_2: Temperatura de salida del aire, ºC.
- T_e: Temperatura de evaporación del fluido refrigerante, ºC.

Las principales características a tener en cuenta durante el proceso de selección del evaporador son:

- El sistema de circulación del aire de la cámara, hay dos tipos, de circulación natural y forzada:
  - En los evaporadores de circulación natural la circulación del aire por la cámara se realiza por medio de las corrientes de convección debidas a las diferencias de temperatura existente en distintas zonas de la cámara.

La velocidad del aire en el interior de la cámara es baja lo que hace que la mercancía se seque menos.

El rendimiento de estos evaporadores es bajo debido a la baja velocidad del aire siendo necesario que sean de gran tamaño. Se usa en cámaras pequeñas con productos sensibles a la desecación como frutas, verduras,…

- Los evaporadores de convección forzada, incorporan un ventilador que obliga a pasar el aire de la cámara a través de las aletas de su batería. Esto permite que el intercambio de calor sea muy intenso, teniendo un rendimiento muy superior al de convección natural y un tamaño, a igualdad de potencia, mucho más compacto. Como inconveniente podemos resaltar que resecan más los alimentos ya que la velocidad del aire dentro de la cámara es mayor.

  Esto hay que tenerlo en cuenta cuando se trate con productos sensibles a la desecación; en este caso la solución es trabajar con un bajo DT o introducir los productos en envases que impidan la pérdida de agua del producto. Este tipo de evaporadotes son los más utilizados en instalaciones de mediana y gran potencia.

– La finalidad del evaporador, es decir, el tipo de recinto a refrigerar, la mercancía a refrigerar, la potencia frigorífica necesaria,… Es importante situar el evaporador en la zona adecuada de la cámara de modo que la temperatura sea lo más homogénea posible y que la velocidad del aire sea la adecuada en toda la cámara.

  En los catálogos de los fabricantes se indica la aplicación de cada modelo de evaporador, existen diferentes clases, por ejemplo:

  - Evaporadores cúbicos: se suelen instalar en el techo o la pared. Son muy utilizados en cámaras industriales de mediana y gran potencia.

- Evaporadores de techo de doble flujo: apropiados para salas de trabajo, salas de despiece, etc.
- Evaporadores murales para pequeñas cámaras.
- Evaporadores de plafón para pequeñas cámaras.
- Evaporadores de techo de flujo inclinado para cámaras comerciales.
- Evaporador con ventilador centrífugo para distribución por conductos.
- Evaporador de baja velocidad para productos sensibles a la desecación.

– La separación entre las aletas; la formación de escarcha y su velocidad de generación depende de dicha separación. La escarcha se produce en las aletas del evaporador que poco a poco va aumentando de grosor. Si están muy juntas, la escarcha acaba impidiendo el paso de aire por el evaporador lo que hace necesario más desescarches.

  En caso de que la temperatura de evaporación sea superior a 0ºC no se producirá escarcha y se puede optar por una separación entre aletas de 3 a 4 mm.

  Si se cree que se va a formar escarcha es preciso aumentar el paso entre aletas:

  - De 4,5 a 6 mm en instalaciones con temperaturas de evaporación bajo cero.
  - De 7 a 10 mm para aplicaciones de conservación de congelados.
  - De 12 mm para aplicaciones de congelación.

– El sistema de desescarche del evaporador en caso de ser necesario, hay tres tipos:

- Mediante circulación de aire por el evaporador, se aplica en cámaras pequeñas cuya temperatura de evaporación es cercana a 0ºC.
- Por resistencias eléctricas, es el sistema más utilizado en instalaciones comerciales e industriales de mediana potencia. el fabricante suele indicar si el evaporador lleva instaladas las resistencias y la potencia de las mismas.
- Por gas caliente muy utilizados en instalaciones de evaporación múltiple e industriales. En este sistema se introduce fluido refrigerante en fase gas a alta presión y temperatura directamente en el evaporador.

1.7.4.3.- Sistema de expansión

El sistema de expansión es el encargado de generar una caída brusca de presión sin intercambio de calor con el exterior.

El sistema de expansión debe generar dicha caída de presión permitiendo que circule el caudal de refrigerante necesario con las presiones de condensación y evaporación previstas.

La caída de presión se genera a través de un orificio del sistema de expansión que une la zona de líquido a alta presión y la zona de vapor húmedo a baja presión en el evaporador.

La potencia frigorífica que proporciona una válvula depende de tres factores:

- Del tamaño del orificio, a mayor tamaño más caudal de refrigerante deja pasar y por lo tanto mayor potencia frigorífica. Algunas válvulas termostáticas son de orificio intercambiable, lo que hace posible que pueda trabajar en diversos rangos de potencia simplemente con el cambio de orificio.
- El subenfriamiento del líquido, es el enfriamiento del fluido refrigerante en fase líquido saturado en el condensador, recipiente de líquido y línea de líquido antes de llegar a la válvula de expansión. Las ventajas de este subenfriamiento son:

- Evitar la formación de burbujas de vapor en el fluido a la entrada de la válvula de expansión.
- Mejorar el rendimiento de la instalación dado que el fluido refrigerante tiene menos título de vapor.

– La diferencia de presiones entre alta y baja, ya que en función de éstas el caudal de refrigerante para un mismo tamaño de orificio puede disminuir, y disminuir así la potencia frigorífica. Los cambios de estaciones influyen en la diferencia de presiones de alta y baja.

La selección se va a hacer de los catálogos del fabricante Danfoss. La selección correcta de una válvula de expansión requiere:

- Determinar el tipo de válvula, es decir, el tipo de cuerpo de válvula, las conexiones y si va a ser de orificio fijo o de orificio intercambiable. Las de orificio intercambiable son muy versátiles, con el mismo cuerpo cambiando simplemente el orificio obtendremos potencias diferentes.
- Determinar si va a ser de ecualización externa o interna, las primeras se utilizan para evaporadores con pérdidas de carga importantes.
- Determinar el tipo de carga del bulbo termostático. Normalmente las válvulas de expansión termostáticas que se utilizan en instalaciones con temperaturas de evaporación media – alta, llevan, en su elemento termostático, el mismo fluido de la instalación donde van colocadas. Sin embargo a bajas temperaturas el elemento termostático lleva un fluido diferente, que permita evitar errores en el funcionamiento de la válvula. También existen válvulas con límite de presión máxima de operación, que permiten limitar la presión de baja hasta un máximo para evitar sobrecargas del compresor.
- Determinar el modelo que nos da la potencia frigorífica necesaria.

El fabricante nos facilitará el valor de la potencia que proporciona la válvula con el orifico elegido. La potencia que nos da el fabricante suele ser en unas

condiciones de funcionamiento que no coinciden con las de nuestra instalación, por eso es necesario corregirla utilizando los coeficientes que suelen acompañar a las tablas de selección.

1.7.4.4.- Condensador

Un condensador es un intercambiador de calor donde el fluido refrigerante en fase gas a alta presión y temperatura cede calor a un fluido refrigerador, quedando el fluido refrigerante en fase líquida a alta presión.

El condensador debe ser capaz de eliminar el calor que absorbe el fluido refrigerante en el evaporador, el calor generado en el trabajo de compresión y el calor necesario para subenfriar el líquido refrigerante.

La selección del condensador se debe hacer mediante los catálogos de los fabricantes, considerando, como en los otros elementos de la instalación, los factores de corrección de la potencia en función de las condiciones de funcionamiento.

Los factores a tener en cuenta a la hora de seleccionar el condensador son:

- El tipo de refrigerante a condensar y su caudal.
- El tipo de fluido refrigerador, agua o aire, su caudal y su temperatura.
- La cantidad de calor a extraer.
- La pérdida de carga de refrigerante y refrigerador.
- El salto térmico, es la diferencia entre la temperatura de condensación y la de entrada del agua o aire de refrigeración. Cuanto mayor sea este salto térmico más pequeño será el condensador.
- Altitud.
- Generación de ruido y proximidad a lugares sensibles a ruidos.

1.8.- Selección de los elementos de la instalación

1.8.1.- Selección del fluido refrigerante

La selección del nuevo fluido refrigerante se va realizar en función de las tablas de reconversión del R22 de Danfoss del apartado 1.7.2.

Aplicación	Sistema de expansión	Nuevo refrigerante	Procedimiento	Pérdida de capacidad	Comentarios
Todas	Capilar	R417A	Drop-in	25%	Sin cambios en el capilar
		R417A	Light retrofit	20%	
		R427A	Standard retrofit	15%	
		R404A	Heavy retrofit	5%	Capilar - 20 %
Unidades compactas	Válvula de expansión termostática (TEV)	R417A	Drop-in	25%	Aplicaciones sin recipiente de líquido
		R422D	Drop-in	20%	
		R422D	Light retrofit	15%	Ajustar la TEV
		R427A	Light retrofit	10%	
		R422A*	Heavy retrofit	5%	Sustituir la TEV
		R404A	Heavy retrofit	5%	
Otros tipos	Válvula de expansión termostática (TEV)	R422D	Light retrofit	15%	Ajustar la TXV
		R427A	Standard retrofit	10%	
		R422A*	Heavy retrofit	5%	Sustituir TXV
		R40AA	Heavy retrofit	3%	

Tabla “a” de reconversión del R22 según Danfoss

Sabiendo que:

- Se trata de un sistema con válvula de expansión termostática.
- No es una unidad compacta.
- Queremos minimizar la pérdida de capacidad frigorífica.

Vamos a realizar un cambio “heavy retrofit”, lo que implica una cambio de refrigerante, filtros, compresor y válvula termostática.

Otro motivo por el que se va a realizar un cambio “heavy retrofit” es que al realizar un cambio de refrigerante y de tipo de evaporador, es conveniente cambiar el compresor y, así, equilibrar la instalación lo máximo posible.

Además, no se dispone de la información suficiente de los compresores actuales para poder seleccionar correctamente el resto de componentes en base a las características de éste.

La tabla “a” de reconversión del R22 de Danfoss da la posibilidad de utilizar los refrigerantes R422A y el R404A para un cambio “heavy retrofit”. En un principio se decide utilizar el refrigerante R404A debido a que la pérdida de capacidad es del 3% frente al 5% del R422A.

Además, según la tabla “b” el R422A es utiliza como sustitución del R402A, R403A y R408A, mientras que el R404A se utiliza para sustituir el R22.

Nombre comercial	Número ASHRAE	Componentes [%]									Reconversión ó sustitución para
		HFCs				Hidrocarbonos					
		R32	R125	R134a	R143a	R218	R290	R600	R600a	R601a	
R-404A	404A		44	4	52						R22
R-507	507		50		50						
AC9000	407C	23	25	52							
Forane 427A	427A	15	25	50	10						
Isceon 59	417A		46.6	50				3.4			
RS-44	424A		50.5	47				1	0.9	0.6	
Icor XAC1	422B		55	42					3		
RS-45	434A		63.2	16	18				2.8		
Isceon MO29	422D		65.1	31.5					3.4		
RS-52	428A		77.5		20		0.6		1.9		
Icor XLT1	422C		82	15					3		R402, R403, R408A
Isceon MO79	422A		85.1	11.5					3.4		
RS-24	426A		5.1	93				1.3	0.6		FX56, R409A, R12
R-413A	413A		88			9		3			

Tabla “b” de reconversión del R22 según Danfoss

Sin embargo, debemos tener en cuenta que el R404A es un refrigerante con tendencia ha desaparecer. El R404A es un refrigerante con un potencial de calentamiento atmosférico (PCA de 3992) superior al impuesto por la Regulación Europea que entró en vigor el 1 de Enero del 2015:

- A partir de 2018 habrá una restricción en la comercialización con respecto a la cantidad de HFC puesta en el mercado. Esto reduce el suministro de HFC desde el nivel del 100% de 2015, a sólo el 21% de ese total en 2030, con un importante recorte del 37% en 2018.
- A partir de 2020 existirá una prohibición sobre el uso de refrigerantes con un potencial de calentamiento atmosférico de 2.500 o superior en equipos nuevos fijos de refrigeración, con excepción de las destinadas a aplicación diseñada para enfriar los productos a temperaturas inferiores a -50°C.
- Igualmente, también a partir de 2020, aunque con excepciones, constará una prohibición sobre el uso de refrigerantes con un potencial de calentamiento atmosférico de 2.500 o superior, para el

servicio y mantenimiento de equipos de refrigeración en el que la carga es mayor al equivalente a 40 toneladas de CO2 (aproximadamente 10 kg en el caso del R404A).

- Hasta 2030 se permitirá el uso del R404A recuperado y reciclado para el uso en servicio y mantenimiento.

Dicho esto, en un principio deberíamos elegir otro refrigerante en vista al futuro del R404A, pero debemos tener en cuenta que:

- El remolcador tiene bastantes años, para el año 2030 seguramente ya este fuera de servicio.
- La instalación frigorífica del buque es un equipo crítico del buque dado que de ella depende la autonomía del buque. Es importante usar un refrigerante que se encuentre en cualquier lugar del mundo. El R404A es muy utilizado a nivel mundial frente a los nuevos refrigerantes con un bajo CAP que de momento están menos extendidos.

Por tanto, a pesar de tener un alto CAP, se selecciona como refrigerante el R404A.

El R404A es una mezcla ternaria zeotrópica de:

- 4 % en peso de R134a (1,1,1,2 - Tetrafluoroetano) Nº CE 212-377-0
- 44,7 % en peso de R125 (Pentafluoroetano) Nº CE 206-557-8
- 52 % en peso de R143a (1,1,1 - Tetrafluoroetano) Nº CE 206-996-5

Su principal aplicación son instalaciones nuevas de baja y media temperatura, y para la sustitución del R22 y el R502. Se caracteriza por su estabilidad química y su bajo deslizamiento de temperatura (0,7ºC).

Sólo se puede usa con aceites polioéster (POE), los aceites minerales no se mezclan con el R404A con lo que quedaría atascado en las zonas frías del circuito, dejando al compresor sin aceite.

Su clasificación según ASHRAE es A1 en el grupo L1, es muy poco tóxico incluso con exposiciones prolongadas de tiempo. El AEL (Allowed Exposure Limit) es de 100 ppm (8 horas, TWA). Debe almacenarse en lugares frescos y ventilados lejos de fuentes de calor. En caso de fuga los gases tienden a acumularse a nivel del suelo.

PROPIEDADES	UNIDADES	R404A
Peso Molecular	g/mol	97,61
Temperatura ebullición a 1,013 bar	ºC	- 46,45
Deslizamiento a temperatura ebullición a 1,013 bar	ºC	0,7
Temperatura crítica	ºC	72,07
Presión crítica	bar abs	37,31
Densidad crítica	kg/m^3	484
Presión de vapor a 25ºC	kPa	1139
Densidad del líquido a 25ºC	kg/m^3	1048
Densidad del líquido a – 25ºC	kg/m^3	1236
Densidad del vapor a 25ºC	kg/m^3	12,42
Clasificación ASRHAE	-	A1
Límite de inflamabilidad (25ºC)	ppm	0
OPD	-	0
CAP (GWP)	-	3922

Propiedades físicas del R449A según Dupont

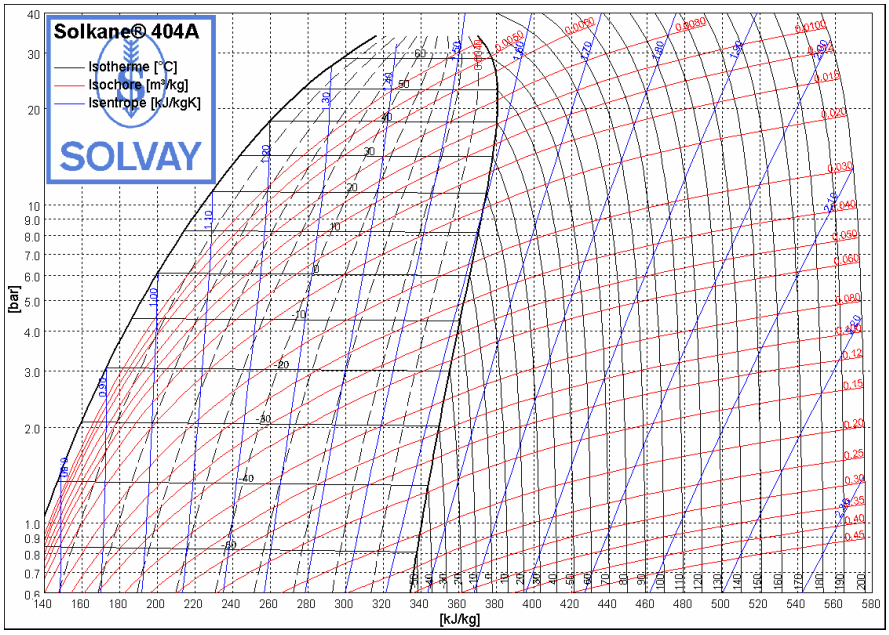


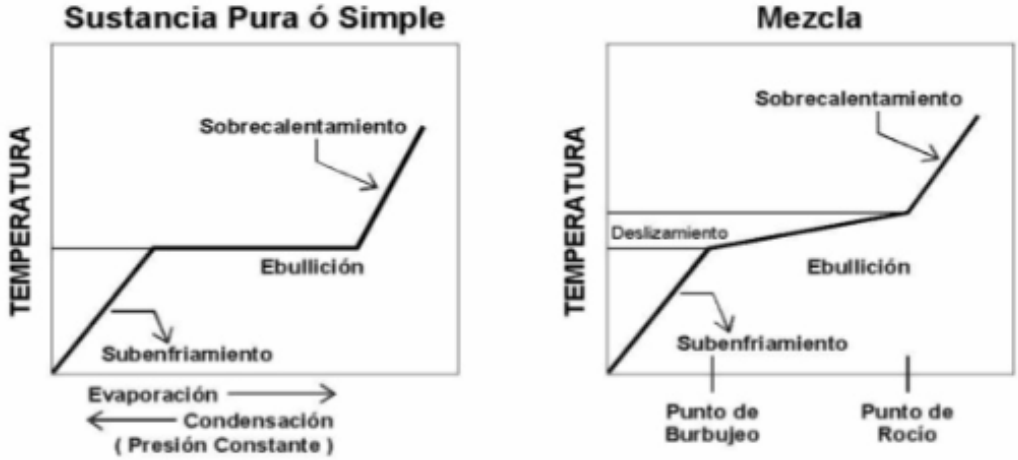
Diagrama de Mollier del R404A según Solvay

En la tabla anterior se muestran algunas propiedades físicas del R404A, se observa que tiene una deslizamiento de 0,4ºC.

Un refrigerante puro se evapora a temperatura constante en el evaporador, es decir, la temperatura de vapor saturado y de líquido saturado para una misma presión es la misma.

Las mezclas azeotrópicas son los refrigerantes compuestos de dos o tres sustancias, pero que se comportan como un refrigerante puro. Son sustancias miscibles entre sí, comportándose durante la evaporación y la condensación como sustancia pura (punto de evaporación y condensación constantes) y manteniendo la misma composición en fase líquida, vapor y en los cambios de estado

El R404A es una mezcla zeotrópica de refrigerantes donde la evaporación y condensación no se realiza a temperatura constante a una presión dada. Durante la evaporación y la condensación cada uno de sus componentes lo hace a temperaturas diferentes lo que genera el fenómeno de deslizamiento de temperatura (glide). Estas mezclas no mantienen la misma composición en fase líquida y en fase vapor, y es el motivo por el cual este refrigerante debe cargarse en fase líquida.



Explicación gráfica de deslizamiento de un refrigerante según "Curso de buenas prácticas de refrigeración"

Por este comportamiento da lugar al uso de dos nuevos conceptos:

- Punto de burbujeo, sería el correspondiente al líquido saturado y es líquido con inicio de formación de burbujas.
- Punto de rocío, sería el correspondiente al vapor saturado y es el vapor con inicio de formación de gotitas líquidas.

Al usar un refrigerante con deslizamiento debemos tener en cuenta que a lo largo del evaporador se generan diferentes temperaturas, por lo que el aire que pasa por el evaporador saldrá a diferentes temperaturas.

El deslizamiento puede generar algunos problemas como:

- La parte del evaporador más fría, al comienzo del mismo, puede formar hielo más rápido que en un evaporador a temperatura constante.
- La parte más caliente, al final del evaporador, puede tener puntos a mayor temperatura que podría afectar a la calidad del producto almacenado.
- Los sensores de temperatura de control pueden afectar a los ciclos de trabajo si se encuentran en una zona u otra.
- Si colocamos el bulbo de una válvula de expansión termostática a la salida del evaporador obtendremos mayor temperatura de recalentamiento.

Normalmente la temperatura de deslizamiento no afecta a la capacidad de remover calor del producto, pero tal y como se ha dicho si puede afectar al control de la instalación y a la temperatura de recalentamiento de la termostática.

El R404A es un refrigerante con un deslizamiento despreciable por lo que tendrá poco efecto en la instalación.

En el futuro, en caso necesario de vernos obligados a cambiar el refrigerante R404A por otro debido a la nueva reglamentación medioambiental, se aconseja utilizar el R449A como sustituto del R404A.

El refrigerante R499A, con un CAP de 1397, cumple con todos los requisitos de la normativa en vigor para reducir el impacto medioambiental de los sistemas de refrigeración.

Además, el impuesto indirecto sobre gases fluorados de efecto invernadero por kilogramo de CO_2 del R449A es de 17,26 euros, frente a los 75,68 euros del R404A.

El R449A es un refrigerante diseñado para nuevas instalaciones y para la sustitución de R404A y R507 en instalaciones de expansión directa de media y baja temperatura.

Su capacidad frigorífica es similar a la del R404A y clasificación A1 según ASHRAE, no tiene potencial de agotamiento de la capa de ozono y no es inflamable.

Debe cargarse en fase líquida por ser una mezcla zeotrópica, y requiere aceites Polyoléster (POE), son aceites lubricantes con efecto detergente y altamente higroscópicos.

Al contrario que el R404A, el refrigerante R449A si tiene un deslizamiento notable, lo cual tendrá efectos sobre el control de la instalación.

En la siguiente tabla se muestra un comparativo de algunas características del R404A y del R499A.

	R-404A	R-449A
PCA	3922	1397
Inflamabilidad	No inflamable	No inflamable
Temperatura de ebullición (°C)	-47	-46
Punto crítico (°C)	72	82
Presión de vapor a 25°C (kPa)	1254	1271
Densidad fase líquida a 25°C (kg/m³)	1044	1139
Densidad fase vapor a 25°C (kg/m³)	65,3	48,9

Características R404A y R499A según Dupont

PROPIEDADES	UNIDADES	R449A
Peso Molecular	g/mol	87,2
Temperatura ebullición a 1,013 bar	ºC	-46
Deslizamiento a temperatura ebullición a 1,013 bar	ºC	4,3
Temperatura crítica	ºC	82
Presión crítica	kPa	4447
Presión de vapor a 25ºC	kPa	1139
Densidad del líquido a 25ºC	kg/m^3	1139
Densidad del vapor a 25ºC	kg/m^3	48,9
Clasificación ASRHAE	-	A1
OPD	-	0
CAP (GWP)	-	1397

Propiedades físicas del R449A según Dupont

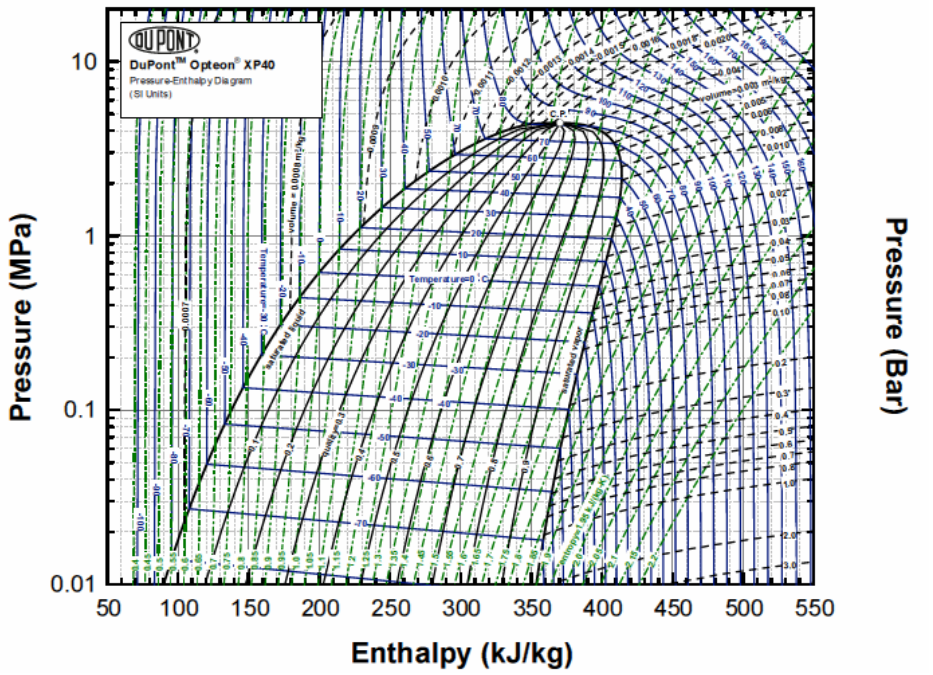


Diagrama de Mollier del R449A según Dupont

1.8.2.- Selección condiciones de funcionamiento

A la hora seleccionar las condiciones de funcionamiento debemos tener en cuenta no sólo las condiciones ambientales y de la cámara, sino también la eficiencia energética y el medio ambiente.

Tal y como se ha comentado anteriormente debemos intentar trabajar con relaciones de compresión bajas, tratando de mantener la presión de condensación baja y la presión de evaporación lo más alta posible.

Para trabajar con presiones de condensación bajas es necesario que en el condensador haya un salto térmico pequeño entre el fluido refrigerante y el medio exterior, esto implica que para disipar la misma cantidad de calor es necesario un condensador más grande, elevando el coste del mismo.

Hay que tener en cuenta que existe un límite inferior para la presión de condensación establecido por la válvula de expansión termostática, si la presión es muy baja la válvula deja de funcionar bien y no inunda correctamente el evaporador.

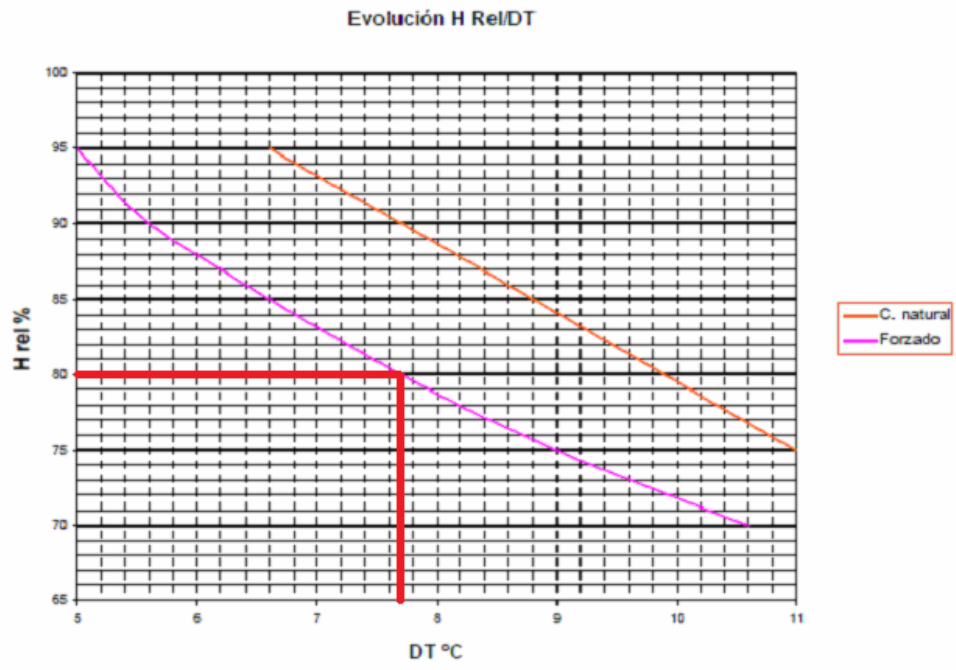
Se establece un salto térmico en el condensador de 13ºC como punto de equilibrio entre coste de instalación y gasto energético.

En instalaciones grandes se puede bajar el salto térmico ya que aunque en un principio el coste inicial aumenta, se compensa en el tiempo con la disminución del consumo energético en el compresor.

En nuestro caso, en las condiciones más desfavorables, se ha establecido una temperatura de agua de mar a la entrada del condensador de 30ºC.

Dado que el salto térmico en el condensador es 13ºC tendremos una temperatura de condensación de 43ºC.

Por otro lado, aumentar la presión de evaporación para mejorar la eficiencia energética por un lado supone un evaporador de mayor tamaño, sino que también va a aumentar la humedad relativa. Dado que es un parámetro que puede influir directamente sobre la conservación de la mercancía permite menos margen de maniobra.



Gráfica salto térmico evaporador en función humedad relativa según guía práctica selección de los elementos de una instalación frigorífica

Según la gráfica del apartado 1.7.3.2, seleccionamos un salto térmico del evaporador de 7,7ºC en función de la humedad relativa (80 %) y el tipo de evaporador (circulación forzada).

Por tanto, la temperatura de evaporación en cada evaporador será:

$$T_{0\,congelados} = -18ºC - 7{,}7ºC = -25{,}7ºC$$

$$T_{0\,vegetals} = 6ºC - 7{,}7ºC = -1{,}7ºC$$

Se establece unas temperatura de evaporación de – 25,7ºC en la cámara de congelados.

Se establece unas temperatura de evaporación de – 1,7ºC en la cámara de vegetales.

Mediante el diagrama presión-entalpia del apartado 1.8.1, y las tablas termodinámicas obtenemos las siguientes propiedades del refrigerante R404A a las temperaturas de trabajo:

T ºC	Presión bar		Volumen Específico m^3/kg		Entalpía kJ/kg			Entropía kJ/kg.K	
	Liq. p_f	Vapor p_g	Liq. v_f	Vapor v_g	Liq h_f	Latente h_{fg}	Vapor v_g	Liq. s_f	Vapor s_g
43	19,64	19,49	1,056	8,997	265,23		380,82	1,216	1,582
-25,7	2,46	2,40	0,805	80,240	165,50	218,9	351,93	0,868	1,623
-1,7	5,78	5,68	0,864	34,671	197,64	199,8	364,97	0,991	1,608

Propiedades R404A según Dupont

Por tanto, las presiones de saturación correspondientes a cada temperatura:

- Para una temperatura de 43ºC tenemos una presión absoluta de saturación en el punto de burbujeo y de rocío de 19,64 y 19,49 bar respectivamente.
- Para una temperatura de -25,7ºC tenemos una presión absoluta de saturación en el punto de burbujeo y de rocío de 2,46 y 2,40 bar respectivamente.
- Para una temperatura de -1,7ºC tenemos una presión absoluta de saturación en el punto de burbujeo y de rocío de 5,78 y 5,68 bar respectivamente.

Sabemos que la relación de compresión es la relación entre las presiones absolutas de condensación y evaporación. En nuestro caso será la relación entre la presión de condensación a la salida y a la entrada del compresor.

La presión de condensación a la salida del compresor es la presión absoluta del punto de rocío de condensación, es decir, 19,64 bar.

La presión de evaporación a la entrada del compresor es la presión absoluta del punto de rocío del evaporador que trabaja con la temperatura más baja, es decir, 2,40 bar.

Por tanto la relación de compresión es de 8,18, valor mediante el cual calcularemos más adelante el rendimiento volumétrico.

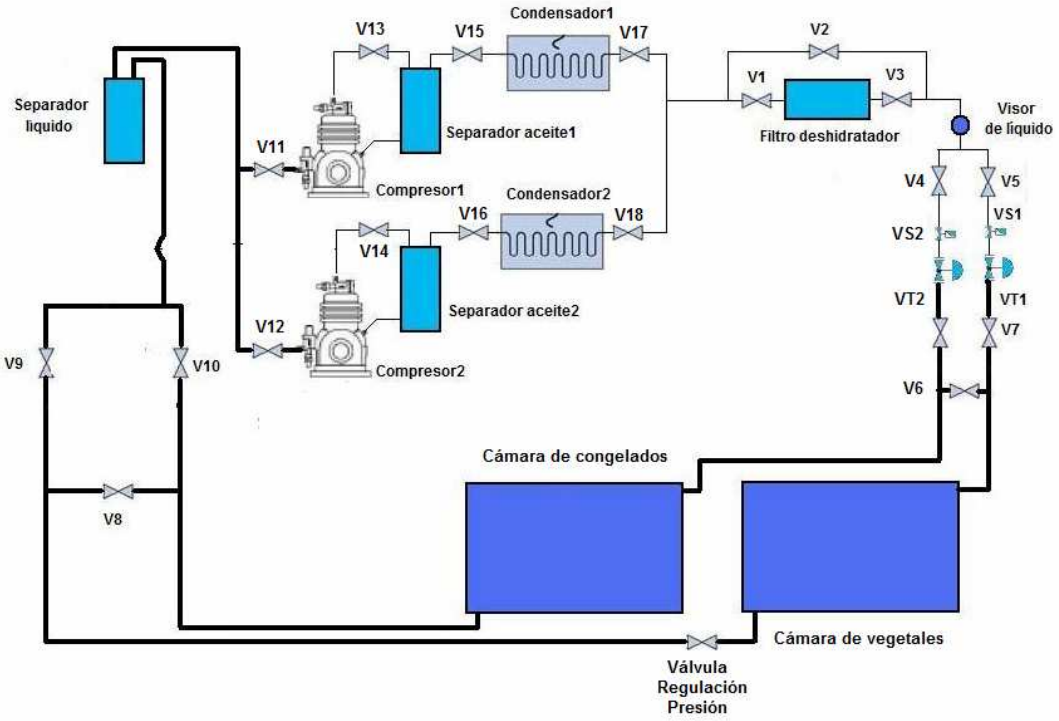
El recalentamiento total y el subenfriamiento del refrigerante se establecerán en el apartado 1.8.4, donde se representan los ciclos termodinámicos y se hacen los cálculos de la instalación.

1.8.3.- Calculo estimado de tuberías

Dado el número elevado de fugas de las tuberías actuales y que se ha cambiado de refrigerante, también se van a cambiar las tuberías.

Se van a instalar evaporadores con desescarche eléctrico, por tanto, se eliminará la tubería de desecarche por gas caliente.

A continuación se muestra un esquema de la instalación renovada:



Esquema de elementos y tuberías de la instalación renovada

Hay ciertos principios básicos sobre el proyecto de instalación de líneas de refrigeración que deben siempre tenerse en cuenta.

- Las líneas deben ser lo más cortas y directas posible. Esto no sólo reducirá el costo, sino que mejorará el funcionamiento de todo el sistema al reducir la pérdida de presión.
- Usar el mínimo número de juntas y acoplamientos posibles, reduciendo el costo de la instalación y la posibilidad de fugas.
- Aislar térmicamente la línea de aspiración.
- Se evitará el exponer las tuberías a temperaturas extremas, altas o bajas. La transferencia de calor no deseada producirá normalmente problemas de funcionamiento.
- Colocar las líneas de forma que no interfieran con maniobras operacionales dentro del remolcador.

El material más económico y satisfactorio es el cobre. Las uniones entre la tubería y los accesorios deberán ser soldadas con varilla de aleación de

plata en una atmósfera de nitrógeno seco, probándolas de fugas una vez terminadas.

Teniendo en cuenta estos principios y que la instalación actual ya tiene dispuestas las tuberías, se mantendrá el trazado de las mismas.

En la instalación tenemos tres tipos de tuberías:

- Línea de aspiración, comprende desde la salida del evaporador a la entrada del compresor.
- Línea de descarga, comprende desde la salida del compresor a la entrada del condensador.
- Línea de líquido, comprende desde la salida del condensador a la entrada del evaporador.

Las pérdidas de carga en un tramo de tuberías son las debidas a:

- Pérdidas de carga estáticas: Son las debidas a la diferencia de elevación entre un punto y otro a estudiar. Serán las perdidas de presión debidas a la acción de la fuerza de la gravedad y se calculan por medio de:

$$\Delta P_{est} = \rho * g * \Delta H$$

  Siendo:

  - ρ: densidad del refrigerante a una temperatura dada, kg/m^3.
  - g: aceleración de la gravedad, m/s^2.
  - ΔH: diferencia de altura entre diferentes puntos, m.

- Pérdidas de carga dinámicas: Son las pérdidas de presión debidas a la circulación del refrigerante por la tubería, principalmente son debidas a:

  - La velocidad del fluido
  - La rugosidad de la tubería

- Los metros de tubería
- El diámetro de la tubería
- El régimen de circulación del fluido, definido por el numero de Reynolds; laminar o turbulento

Para estimar el diámetro necesario en cada tipo de línea vamos a utilizar las siguientes tablas facilitadas por ASHRAE.

LÍNEA DE ASPIRACIÓN		
DIAM. NOMINAL (mm)	ΔP= 84,3 Pa/m	**ΔP= 42,1 Pa/m**
28	2,36	1,61
35	4,35	**2,97**
42	7,24	4,94

LÍNEA DE DESCARGA	
DIAM. NOMINAL (mm)	**ΔP= 74,9 Pa/m**
12	2,00
15	**3,81**
18	6,59

LÍNEA DE LÍQUIDO	
DIAM. NOMINAL (mm)	**ΔP= 74,9 Pa/m**
12	**4,10**
15	6,70
18	10,10

En cada tabla se da el diámetro de tubería y la pérdida dinámica de la tubería en función de:

- El tipo de línea.
- Potencia frigorífica.

Multiplicando los metros de tubería por la pérdida de carga por metro obtenida en las tablas anteriores, calculamos la pérdida de carga dinámica total.

En realidad, también hay pérdidas dinámicas en los diferentes accesorios de que se compone la instalación. Se introduce el concepto de longitud equivalente; longitud recta de tuvo que daría la misma pérdida de presión que un accesorio en cuestión.

La longitud equivalente total de la línea es la suma de su longitud física más la equivalente de cada elementos (codos, curvas,…).

Para calcular la longitud equivalente de los accesorios sin emplear formulas empíricas ni ábacos, se usa la tabla proporcionada por ASHRAE.

Diámetro exterior tubo		Válvula de paso	Válvula de ángulo	Codos 90º	Codos 45º	T Recta	T Ángulo
½	**12,7**	**3**	**1,6**	**0,3**	**0,13**	**0,20**	**0,66**
5/8	**15,87**	**4**	**2**	**0,35**	**0,16**	**0,26**	**0,82**
7/8	22,22	5	2,6	0,50	0,23	0,33	1,15
1 1/8	28,57	7,2	4	0,60	0,30	0,50	1,50
1 3/8	**34,92**	**9,5**	**5**	**0,80**	**0,40**	**0,60**	**2,00**
1 5/8	41,27	12	5,5	0,90	0,45	0,65	2,30
2 1/8	53,97	15	7,2	1,30	0,60	1,00	3,30
2 5/8	66,67	17	8,5	1,50	0,72	1,15	4,00
3 1/8	79,37	21	11	1,80	0,90	1,50	5,00
3 5/8	92,07	27	13	2,10	1,00	1,65	5,60

Longitudes equivalentes accesorios mismo diámetro tubería según ASHRAE

Calculadas las pérdidas de carga dinámicas y estáticas hay que calcular la pérdida de carga total sumándolas, teniendo en cuenta que las pérdidas de carga estáticas en según que situación hay que sumarlas o restarlas. Es decir, si el sentido del flujo en esa tubería es descendente, las “pérdidas estáticas” favorecen, debido a la gravedad, el flujo de refrigerante. En el

caso contrario, si el sentido es ascendente, las pérdidas estáticas si que generan pérdida de carga.

Una vez estimados los diámetros y calculadas las pérdidas de carga de cada línea podemos introducir los datos en el programa Duprex cuando calculemos los ciclos reales, y cotejar los resultados mediante una opción del programa para el cálculo de tuberías.

1.8.3.1.- Línea de aspiración

La línea de aspiración va desde la salida del evaporador hasta la entrada del compresor, subiendo y luego bajando desde la cubierta de sala máquinas a la cubierta principal.

Para el diseño de la línea de aspiración hay que tener en cuenta dos condicionantes fundamentales:

- Pérdida de presión: La pérdida de presión se produce como consecuencia del rozamiento del gas con las paredes del tubo y provoca una disminución de la densidad del refrigerante y, por tanto, una reducción de la capacidad del sistema.
- Retorno del aceite al compresor: El refrigerante siempre contiene alguna cantidad de aceite (entre el 1% y el 4% en peso) circulando por el sistema, debido a su afinidad; pero en determinadas condiciones de presión y temperatura, como pueden ser las que se encuentran en el evaporador y la línea de aspiración, pueden dejar de ser miscibles.

  Si el aceite no retornara al compresor, éste se iría quedando poco a poco sin lubricación.

  Por eso es importante asegurar que sea arrastrado por el refrigerante, para lo cual se necesitará una velocidad mínima de 6 m/s en los tramos ascendentes.

En los tramos descendentes u horizontales con pequeña inclinación no es tan importante la velocidad, ya que la gravedad mantiene la circulación del aceite.

Para facilitar este retorno de aceite, los tramos horizontales deben tener una pendiente del 2 %, con caída hacia el compresor. Si las líneas horizontales no tienen pendiente, deberán obtenerse velocidades de al menos 3 m/s.

En cualquier caso, la velocidad del gas refrigerante no debe pasar de 15 m/s, ya que a velocidades más altas se producirían ruidos molestos.

Dimensionamiento

Lo primero que tenemos que saber es el diámetro que tendrá la tubería mediante la tabla del apartado anterior. Sabemos que la potencia frigorífica total a extraer por la instalación para un régimen de funcionamiento de 18 horas al día es de que es de 2101 kcal/h, que son 2,44 kW.

Para esta potencia frigorífica y en la línea de aspiración, según las tablas anteriores, corresponde un diámetro nominal de 35 mm y una pérdida de carga de 42,1 Pa/m.

Para calcular las perdidas de carga estáticas se tendrá en cuenta la diferencia de elevación que existe entre el evaporador y el compresor. El fluido primero sube desde la gambuza a la cubierta principal y luego baja a sala de máquinas a más o menos la misma altura a la que se encuentra el evaporador, por lo que supondremos que la diferencia de elevación es nula.

Las pérdidas de carga totales serán igual a las pérdidas de carga dinámicas.

Para calcular las pérdidas de carga dinámicas debemos conocer la longitud equivalente total. Conocido el trazado de la línea de aspiración tenemos que:

- Metros físicos de tubería: 34,08 m

- Número de T a 90 º: 1
- Número de codos a 90 º: 19
- Número de válvulas de paso rectas: 2
- Número de válvulas de paso en ángulo: 1

Mediante el diámetro de la tubería y la tabla de longitudes equivalentes de accesorios facilitada por ASHRAE obtenemos la longitud equivalente de cada accesorio.

- T a 90 º: 0,6 m
- Codos a 90 º: 0,4 m
- Válvulas de paso rectas : 9,5 m
- Válvulas de paso en ángulo: 5 m

Si sumamos la longitud equivalente de los accesorios y los metros de tubería calculamos la longitud equivalente total.

$$L_{eq\ total} = 34{,}08\ m + 0{,}6\ m*1 + 0{,}4\ m*19 + 9{,}5\ m*2 + 5\ m*1 = 66{,}28\ m$$

Multiplicando la longitud equivalente total por la pérdida de carga por metro obtenida anteriormente, calculamos las pérdidas dinámicas en la línea de aspiración:

$$P_{din} = 66{,}28\ m * 42{,}1\ Pa/m * 1bar/10^5 Pa = 0{,}027\ bar$$

1.8.3.2.- Línea de descarga

El tramo de descarga será el tramo comprendido entre la descarga del compresor y la entrada al condensador, no hay diferencia de elevación entre un componente y otro.

El tratamiento de la línea de descarga ha de ser similar al de la línea de aspiración, ya que por ambas circula gas refrigerante:

- Pérdida de presión: En las líneas de descarga no es tan crítica la caída de presión como en las de aspiración. Sin embargo, desde el

punto de vista del rendimiento frigorífico de la instalación, es deseable la mínima pérdida posible.

- Retorno del aceite al compresor: La velocidad de circulación mínima para que el aceite retorne al compresor es la misma que en la línea de aspiración: 6 m/s en tramos ascendentes y 3 m/s en tramos horizontales y descendentes.

Dimensionamiento

La potencia frigorífica total a extraer por la instalación para un régimen de funcionamiento de 18 horas al día es de 2101 kcal/h que son 2,44 kW, lo que implica según las tablas ASHRAE un diámetro 15 mm de y una pérdida de carga de 74,9 Pa/m.

Para calcular las perdidas de carga estáticas se tendrá en cuenta la diferencia de elevación que existe entre el compresor y el condensador, que en este caso es cero.

Para calcular las pérdidas de carga dinámicas debemos conocer la longitud equivalente total. Conocido el trazado de la línea de descarga tenemos que:

- Metros físicos de tubería: 0,5 m
- Número de válvulas de paso de ángulo: 2

Mediante el diámetro de la tubería y la tabla de longitudes equivalentes de accesorios facilitada por ASHRAE obtenemos la longitud equivalente de cada accesorio.

- Válvulas de paso de ángulo: 2 m

Si sumamos la longitud equivalente de los accesorios y los metros de tubería calculamos la longitud equivalente total.

$$L_{eq\ total} = 0{,}5\ m + 2\ m*2 = 4{,}5\ m$$

Multiplicando la longitud equivalente total por la pérdida de carga por metro obtenida anteriormente, calculamos las pérdidas dinámicas en la línea de succión:

$$P_{din} = 4,5\ m * 74,9 Pa/m * 1bar/10^5 Pa = 0,003\ bar$$

1.8.3.3.- Línea de líquido

La línea de líquido comprende desde la salida del condensador hasta la entrada al evaporador, subiendo y luego bajando desde la cubierta de sala máquinas a la cubierta principal.

Presenta menos problemas en funcionamiento que las de aspiración o descarga, ya que el aceite siempre circula por ella mezclado con el refrigerante, independientemente de la velocidad.

En esta línea no es importante la velocidad, pero hay que tener en cuenta otros factores:

- Subenfriamiento: Para el correcto funcionamiento de la válvula de expansión o tubo capilar, el líquido refrigerante que llega a ellos no debe contener burbujas de gas.

  Para ello el refrigerante debe tener al menos 1ºC de subenfriamiento por debajo de la temperatura de saturación correspondiente a la presión de condensación a la entrada de la válvula o tubo capilar. Debido a la caída de presión que se produce en la línea de líquido, éste llega al sistema de expansión con una presión inferior a la de salida del condensador, lo que puede llevar consigo la formación de gas.

  Para evitarlo, el líquido debe subenfriarse unos 5ºC ó más. La pérdida de presión tiene lugar por el rozamiento por circulación en la línea, pero también se produce, y en mayor proporción, debido a la diferencia de nivel entre los extremos de la línea cuando ésta es ascendente.

- Peso de la columna de líquido: Cuando la línea de líquido es descendente el subenfriamiento está asegurado, ya que en este caso, en vez de pérdida de presión, el peso de la comuna de refrigerante hace que ésta sea mayor que la salida del condensador. Aquí el problema que se presenta es evitar una excesiva sobrepresión en la entrada del sistema de expansión. En tal caso, si la altura de la línea de líquido es superior a 10 m, hay que colocar en la parte inferior un ecualizador de presión, que contrarreste el peso de la comuna.

Dimensionamiento

La potencia frigorífica total a extraer por la instalación para un régimen de funcionamiento de 18 horas al día es de 2101 kcal/h que son 2,44 kW, lo que implica según las tablas ASHRAE un diámetro 12 mm de y una pérdida de carga de 74,9 Pa/m.

Para calcular las perdidas de carga estáticas se tendrá en cuenta la diferencia de elevación que existe entre el evaporador y el compresor. El fluido primero sube desde la gambuza a la cubierta principal y luego baja a sala de máquinas a más o menos la misma altura a la que se encuentra el evaporador, por lo que supondremos que la diferencia de elevación es nula.

Las pérdidas de carga totales serán igual a las pérdidas de carga dinámicas.

Para calcular las pérdidas de carga dinámicas debemos conocer la longitud equivalente total. Conocido el trazado de la línea de aspiración tenemos que:

- Metros físicos de tubería: 42,29 m
- Número de T a 90º: 1
- Número de codos a 90º: 24
- Número de válvulas de paso rectas: 8
- Número de válvulas de paso en ángulo: 1

Mediante el diámetro de la tubería y la tabla de longitudes equivalentes de accesorios facilitada por ASHRAE obtenemos la longitud equivalente de cada accesorio.

- T a 90º: 0,2 m
- Codos a 90º: 0,3 m
- Válvulas de paso rectas: 3 m
- Válvulas de paso en ángulo: 1,6 m

Si sumamos la longitud equivalente de los accesorios y los metros de tubería calculamos la longitud equivalente total.

$$L_{eq\ total} = 42{,}29\ m + 0{,}2\ m*1 + 0{,}3\ m*24 + 3\ m*8 + 1{,}6\ m*1 = 75{,}29\ m$$

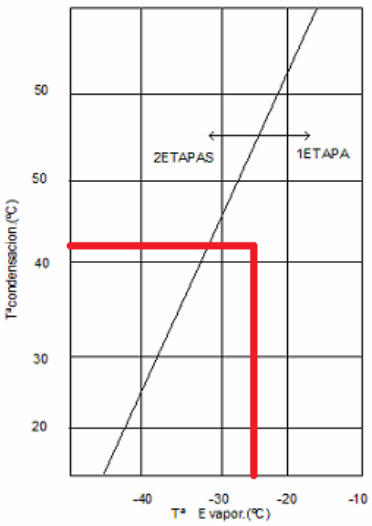
Multiplicando la longitud equivalente total por la pérdida de carga por metro obtenida anteriormente, calculamos las pérdidas dinámicas en la línea de succión:

$$P_{din} = 75{,}29\ m * 74{,}9\ Pa/m * 1bar/10^5 Pa = 0{,}056\ bar$$

1.8.4.- Ciclo frigorífico de la instalación

El ciclo frigorífico de la instalación actual es un ciclo de una sola etapa y dos evaporadores.

Este ciclo se utiliza cuando la relación de compresión es inferior a 10, siendo nuestra relación de compresión de 8,18 de acuerdo con el apartado 1.8.2.3.



Gráfica selección de ciclo según ASHRAE

Los ciclos de dos etapas también se utilizan cuando la relación de compresión es menor de 10, para saber cual es el adecuado utilizamos la gráfica anterior y las temperaturas de evaporación y condensación del apartado anterior, vemos que es necesario un ciclo de una sola etapa para una temperatura de condensación de 43ºC y de evaporación tanto de -25,7 como de -1,7ºC.

El ciclo frigorífico es un ciclo de compresión de vapor simple. Es un ciclo económico y sencillo de instalar, y su regulación y mantenimiento es menos costoso que en otros ciclos.

1.8.4.1.- Ciclo cámara de congelados

Ciclo ideal cámara de congelados

Al tratarse de un ciclo ideal no se tendrá en cuenta el grado de recalentamiento del fluido frigorífico a la entrada del compresor ni el subenfriamiento de refrigerante en el condensador. Tampoco se tendrá en cuenta las pérdidas de carga del refrigerante al paso de los equipos, tuberías y accesorios.

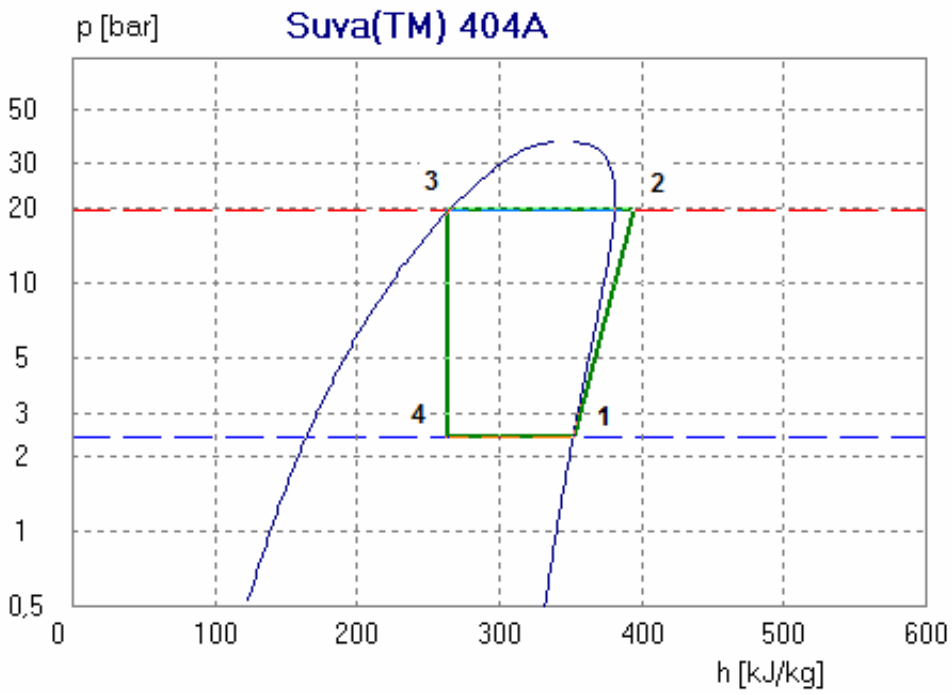
Se considera que el rendimiento volumétrico e isentrópico (no se tienen en cuenta las irreversibilidades del ciclo) serán del 100%.

Las principales características del sistema son las siguientes:

- Refrigerante R404A
- Carga térmica : 941,53 kcal/h (1,09 kW) en 18 h de funcionamiento diarias
- Temperatura de la cámara : -18ºC
- Temperatura de evaporación refrigerante en el evaporador : -25,7ºC
- Temperatura de condensación del refrigerante : 43ºC
- Humedad relativa de la cámara 80 %
- Rendimiento isentrópico : 100 %
- Rendimiento volumétrico: 100 %
- Rendimiento mecánico: 100 %

– No hay pérdidas de carga en las líneas de aspiración, descarga y líquido.

A continuación se va a representar el ciclo ideal de la cámara de congelados en el diagrama presión – entalpía del refrigerante R404A mediante el software Duprex 4.0 desarrollado por Dupont.



Ciclo ideal presión – entalpía cámara congelados según Duprex 4.0

El software también nos indica las propiedades de los cuatro puntos característicos del ciclo:

Cámara carnes	Temperatura ºC	Presión bar	Entalpía kJ/kg	Vol. espe. dm^3/kg
Punto 1	- 25,7	2,40	351,93	80,24
Punto 2	51,97	19,49	393,79	10,01
Punto 3	42,68	19,49	264,69	1,05
Punto 4	-26	2,40	264,49	43,23

Puntos característicos ciclo ideal cámara congelados según Duprex

Estos valores también se pueden calcular de manera manual por medio de las tablas termodinámicas del refrigerante R404A.

Al tratarse de un ciclo ideal, el punto 1 es vapor saturado, por lo que si vamos a las tablas de saturación del R404A y buscamos los valores correspondientes a la temperatura de saturación de -25,7ºC obtendremos los mismos datos.

Para conocer el punto 2 tomamos el valor de la entropía del punto 1, como es una compresión isentrópica, en las tablas de vapor sobrecalentado buscamos este valor de entropía y miramos sus propiedades para la presión de condensación a la temperatura establecida.

El punto 3 se localiza en las tablas de saturación por medio de la presión de condensación y del hecho de que sabemos que al tratarse de un ciclo ideal ese punto es líquido saturado.

Finalmente, para conocer el punto 4, usamos de nuevo las tablas de saturación con el valor de la presión de evaporación y el de la entalpía, que al tratarse de un ciclo ideal es igual a la del punto 3 por ser una expansión adiabática.

Estos cálculos se complican con el refrigerante R404A debido a que tiene un pequeño deslizamiento de temperatura. De hecho, se observa, que la temperatura del punto 1 y 4 no son iguales debido al fenómeno de deslizamiento explicado anteriormente.

Con estos datos se procede a realizar el balance energético de la instalación:

- Calor cedido por el condensador:

$$Q_c = (h_2 - h_3) = 393{,}79 \text{kJ/kg} - 264{,}69 \text{ kJ/kg}$$

$$Q_c = 129{,}1 \text{ kJ/kg} * 0{,}24 \text{ kcal/kJ} = 30{,}98 \text{ kcal/kg}$$

- Calor absorbido en el evaporador:

$$Q_e = (h_1 - h_4) = 351{,}93 \text{ kJ/kg} - 264{,}69 \text{ kJ/kg}$$

$$Q_e = 87{,}24\ \text{kJ/kg} * 0{,}24\ \text{kcal/kJ} = 20{,}93\ \text{kcal/kg}$$

- Trabajo absorbido por el compresor:

$$W_c = (h_2 - h_1) = 393{,}79\text{kJ/kg} - 351{,}93\ \text{kJ/kg}$$

$$W_c = 41{,}86\ \text{kJ/kg} * 0{,}24\ \text{kcal/kJ} = 10{,}04\ \text{kcal/kg}$$

- Caudal másico necesario de fluido frigorigeno:

  Es la cantidad de refrigerante, en kg/h, que debe circular por el evaporador para extraer la carga térmica de la cámara

  Sabemos que hay que extraer 941,53 kcal/h de la cámara de congelados y que el evaporador es capaz de extraer, en las condiciones de funcionamiento establecidas, 20,93 kcal/kg.

  Dividiendo el primero por el segundo obtenemos un caudal másico (m') de 44,98 kg/h, si lo dividimos entre 3600 tenemos 0,0124 kg/h.

- Producción frigorífica volumétrica:

  La producción frigorífica volumétrica será el calor absorbido en el evaporador en relación al volumen específico del refrigerante.

$$Q_v = \frac{Q_e}{v}$$

$$Q_v = \frac{20{,}93\ \text{kcal/kg}}{0.080\ \text{m3/kg}} = 261{,}62\text{kcal/m}^3$$

- Caudal volumétrico:

  El caudal volumétrico indica el caudal que es capaz de suministrar el compresor y que debe pasar por todo el circuito. Para ello se relacionara el calor total que ha de absorber el evaporador con la producción frigorífica volumétrica.

$$V = \frac{Q_t}{Q_v}$$

$$Q_v = \frac{941{,}53\ \text{kcal/h}}{261{,}62\text{kcal/m}^3} = 3{,}59\text{m}^3/\text{h}$$

– Potencia indicada del compresor:

Es la potencia transmitida al fluido refrigerante según el diagrama presión – entalpía. Es la que se obtiene al realizar el diagrama indicado en el compresor.

$$W'_c = m' \times W_c$$

$$W'c = 44{,}98\ \text{kg/h} * 10{,}04\ \text{kcal/kg} = 451{,}59\ \text{kcal/h}$$

$$W_c' = \frac{451{,}59\text{kcal/h}}{860} = 0{,}52\ \text{kW}$$

– Coeficiente de operación(C.O.P):

El coeficiente de operación es el rendimiento de la instalación, se llama de esta manera para diferenciarlo del rendimiento ya que en las otras maquinas térmicas el rendimiento es siempre menor que 1 por las irreversibilidades que surgen en el proceso. El C.O.P es mayor de 1 debido a que el calor absorbido en el evaporador es mayor que el trabajo absorbido por el compresor.

$$COP = \frac{Q_e}{Q_c}$$

$$C.O.P. = \frac{20{,}93\ \text{kcal/kg}}{10{,}04\ \text{kcal/kg}} = 2{,}08$$

– Potencia frigorífica especifica:

Es la potencia frigorífica obtenida por unidad de energía, en kWh, aplicada al compresor.

$$k_f = 860 * COP$$

$$k_f = 860 * 2{,}08 = 1792{,}80 \text{ kcal/kWh}$$

– Potencia efectiva del compresor:

Es la potencia real necesaria en el eje del compresor, es superior a la potencia indicada debido a los rozamientos que intervienen en las piezas en movimiento del sistema biela manivela y en los cojinetes del compresor. Es decir, tiene en cuenta el rendimiento mecánico.

$$P_{efec.} = W'_c / \eta_{mec.}$$

$$P_{efec.} = 0{,}52 \text{ kW} / 1 = 0{,}52 \text{ kW}$$

– Potencia frigorífica cedida por el condensador:

$$P_c = m' * Qc = 44{,}98 \text{ kg/h} * 30{,}98 \text{ kcal/kg} = 1393{,}48 \text{ kcal} / \text{h}$$

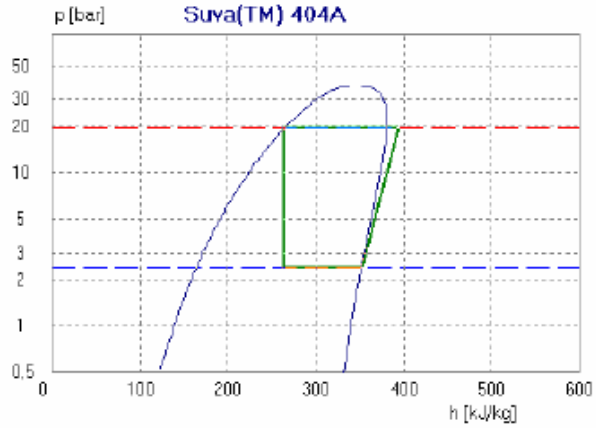
$$P_c = \frac{1792{,}48 \text{ kcal/h}}{860} = 1{,}62 \text{ kW}$$

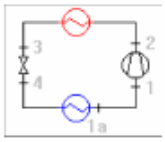
BALANCE ENERGÉTICO CICLO IDEAL CÁMARA DE CONGELADOS	
Calor cedido por el condensador	30,98 kcal/kg
Calor absorbido en el evaporador	20,93 kcal/kg
Trabajo absorbido por el compresor	10,04 kcal/kg
Caudal másico necesario de fluido frigorigeno	44,98 kg/h
Producción frigorífica volumétrica	261,62 kcal/m^3
Caudal volumétrico	3,59 m3/h
Potencia indicada del compresor	0,52 kW
Coeficiente de operación(C.O.P)	2,08
Potencia frigorífica especifica	1792,08 kcal/kWh
Potencia efectiva del compresor	0,52 kW
Potencia frigorífica cedida por el condensador	1,62 kW

La tabla anterior muestra un resumen de los datos calculados y a continuación se muestra el resultado del balance energético del ciclo ideal de la cámara de congelados al realizarlo con el programa Duprex 4.0. Se

observa que aunque algunos valores están indicados con otras unidades, aproximadamente (debido a los decimales) coincide el balance con el calculado anteriormente.

DuPont Refrigerant Expert Version 4.0 10/2014 Ciclo 1: DUPREX 4.0





Caida de Presión dp [bar]			
- Linea liquida + Condensador	**0,00**	**Capacidad frigor. Qo [kW]**	
- Evaporador	**0**	**1,09**	
- Linea de succión	**0,0**	Potencia del Compresor P [kW]	
Compresor		0,52	
- Rendimiento isentrópico [-]	**1**	Potencia calorífica Qc [kW]	
- Rendimiento volumétrico [-]	**1**	1,61	
- Tasa de Compresión p2/p1 [-]	8,100	Coeficiente frigorífico [-]	
- Diferencia de Presión p2-p1 [bar]	17,092	2,08	

Condensación tc [°C]	**43,0**
Temperatura media [°C]	42,8
Presión de condensación pc [bar]	19,4994
Evaporación to [°C]	**-25,7**
Temperatura media [°C]	-25,8
Presión de evaporación po [bar]	2,4075
Subenfriamiento [K]	**0,0**
Sobrecalentamiento (Evap.) [K]	**0**
Sobrecalentamiento (L.d.s.) [K]	**0,0**
Caudal de masa [kg/s]	0,0125
Volumen desplazado [m³/h]	**3,61**
Capacidad volumétrica [kJ/m³]	1087,1

Ciclo ideal de la cámara de congelados mediante programa Duprex

Ciclo real cámara de congelados

El ciclo real se diferencia del ciclo ideal en los siguientes aspectos:

- Irreversiblidades debidas a las pérdidas de carga del refrigerante al paso de los equipos, tuberías y accesorios.
- Irreversiblidades debidas a la transferencia de calor hacia o desde los alrededores.
- Pérdidas de carga en línea de aspiración, descarga y líquido.
- Recalentamiento, en ciclo ideal el fluido refrigerante sale del evaporador como vapor saturado y debe recorrer toda la tubería de baja presión hasta el compresor, pero en la realidad esto no puede

ser ya que no debe llegar líquido al compresor para evitar averías, debe ser recalentado y por tanto aumentará su volumen específico aumentando por tanto la potencia requerida del compresor. Los efectos del recalentamiento a la entrada del compresor serán:

- Reducción de la capacidad del compresor.
- Temperatura de descarga del compresor más alta.
- Disminución del rendimiento del condensador, debido a que el calor que debe ceder tiene que ser mayor.

– Subenfriamiento, en el ciclo ideal el refrigerante sale del condensador como líquido saturado, lo que en la realidad es muy difícil de conseguir debido a las pérdidas de presión en el refrigerante. Además hay que asegurar que llega líquido a la válvula termostática, sino disminuirá el caudal de refrigerante en el evaporador y se podrá dañar la válvula. Además el refrigerante entraría al evaporador con menor entalpía. Por tanto se establece un subenfriamiento del líquido a la salida del evaporador, lo que es beneficioso debido a:

  - Mayor producción frigorífica por kilo de refrigerante en circulación.
  - Mejora de la calidad del líquido antes de la válvula de expansión.
  - Ganancia del efecto frigorífico.

Otra diferencia entre el ciclo ideal y real es el rendimiento isentrópico debido a las irreversibilidades del sistema. Su cálculo es función del rendimiento volumétrico y mecánico del compresor.

– Rendimiento volumétrico: Es el cociente entre el volumen real de llenado del o los cilindros del compresor por embolada y el volumen máximo teórico. La capacidad real de llenado de los cilindros por embolada es menor a la máxima teórica en función del diámetro del pistón y la carrera, debido a que

existen perdidas de carga por fricción en las válvula y por el espacio muerto.

Es decir, cuando el vapor recalentado se encuentra a la entrada del compresor tiene un volumen específico determinado, al producirse una pérdida de presión al pasar por las válvulas y al encontrarse el fluido de repente dentro del cilindro a menor presión de la que tenía justo antes de la entrada del compresor, aumenta su volumen específico, lo que significa que para una misma cantidad de masa ocupa más volumen, por lo que el compresor no es capaz de comprimir todo el refrigerante deseado.

Empíricamente se puede determinar el rendimiento volumétrico del compresor utilizando la siguiente formula, la cual tiene en cuenta el espacio muerto.

$$\acute{\eta}_v = 1 - e \times \frac{P_{alta}}{P_{baja}}$$

El factor de huelgo o espacio muerto “e” es la relación entre el volumen de espacio muerto y el volumen comprendido entre el espacio muerto y el pistón en su punto muerto bajo (PMB) del compresor. Depende de las características constructivas del compresor y en este caso se estima que es de 0,02.

$$\acute{\eta}_v = 1 - 0.02 \times \frac{19{,}49}{2.40} = 0.83$$

- Rendimiento mecánico: El rendimiento mecánico del compresor es el cociente entre el trabajo entregado por el motor eléctrico y el trabajo real que entrega el compresor, el cual será siempre menor principalmente debido a rozamientos internos. Este dato debe ser aportado por el fabricante y suele ser del 95 %, que será el valor que se tome por no haber elegido todavía el fabricante del compresor

- Rendimiento isentrópico: El rendimiento isentrópico o eficiencia isentrópica se define como la relación entre el trabajo de entrada requerido par elevar la presión de un gas a un valor especificado de una manera isentrópica y el trabajo de entrada real.

$$\acute{\eta}_i = \acute{\eta}_v * \acute{\eta}_m = 0.83 * 0.95 = 0.79$$

Para poder dibujar el ciclo real en el programa Duprex 4.0 es necesario indicar el grado de subenfriamiento a la salida del condensador y el recalentamiento a al entrada del compresor.

Se establece un recalentamiento de 10ºC a la salida del evaporador (recalentamiento útil) y de 2ºC en el tramo de la línea de aspiración del compresor.

El subenfriamiento mínimo será la diferencia de temperatura entre la correspondiente a la presión de líquido saturado (42,68ºC) y la del agua de refrigeración en su peor condición de navegación posible, que será de 34ºC. La diferencia es 9ºC, margen suficiente para establecer un subenfriamiento de 5ºC.

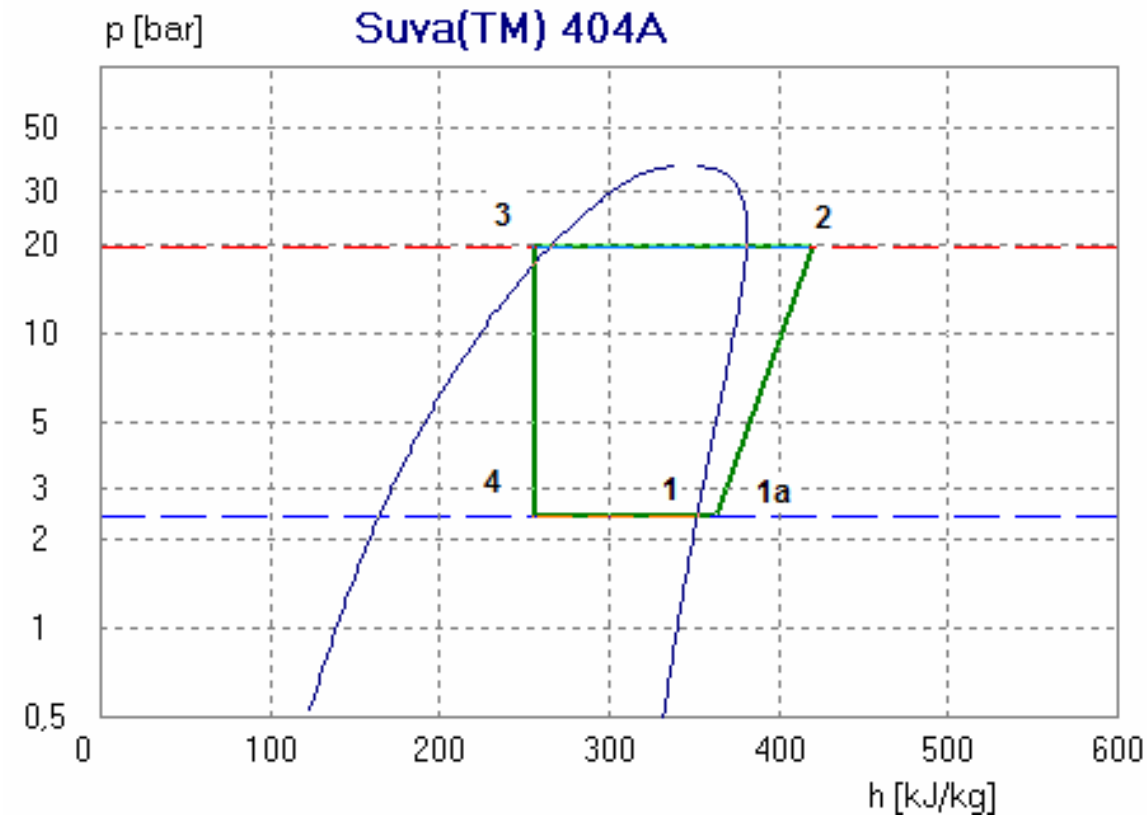
Por último, no se van a tener en cuenta las pérdidas de carga en tuberías de aspiración, descarga y líquido calculadas en el apartado anterior, ya que se han estimado para la potencia frigorífica total de ambas cámaras, y no para esta potencia frigorífica. Estos datos se usaran cuando se realice el ciclo conjunto de la instalación.

A continuación se va a representar el ciclo real de la cámara de congelados en el diagrama presión – entalpía del refrigerante R404A mediante el software Duprex 4.0 desarrollado por Dupont.

El software también nos indica las propiedades de los cuatro puntos característicos del ciclo.

Cámara carnes	Temperatura ºC	Presión bar	Entalpía kJ/kg	Vol. espe. dm^3/kg
Punto 1a	- 15,70	2,40	360,56	84,62
Punto 1	- 13,70	2,40	362,29	85,47
Punto 2	72,27	19,49	419,26	11,78
Punto 3	37,68	19,49	256,10	1,018
Punto 4	- 26,03	2,40	256,10	39,59

Puntos característicos ciclo real cámara congelados según Duprex



Ciclo real presión – entalpía cámara congelados según Duprex 4.0

En este caso, al buscar las propiedades de los diferentes puntos en las tablas termodinámicas debemos tener en cuenta:

- El punto 1 se haya como en el caso anterior, pero el punto 1a se haya mediante las tablas de vapor sobrecalentado y el valor del recalentamiento total.

- La entropía del punto 1a y 2 no son iguales, se debe aplicar el rendimiento isentrópico al punto 1a para conocer la del punto 2 mediante las tablas de vapor sobrecalentado.
- El punto 3 es líquido subenfriado, se debe aplicar el grado de subenfriamiento al líquido saturado para la presión de condensación y utilizar las tablas de líquido subenfriado.

Con estos datos se procede a realizar el balance energético de la instalación:

- Calor cedido por el condensador:

$$Q_c = (h_2 - h_3) = 419{,}26 \text{ kJ/kg} - 256{,}10 \text{ kJ/kg}$$

$$Q_c = 163{,}16 \text{ kJ/kg} * 0{,}24 \text{ kcal/kJ} = 39{,}15 \text{ kcal/kg}$$

- Calor absorbido en el evaporador:

$$Q_e = (h_{1a} - h_4) = 360{,}56 \text{ kJ/kg} - 256{,}10 \text{ kJ/kg}$$

$$Q_e = 104{,}46 \text{ kJ/kg} * 0{,}24 \text{ kcal/kJ} = 25{,}07 \text{ kcal/kg}$$

- Trabajo absorbido por el compresor:

$$W_c = (h_2 - h_1) = 419{,}26 \text{ kJ/kg} - 362{,}29 \text{ kJ/kg}$$

$$W_c = 56{,}97 \text{ kJ/kg} * 0{,}24 \text{ kcal/kJ} = 13{,}67 \text{ kcal/kg}$$

- Caudal másico necesario de fluido frigorigeno:

  Sabemos que hay que extraer 941,53 kcal/h de la cámara de congelados y que el evaporador es capaz de extraer, en las condiciones de funcionamiento establecidas, 25,07 kcal/kg.

  Dividiendo el primero por el segundo obtenemos un caudal másico (m') de 37,55 kg/h, ó 0,0104 kg/seg

- Producción frigorífica volumétrica:

$$Q_v = \frac{Q_e}{v}$$

$$Q_v = \frac{25{,}07\ \text{kcal/kg}}{0.085\ \text{m3/kg}} = 294{,}94\text{kcal/m}^3$$

- Caudal volumétrico:

$$V = \frac{Q_t}{Q_v * \acute{\eta}_v}$$

$$Q_v = \frac{941{,}53\ kcal/h}{\frac{294{,}94kcal}{m^3} * 0{,}83} = 3{,}94m^3/h$$

- Potencia indicada del compresor:

$$W'_c = 37{,}55\ \text{kg/h} * 13{,}67\ \text{kcal/kg} = 513.30\ \text{kcal / h}$$

$$W'_c = \frac{513{,}30\ \text{kcal/h}}{860} = 0{,}59\ \text{kW}$$

- Coeficiente de operación (C.O.P):

$$COP = \frac{Q_e}{Q_c}$$

$$C.O.P. = \frac{25{,}07\ \text{kcal/kg}}{13{,}67\ \text{kcal/kg}} = 1{,}83$$

- Potencia frigorífica especifica (K_f):

$$k_f = 860 * 1{,}83 = 1577{,}19\ \text{kcal/kWh}$$

- Potencia efectiva del compresor:

$$P_{efec.} = W'c\ /\ \eta_{mec.}$$

$$P_{efec.} = 0{,}59\ \text{kW} / 0{,}95 = 0{,}62\ \text{kW}$$

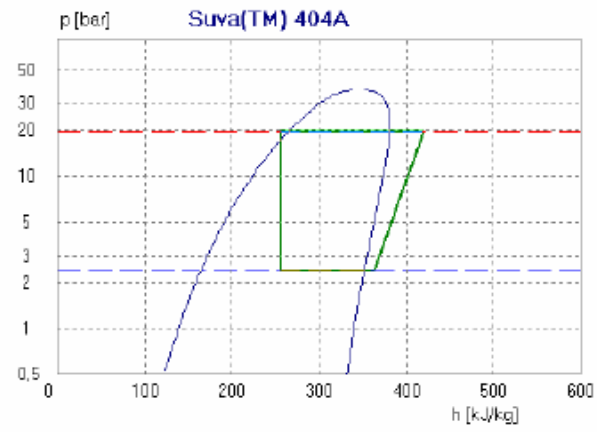
– Potencia frigorífica cedida en el condensador:

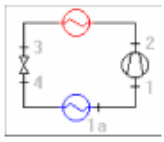
$$P_c = m' * Qc = 37{,}55 \text{ kg/h} * 39{,}15 \text{ kcal/kg} = 1470{,}08 \text{ kcal / h}$$

$$P_c = \frac{1470{,}08 \text{ kcal/h}}{860} = 1{,}70 \text{ kW}$$

A continuación se muestra un resumen de los datos calculados y el resultado del balance energético del ciclo real de la cámara de congelados al realizarlo con el programa Duprex 4.0. Se observa que aunque algunos valores están indicados con otras unidades, aproximadamente (debido a los decimales) coincide el balance con el calculado anteriormente.

DuPont Refrigerant Expert Version 4.0 10/2014 Ciclo 1: DUPREX 4.0





Caida de Presión dp [bar]	
- Linea liquida + Condensador	**0,00**
- Evaporador	**0**
- Linea de succión	**0,0**
Compresor	
- Rendimiento isentrópico [-]	**0,79**
- Rendimiento volumétrico [-]	**0,83**
- Tasa de Compresión p2/p1 [-]	8,100
- Diferencia de Presión p2-p1 [bar]	17,092

Capacidad frigor. Qo [kW]	
	1,09
Potencia del Compresor P [kW]	
	0,59
Potencia calorífica Qc [kW]	
	1,70
Coeficiente frigorífico [-]	
	1,83

Condensación tc [°C]	**43,0**
Temperatura media [°C]	42,8
Presión de condensación pc [bar]	19,4994
Evaporación to [°C]	**-25,7**
Temperatura media [°C]	-25,9
Presión de evaporación po [bar]	2,4075
Subenfriamiento [K]	**5,0**
Sobrecalentamiento (Evap.) [K]	**10**
Sobrecalentamiento (L.d.s.) [K]	**2,0**
Caudal de masa [kg/s]	0,0104
Volumen desplazado [m³/h]	**3,87**
Capacidad volumétrica [kJ/m³]	1222,0

Ciclo real de la cámara de congelados mediante programa Duprex

BALANCE ENERGÉTICO CICLO REAL CÁMARA DE CONGELADOS	
Calor cedido por el condensador	39,15 kcal/kg
Calor absorbido en el evaporador	25,07 kcal/kg
Trabajo absorbido por el compresor	13,67 kcal/kg
Caudal másico necesario de fluido frigorigeno	37,55 kg/h
Producción frigorífica volumétrica	294,94 kcal/m^3
Caudal volumétrico	3,94 m3/h
Potencia indicada del compresor	0,59 kW
Coeficiente de operación(C.O.P)	1,83
Potencia frigorífica especifica	1577,19 kcal/kWh
Potencia efectiva del compresor	0,62 kW
Potencia frigorífica cedida por el condensador	1,70 kW

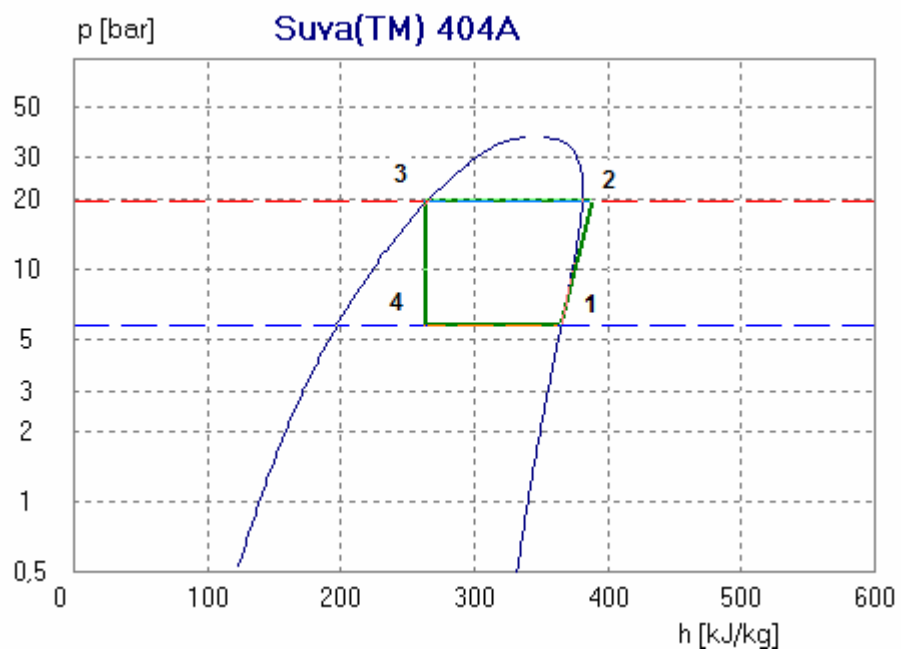
1.8.4.2.- Ciclo cámara de vegetales

Ciclo ideal cámara de vegetales

Las principales características del sistema son las siguientes:

- Refrigerante R404A
- Carga térmica: 1159,53 kcal/h (1,35 kW) en 18 h de funcionamiento
- Temperatura de la cámara: +6ºC
- Temperatura de evaporación refrigerante en el evaporador: -1,7ºC
- Temperatura de condensación del refrigerante: 43ºC
- Humedad relativa de la cámara: 80%
- Rendimiento isentrópico: 100%
- Rendimiento volumétrico: 100%
- Rendimiento mecánico: 100%

Aplicando el mismo criterio que en el ciclo ideal de la cámara de congelados a continuación se va a representar el ciclo ideal de la cámara de vegetales en el diagrama presión – entalpía del refrigerante R404A mediante el software Duprex 4.0 desarrollado por Dupont.



Ciclo ideal presión – entalpía cámara vegetales según Duprex 4.0

El software también nos indica las propiedades de los cuatro puntos característicos del ciclo:

Cámara carnes	Temperatura ºC	Presión bar	Entalpía kJ/kg	Vol. espe. dm^3/kg
Punto 1	- 1,7	5,68	364,97	34,67
Punto 2	48,55	5,68	389,06	9,65
Punto 3	42,68	19,49	264,69	1,05
Punto 4	- 2,01	19,48	264,69	14,49

Puntos característicos ciclo ideal cámara vegetales según Duprex 4.0

Con estos datos se procede a realizar el balance energético de la instalación:

- Calor cedido en el condensador:

$$Q_c = (h_2 - h_3) = 389{,}06\ kJ/kg - 264{,}69\ kJ/kg$$

$$Q_c = 124{,}37\ kJ/kg * 0{,}24\ kcal/kJ = 29{,}84\ kcal/kg$$

- Calor absorbido en el evaporador:

$$Q_e = (h_1 - h_4) = 364{,}97 \text{ kJ/kg} - 264{,}69 \text{ kJ/kg}$$

$$Q_e = 100{,}28 \text{ kJ/kg} * 0{,}24 \text{ kcal/kJ} = 24{,}06 \text{ kcal/kg}$$

– Trabajo absorbido por el compresor:

$$W_c = (h_2 - h_1) = 389{,}06 \text{ kJ/kg} - 364{,}97 \text{ kJ/kg}$$

$$W_c = 24{,}09 \text{ kJ/kg} * 0{,}24 \text{ kcal/kJ} = 5{,}78 \text{ kcal/kg}$$

– Caudal másico necesario de fluido frigorígeno:

Sabemos que hay que extraer 1159,53 kcal/h de la cámara de congelados y que el evaporador es capaz de extraer, en las condiciones de funcionamiento establecidas, 24,06 kcal/kg.

Dividiendo el primero por el segundo obtenemos un caudal másico (m') de 48,19 kg/h, ó 0,013 kg/seg.

– Producción frigorífica volumétrica:

$$Q_v = \frac{Q_e}{v}$$

$$Q_v = \frac{24{,}06 \text{ kcal/kg}}{0.034 \text{ m3/kg}} = 707{,}64 \text{ kcal/m}^3$$

– Caudal volumétrico:

$$V = \frac{Q_t}{Q_v * \acute{\eta}_v}$$

$$Q_v = \frac{1159{,}53 \text{ kcal/h}}{\frac{707{,}64 \text{ kcal}}{\text{m}^3} * 1} = 1{,}63 \text{ m}^3/\text{h}$$

– Potencia indicada del compresor:

$$W'_c = 48{,}19 \text{ kg/h} * 5{,}78 \text{ kcal/kg} = 278{,}53 \text{ kcal / h}$$

$$W_c' = \frac{278{,}53 \text{ kcal/h}}{860} = 0{,}32 \text{ kW}$$

- Coeficiente de operación:

$$COP = \frac{Q_e}{Q_c}$$

$$C.O.P. = \frac{24{,}06 \text{ kcal/kg}}{5{,}78 \text{ kcal/kg}} = 4{,}16$$

- Potencia frigorífica especifica:

$$k_f = 860 * 4{,}16 = 3579{,}86 \text{ kcal/kWh}$$

- Potencia efectiva del compresor:

$$P_{efec.} = W'c \, / \, \eta_{mec.}$$

$$P_{efec.} = 0{,}32 \text{ kW} \, / \, 1 = 0{,}32 \text{ kW}$$

- Potencia frigorífica cedida por el condensador:

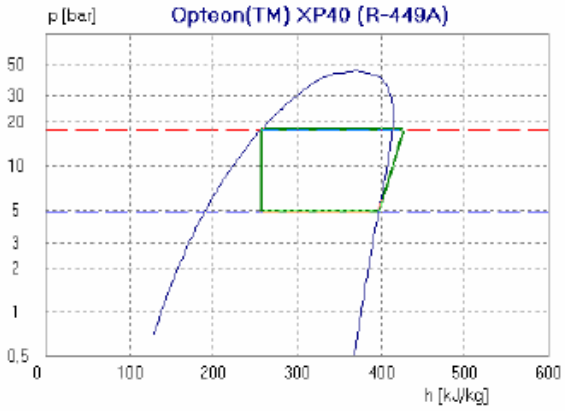
$$P_c = m' * Qc = 48{,}19 \text{ kg/h} * 29{,}84 \text{ kcal/kg} = 1437{,}98 \text{ kcal} \, / \, \text{h}$$

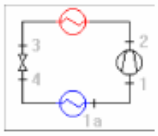
$$P_c = \frac{1437{,}98 \text{ kcal/h}}{860} = 1{,}67 \text{ kW}$$

A continuación se muestra un resumen de los datos calculados y el resultado del balance energético del ciclo ideal de la cámara de vegetales al realizarlo con el programa Duprex 4.0. Se observa que aunque algunos valores están indicados con otras unidades, aproximadamente (debido a los decimales) coincide el balance con el calculado anteriormente.

BALANCE ENERGÉTICO CICLO IDEAL CÁMARA DE VEGETALES	
Calor cedido por el condensador	29,84 kcal/kg
Calor absorbido en el evaporador	24,06 kcal/kg
Trabajo absorbido por el compresor	5,78 kcal/kg
Caudal másico necesario de fluido frigorigeno	48,19 kg/h
Producción frigorífica volumétrica	707,64 kcal/m^3
Caudal volumétrico	1,63 m3/h
Potencia indicada del compresor	0,32 kW
Coeficiente de operación(C.O.P)	4,16
Potencia frigorífica especifica	3579,86 kcal/kWh
Potencia efectiva del compresor	0,32 kW
Potencia frigorífica cedida por el condensador	1,67 kW

DuPont Refrigerant Expert Version 4.0 10/2014 Ciclo 1: DUPREX 4.0





Caida de Presión dp [bar]			
- Linea liquida + Condensador	0,00	**Capacidad frigor. Qo [kW]**	
- Evaporador	0,0	**1,35**	
- Linea de succión	0,0	Potencia del Compresor P [kW]	
Compresor		0,30	
- Rendimiento isentrópico [-]	1	Potencia calorífica Qc [kW]	
- Rendimiento volumétrico [-]	1	1,65	
- Tasa de Compresión p2/p1 [-]	3,699	Coeficiente frigorífico [-]	
- Diferencia de Presión p2-p1 [bar]	13,065	4,54	

Condensación tc [°C]	**43,0**
Temperatura media [°C]	40,7
Presión de condensación pc [bar]	17,9054
Evaporación to [°C]	**-1,7**
Temperatura media [°C]	-3,6
Presión de evaporación po [bar]	4,8406
Subenfriamiento [K]	**0,0**
Sobrecalentamiento (Evap.) [K]	**0,0**
Sobrecalentamiento (L.d.s.) [K]	**0,0**
Caudal de masa [kg/s]	0,0097
Volumen desplazado [m³/h]	**1,64**
Capacidad volumétrica [kJ/m³]	2959,4

Ciclo ideal de la cámara de vegetales mediante programa Duprex 4.0.

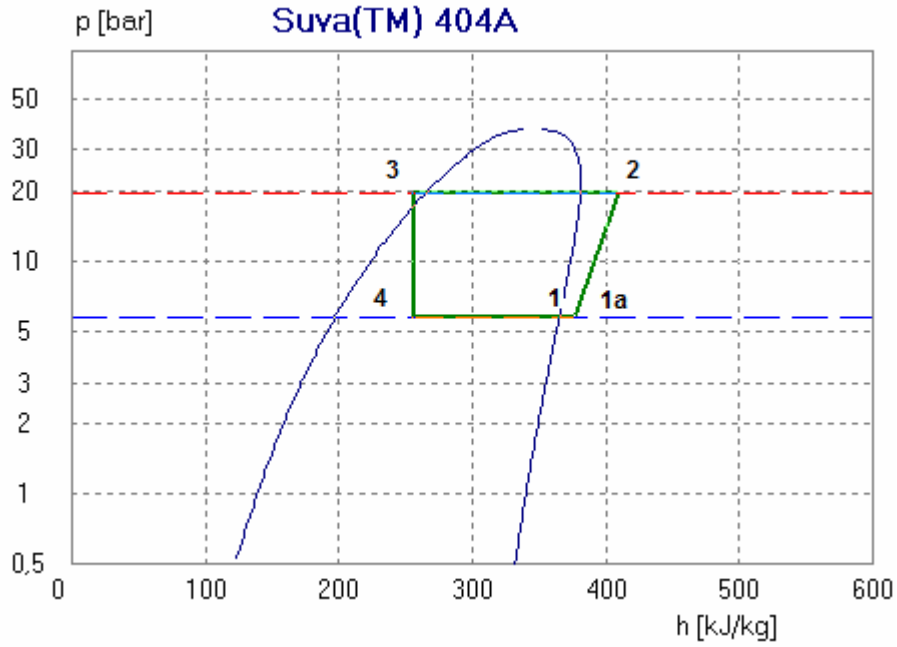
Ciclo real cámara de vegetales

Aplicando el mismo criterio que en la cámara de carnes, establecemos:

- Recalentamiento de 10ºC en el evaporador y 2ºC en la tubería del evaporador al compresor

- Subenfriamiento de 5ºC
- Rendimiento volumétrico para una relación de compresión de 3,43, obtenemos un rendimiento volumétrico de 93 %
- Rendimiento mecánico de 95 %.
- Rendimiento isentrópico de 88 %
- No se tendrán en cuenta las pérdidas de carga en las líneas de aspiración, descarga y líquido

A continuación se va a representar el ciclo real de la cámara de vegetales en el diagrama presión – entalpía del refrigerante R404A mediante el software Duprex 4.0 desarrollado por Dupont.



Ciclo real presión – entalpía cámara vegetales según Duprex 4.0

Cámara carnes	Temperatura ºC	Presión bar	Entalpía kJ/kg	Vol. espe. dm^3/kg
Punto 1a	8,30	5,68	374,75	36,84
Punto 1	10,30	5,68	376,69	37,25
Punto 2	61,74	19,49	406,44	10,92
Punto 3	37,68	19,49	256,10	1,018
Punto 4	- 2,04	5,68	256,10	12,76

Puntos característicos ciclo real cámara vegetales según Duprex 4.0

El software también nos indica las propiedades de los cuatro puntos característicos del ciclo.

Con estos datos se procede a realizar el balance energético de la instalación:

- Calor cedido en el condensador:

$$Q_c = (h_2 - h_3) = 406{,}54\ \text{kJ/kg} - 256{,}10\ \text{kJ/kg}$$

$$Q_c = 150{,}44\ \text{kJ/kg} * 0{,}24\ \text{kcal/kJ} = 36{,}10\ \text{kcal/kg}$$

- Calor absorbido en el evaporador:

$$Q_e = (h_{1a} - h_4) = 374{,}75\ \text{kJ/kg} - 256{,}10\ \text{kJ/kg}$$

$$Q_e = 118{,}65\ \text{kJ/kg} * 0{,}24\ \text{kcal/kJ} = 28{,}47\ \text{kcal/kg}$$

- Trabajo absorbido por el compresor:

$$W_c = (h_2 - h_1) = 406{,}44\ \text{kJ/kg} - 376{,}69\ \text{kJ/kg}$$

$$W_c = 29{,}75\ \text{kJ/kg} * 0{,}24\ \text{kcal/kJ} = 7{,}14\ \text{kcal/kg}$$

- Caudal másico necesario de fluido frigorigeno:

  Sabemos que hay que extraer 1159,53 kcal/h de la cámara de congelados y que el evaporador es capaz de extraer, en las condiciones de funcionamiento establecidas, 28,47 kcal/kg.

  Dividiendo el primero por el segundo obtenemos un caudal másico (m') de 40,72 kg/h, ó 0,0113 kg/seg

- Producción frigorífica volumétrica:

$$Q_v = \frac{Q_e}{v}$$

$$Q_v = \frac{28{,}47\ \text{kcal/kg}}{0.037\ \text{m3/kg}} = 769{,}45\ \text{kcal/m}^3$$

– Caudal volumétrico:

$$V = \frac{Q_t}{Q_v * \dot{\eta}_v}$$

$$Q_v = \frac{1159{,}53\ \text{kcal/h}}{\frac{769{,}45\ \text{kcal}}{\text{m}^3} * 1} = 1{,}62\ \text{m}^3/\text{h}$$

– Potencia indicada del compresor:

$$W'_c = 40{,}72\ \text{kg/h} * 7{,}14\ \text{kcal/kg} = 290{,}74\ \text{kcal / h}$$

$$W'_c = \frac{290{,}74\ \text{kcal/h}}{860} = 0{,}34\ \text{kW}$$

– Coeficiente de operación:

$$COP = \frac{Q_e}{Q_c}$$

$$C.O.P. = \frac{28{,}47\ \text{kcal/kg}}{7{,}14\ \text{kcal/kg}} = 3{,}98$$

– Potencia frigorífica especifica:

$$k_f = 860 * 3{,}98 = 3429{,}15\ \text{kcal/kWh}$$

– Potencia efectiva del compresor:

$$P_{efec.} = W'c\ /\ \eta_{mec.}$$

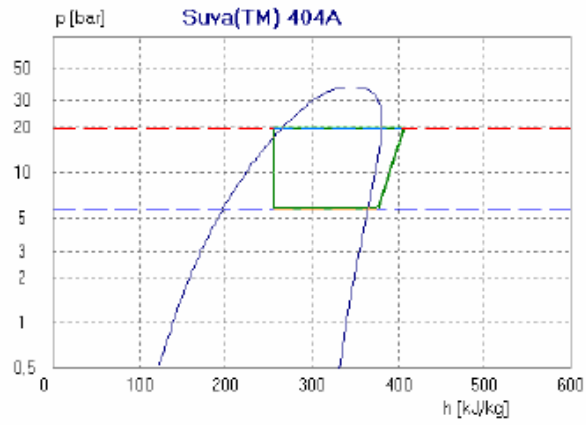
$$P_{efec.} = 0{,}33\ \text{kW}\ /\ 0{,}95 = 0{,}34\ \text{kW}$$

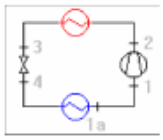
– Potencia frigorífica cedida por el condensador

$$P_c = m' * Qc = 40{,}72\ \text{kg/h} * 36{,}10\ \text{kcal/kg} = 1469{,}99\ \text{kcal / h}$$

$$P_c = \frac{1469{,}99\ \text{kcal/h}}{860} = 1{,}70\ \text{kW}$$

DuPont Refrigerant Expert Version 4.0 10/2014 Ciclo 1: DUPREX 4.0





Caída de Presión dp [bar]			
- Línea líquida + Condensador	**0,00**	**Capacidad frigor. Qo [kW]**	
- Evaporador	**0**	**1,35**	
- Línea de succión	**0,0**	Potencia del Compresor P [kW]	
Compresor		0,34	
- Rendimiento isentrópico [-]	**0,88**	Potencia calorífica Qc [kW]	
- Rendimiento volumétrico [-]	**0,93**	1,71	
- Tasa de Compresión p2/p1 [-]	3,430	Coeficiente frigorífico [-]	
- Diferencia de Presión p2-p1 [bar]	13,815	3,99	

Condensación tc [°C]	**43,0**
Temperatura media [°C]	42,8
Presión de condensación pc [bar]	19,4994
Evaporación to [°C]	**-1,7**
Temperatura media [°C]	-1,9
Presión de evaporación po [bar]	5,6846
Subenfriamiento [K]	**5**
Sobrecalentamiento (Evap.) [K]	**10**
Sobrecalentamiento (L.ds.) [K]	**2**
Caudal de masa [kg/s]	0,0114
Volumen desplazado [m³/h]	**1,64**
Capacidad volumétrica [kJ/m³]	3184,5

Ciclo real de la cámara de vegetales mediante programa Duprex 4.0.

A continuación se muestra un resumen de los cálculos realizados y el resultado del balance energético del ciclo ideal de la cámara de vegetales al realizarlo con el programa Duprex 4.0. Se observa que aunque algunos valores están indicados con otras unidades, aproximadamente (debido a los decimales) coincide el balance con el calculado anteriormente.

BALANCE ENERGÉTICO CICLO REAL CÁMARA DE VEGETALES	
Calor cedido por el condensador	36,10 kcal/kg
Calor absorbido en el evaporador	28,47 kcal/kg
Trabajo absorbido por el compresor	7,14 kcal/kg
Caudal másico necesario de fluido frigorigeno	40,72 kg/h
Producción frigorífica volumétrica	769,45 kcal/m^3
Caudal volumétrico	1,62 m3/h
Potencia indicada del compresor	0,34 kW
Coeficiente de operación(C.O.P)	3,98
Potencia frigorífica especifica	3429,15 kcal/kWh
Potencia efectiva el compresor	0,36 kW
Potencia frigorífica cedida por el condensador	1,70 kW

1.8.4.3.- Comentarios

Comparando el ciclo real y ideal de cada cámara por separado vemos que el calor absorbido en el evaporador es mayor en el ciclo real que en el ideal y que la cantidad de refrigerante necesario es menor en el primero. Esto es debido al producirse un subenfriamiento y un recalentamiento.

Al llegar el líquido subenfriado a la válvula de expansión termostática el refrigerante que llega al evaporador lo hace con menos título y hay una cantidad mayor de refrigerante en estado líquido a la entrada del evaporador que es capaz de ceder su calor latente y transformarse en vapor.

Como el vapor que sale del evaporador es recalentado, una vez que el refrigerante es vapor saturado, es capaz de absorber calor para aumentar su temperatura por medio de calor sensible, lo que no sucede en el ciclo ideal.

Sin embargo, en el ciclo real, el calor cedido al condensador aumenta debido a la disminución del rendimiento volumétrico e isentrópico. La potencia del compresor es mayor y disminuye el COP.

Comparando el ciclo real de la cámara de congelados y vegetales vemos que el COP es mayor en la cámara de vegetales que en el de congelados. Esto se debe a que la temperatura de evaporación es menor, y, por lo tanto el trabajo absorbido por el compresor para elevar la presión será menor, ya que la presión de aspiración es menor.

En la siguiente tabla se muestra un resumen de los balances energéticos calculados del ciclo ideal y real de las cámaras de congelados y vegetales.

COMPARATIVA BALANCES ENERGÉTICOS CICLOS IDEAL Y REAL DE LAS CÁMARAS DE CONGELADOS Y VEGETALES

BALANCE	UNIDADES	CONGELADOS		VEGETALES	
		IDEAL	REAL	IDEAL	REAL
Calor cedido por el condensador	kcal/kg	30,98	39,15	29,84	36,10
Calor absorbido en el evaporador	kcal/kg	20,93	25,07	24,06	28,47
Trabajo absorbido por el compresor	kcal/kg	10,04	13,67	5,78	7,14
Caudal másico necesario de fluido frigorigeno	kg/h	44,98	37,55	48,19	40,72
Producción frigorífica volumétrica	kcal/m^3	261,62	294,94	707,64	769,45
Caudal volumétrico	m3/h	3,59	3,94	1,63	1,62
Potencia indicada del compresor	kW	0,52	0,59	0,32	0,34
Coeficiente de operación(C.O.P)	-	2,08	1,83	4,16	3,98
Potencia frigorífica especifica	kcal/kWh	1792,08	1577,19	3579,86	3429,15
Potencia efectiva del compresor	kW	0,52	0,62	0,32	0,36
Potencia frigorífica cedida por el condensador	kcal / h	1,62	1,70	1,67	1,19

1.8.4.4.- Ciclo real combinado cámaras de congelados y vegetales

Si observamos las presiones de condensación y evaporación de ambas cámaras vemos que las primeras coinciden pero que las de evaporación difieren.

La presión de evaporación de la cámara de congelados es menor que la de vegetales. Como se trata de un ciclo de un solo compresor y dos evaporadores a diferentes presiones de trabajo, se debe instalar una válvula de regulación de presión a la salida del evaporador de mayor presión, es decir, en el evaporador de la cámara de vegetales.

Los cálculos de la cámara de vegetales se han hecho con una relación de compresión de 3,43, pero en realidad el compresor que suministra el fluido a esta cámara de vegetales, trabaja a la presión de la cámara de congelados, por lo que la relación de compresión en realidad es de 8,18, por lo que el rendimiento volumétrico e isentrópico a utilizar en los cálculos individuales del ciclo real de la cámara de vegetales son los de la cámara de congelados, 83 y 79 % respectivamente.

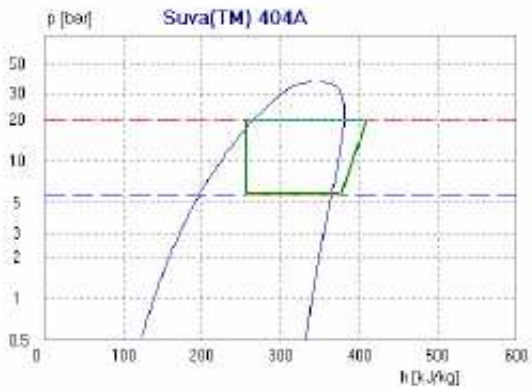
Para realizar los cálculos más exactos se va a determinar el caudal másico y volumétrico en el ciclo real de la cámara de vegetales por medio de Duprex con estos rendimientos.

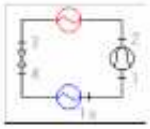
De aquí obtenemos el caudal másico de la cámara de vegetales que tendrá un valor de:

$$m_{veg.} = 0{,}0114 * 3600 = 41{,}04 \text{ kg/h}$$

Como el programa no nos da la posibilidad de realizar un ciclo de un compresor y dos evaporadores, se ha calculado el ciclo real con la presión de evaporación mínima de trabajo, es decir, la de la cámara de congelados, y la potencia frigorífica total de ambas cámaras.

DuPont Refrigerant Expert Version 4.0 10/2014 Ciclo 1: DUPREX 4.0





Condensación tc [°C]	**43,0**
Temperatura media [°C]	42,8
Presión de condensación pc [bar]	19,4994
Evaporación to [°C]	**-1,7**
Temperatura media [°C]	-1,9
Presión de evaporación po [bar]	5,6846
Subenfriamiento [K]	**5**
Sobrecalentamiento (Evap.) [K]	**10**
Sobrecalentamiento (L.d.s.) [K]	**2**
Caudal de masa [kg/s]	0,0114
Volumen desplazado [m³/h]	**1,84**
Capacidad volumétrica [kJ/m³]	3184,5

Caída de Presión dp [bar]			
- Línea líquida + Condensador	0,00	**Capacidad frigor. Qo [kW]**	
- Evaporador	0	**1,35**	
- Línea de succión	0,0	Potencia del Compresor P [kW]	
Compresor		0,38	
- Rendimiento Isentrópico [-]	0,79	Potencia calorífica Qc [kW]	
- Rendimiento volumétrico [-]	0,83	1,75	
- Tasa de Compresión p2/p1 [-]	3,430	Coeficiente frigorífico [-]	
- Diferencia de Presión p2-p1 [bar]	13,815	3,58	

Propiedades

	t [°C]	p [bar]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	v [dm3/kg]	x [%]
1a	8,30	5,6846	374,75	1,6440	36,8417	
1	10,30	5,6846	376,69	1,6508	37,2593	
2	64,48	19,4994	409,83	1,6716	11,1549	
3	37,68	19,4994	256,10	1,1879	1,0182	
4	-2,04	5,6846	256,10	1,2071	12,7688	35,2
1-2			33,14			
1-2a			26,18			

Cálculos ciclo real cámara de vegetales con rendimiento volumétrico e isentrópico de 83 y 79 %, mediante programa Duprex 4.0

Aplicando el mismo criterio que en el apartado anterior del ciclo real de la cámara de congelados, establecemos:

- Refrigerante R404A
- Carga térmica total: 2101 kcal/h (2,44 kW) en 18h de funcionamiento
- Temperatura de la cámara: -18ºC
- Temperatura de evaporación refrigerante en el evaporador de congelados: -25,7ºC

- Temperatura de evaporación refrigerante en el evaporador de vegetales: -1,7ºC
- Temperatura de condensación del refrigerante: 43ºC
- Recalentamiento de 10ºC en el evaporador y 2ºC en la tubería del evaporador al compresor
- Subenfriamiento de 5ºC
- Rendimiento volumétrico para una relación de compresión de 8,18, obtenemos un rendimiento volumétrico de 83%
- Rendimiento mecánico de 95%.
- Rendimiento isentrópico de 79%
- Se tendrán en cuenta las pérdidas de carga en las líneas de aspiración, descarga y líquido, que son 0,027, 0,003 y 0,056 bar respectivamente

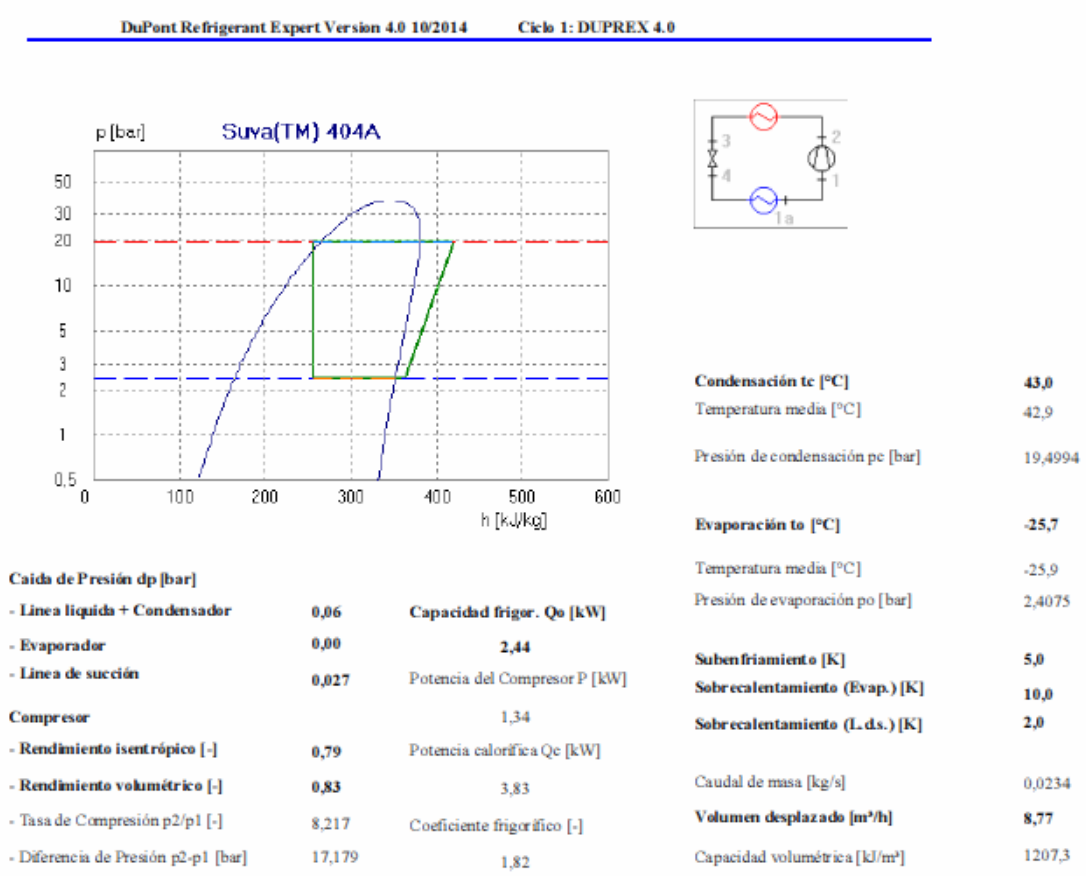
El software nos indica las propiedades de los cuatro puntos característicos del ciclo:

Cámara carnes	Temperatura ºC	Presión bar	Entalpía kJ/kg	Vol. espe. dm^3/kg
Punto 1a	- 15,70	2.40	360,56	84,62
Punto 1	- 13,70	2,36	362,36	86,52
Punto 2	72,81	19,55	419,81	11,78
Punto 3	37,68	19,49	256,10	1,018
Punto 4	- 26,03	2,40	256,10	39,59

Puntos característicos ciclo real combinado según Duprex 4.0

A continuación se muestra el resultado del balance energético del ciclo real combinado al realizarlo con el programa Duprex 4.0. y para una única temperatura de evaporación de – 25,7ºC.

El ciclo real combinado de la tabla no se corresponde con la realidad ya que, como ya hemos indicado anteriormente, ha sido en base a que las dos cámaras trabajan a la misma temperatura, hecho que no es cierto ya que la cámara de vegetales trabaja a 6ºC y la de congelados a -18ºC, lo que implica diferentes temperaturas de evaporación.



Ciclo real combinado presión – entalpía refrigerante R404A ambas cámaras trabajando a baja presión presión evaporación -25,7ºC según Duprex 4.0

Sin embargo, hay ciertos puntos que si podemos utilizar para realizar los cálculos del ciclo real combinado, como el trabajo del compresor y el calor cedido al condensador.

Dicho esto, vamos a calcular las propiedades del ciclo real combinado de ambas cámaras:

- Calor cedido en el condensador:

  El calor cedido en el condensador en kcal/kg es igual que si las dos cámaras trabajaran a la misma temperatura, por lo que se pueden usar las entalpías del ciclo real combinado.

$$Q_c = (h_2 - h_3) = 419{,}81 \text{ kJ/kg} - 256{,}10 \text{ kJ/kg}$$

$$Q_c = 163{,}71 \text{ kJ/kg} * 0{,}24 \text{ kcal/kJ} = 39{,}29 \text{ kcal/kg}$$

– Calor absorbido en el evaporador:

El calor absorbido en el evaporador en kcal/h será el correspondiente a cada evaporador calculado anteriormente en los ciclos reales de cada cámara:

- En el evaporador de congelados es el mismo que el del ciclo real combinado calculado anteriormente:

$$Q_{e\ cong.} = (h_{1a} - h_4) = 360{,}56\ kJ/kg - 256{,}10\ kJ/kg$$

$$Q_{e\ cong.} = 104{,}46\ kJ/kg * 0{,}24\ kcal/kJ = 25{,}07\ kcal/kg$$

- En el evaporador de vegetales es el mismo que el del ciclo real de la cámara de vegetales con los rendimientos volumétrico e isentrópico de 83 y 79% respectivamente:

$$Q_{e\ veg..} = (h_{1a} - h_4) = 374{,}75\ kJ/kg - 251{,}46\ kJ/kg$$

$$Q_{e\ veg.} = 118{,}65\ kJ/kg * 0{,}24\ kcal/kJ = 28{,}47\ kcal/kg$$

– Trabajo absorbido por el compresor:

El trabajo absorbido por el compresor en kcal/h es el mismo que el del ciclo real combinado.

$$W_c = (h_2 - h_1) = 419{,}81\ kJ/kg - 362{,}36\ kJ/kg$$

$$W_c = 57{,}45\ kJ/kg * 0{,}24\ kcal/kJ = 13{,}78\ kcal/kg$$

– Caudal másico necesario de fluido frigorigeno:

El caudal másico total es la suma de los caudales másicos obtenidos en ciclo real de congelados (27,69 kg/h) y en el ciclo real de vegetales con rendimientos volumétricos e isentrópico de 83 y 79% respectivamente.

$$m'_{total} = 37{,}55\ kg/h + 41{,}04\ kg/h = 78{,}59\ kg/h$$

– Caudal volumétrico:

Para calcular el caudal volumétrico total es necesario conocer el volumen específico del refrigerante a la entrada del compresor, es decir, en el punto 1 del ciclo real combinado, cuyo valor es 0,085 m^3/kg.

$$V = v * m$$

$$V = 0.086\ m^3/kg * 78{,}59\ kg/h = 6{,}75\ m3/h$$

– Producción frigorífica volumétrica:

Sabemos que:

$$V = \frac{Q_t}{Q_v * \acute{\eta}_v}$$

Despejando Q_v:

$$Q_v = \frac{2101}{6{,}75 * 0{,}83} = 375{,}01\ \frac{kcal}{m^3}$$

– Potencia indicada del compresor:

La potencia indicada del compresor será dada por el flujo másico total de refrigerante por la diferencia de entalpías a la entrada y salida del compresor, es decir los puntos 1 y 2 del ciclo real combinado, que según los cálculos anteriores del ciclo real de la cámara de congelados es de 13,78 kcal/kg

$$W'_c = m * (h2 - h1) = 78{,}59 * 13{,}78 = 1082{,}97\ kcal/h$$

$$W'_c = 1082{,}97 / 860 = 1{,}26\ kW$$

– Coeficiente de operación:

Es la cantidad de energía térmica obtenida en función de la cantidad de energía invertida en el sistema

La cantidad de energía total absorbida será la que tenga que absorber los dos evaporadores es decir 2101,06 kcal/h y la invertida es la potencia del compresor en kcal/h.

$$COP = \frac{Q_e}{Q_c}$$

$$C.O.P. = \frac{2101\ kcal/kg}{1082{,}97\ kcal/kg} = 1{,}94$$

– Potencia frigorífica especifica:

$$k_f = 860 * 1{,}94 = 1668{,}43\ kcal/kWh$$

– Potencia efectiva del compresor:

$$P_{efec} =. W´c\ /\eta_{mec}$$

$$P_{efec} =. 1{,}26\ kW\ /\ 0{,}95 = 1{,}32\ kW$$

– Potencia cedida en el condensador:

$$P_c = m * (h_2 - h_3) = 78{,}59\ kg/h * 39{,}29\ kcal/kg = 3087{,}80\ kcal/h$$

$$P_c = \frac{3087{,}80\ kcal/h}{860} = 3{,}59\ \ kW$$

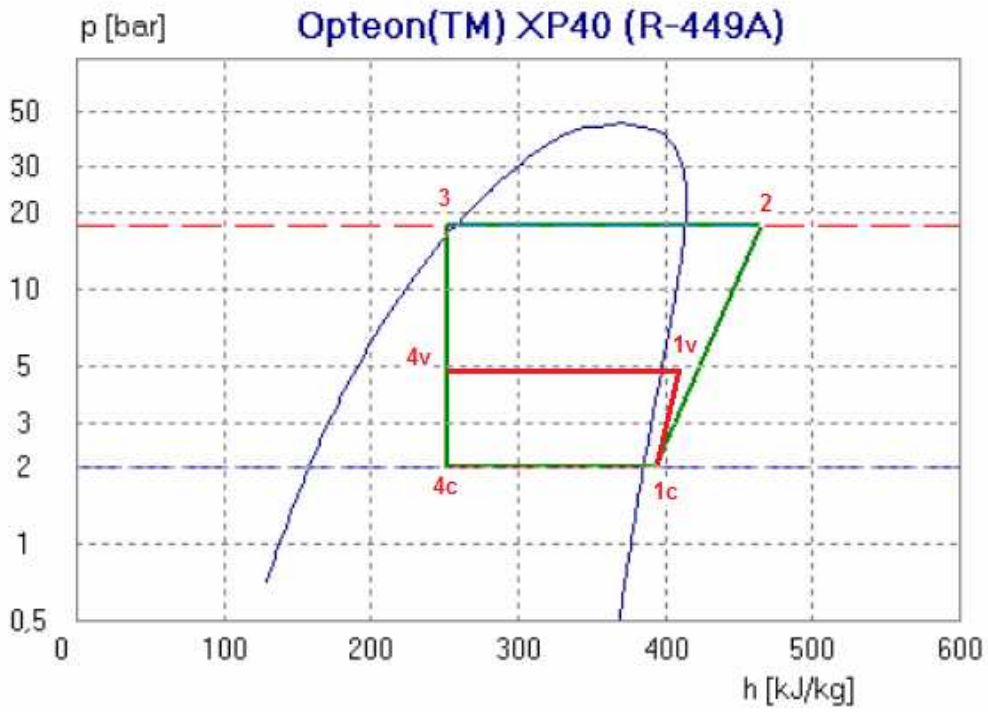
A continuación se va a mostrar un resumen de los datos obtenidos y se va a representar el ciclo real combinado de la cámara de congelados y vegetales en el diagrama presión – entalpía del refrigerante R404A.

En el punto 2 el refrigerante sale del compresor a alta presión y temperatura y se dirige al condensador, donde cede su calor latente y parte del sensible hasta ser líquido subenfriado, punto 3.

El líquido subenfriado se dirige a dos válvulas de expansión termostáticas, una por cámara, que operan a diferentes presiones, un caudal de

refrigerante se desvía al evaporador de alta presión (punto 4v) y el resto al evaporador de baja presión (punto 4c).

BALANCE ENERGÉTICO CICLO REAL COMBINADO	
Calor cedido por el condensador	39,29 kcal/kg
Calor absorbido en el evaporador cong. / veg.	25,07/ 28,47 kcal/kg
Trabajo absorbido por el compresor	13,78 kcal/kg
Caudal másico necesario de fluido frigorigeno	78,59 kg/h
Producción frigorífica volumétrica	375,01 kcal/m^3
Caudal volumétrico	6,75 m3/h
Potencia indicada del compresor	1,26 kW
Coeficiente de operación(C.O.P)	1,94
Potencia frigorífica especifica	1668,43 kcal/kWh
Potencia efectiva del compresor	1,32 kW
Potencia frigorífica cedida por el condensador	3,59 kW



Ciclo real combinado de la cámara de congelados y vegetales presión – entalpía refrigerante R449A

Por cada evaporador circula un caudal de refrigerante que se evapora y se recalienta a su presión de trabajo (puntos 1v y 1c), como después se tiene que volver a juntar todo el refrigerante para ser comprimido y trabajan a diferentes presiones, la válvula de regulación de presión a la salida del evaporador de alta, reduce la presión a la de trabajo del evaporador de baja presión (punto 1c), después el caudal total se recalienta más en la tubería de baja existente desde el evaporador hasta el compresor.

Una vez que el fluido se encuentra en la entrada del compresor es aspirado por él y comprimido hasta el punto 2.

Comprobación diámetros estimados de tuberías con software Duprex

Por último queda comprobar que los diámetros de las tuberías estimados en el apartado anterior 1.8.3 son apropiados.

Para ello vamos a utilizar la opción del programa Duprex de "cálculo de tuberías" del ciclo real combinado con una única temperatura de evaporación a – 25,7ºC y un caudal volumétrico de 6,75 m^3/h.

En las siguientes gráficas vemos los diámetros de tubería recomendados por el programa con las siguientes condiciones:

- R404A
- Material de la tubería: cobre
- Todas las condiciones de funcionamiento del ciclo real combinado con temperatura de evaporación de – 25,7ºC.
- Caudal volumétrico de 6,75 m^3/h.
- Longitud equivalente de las líneas de aspiración, descarga y líquido de 66,28, 4,5 y 75,29 metros respectivamente.
- Pérdida de carga en cada línea según apartado 1.8.3, línea de aspiración 0,027 bar, descarga 0,003 bar y líquido 0,056 bar.

Según el apartado 1.8.3 el dimensionado de las tuberías estimado es:

- Línea de aspiración: diámetro 35 mm y perdida carga 42,1 Pa/m

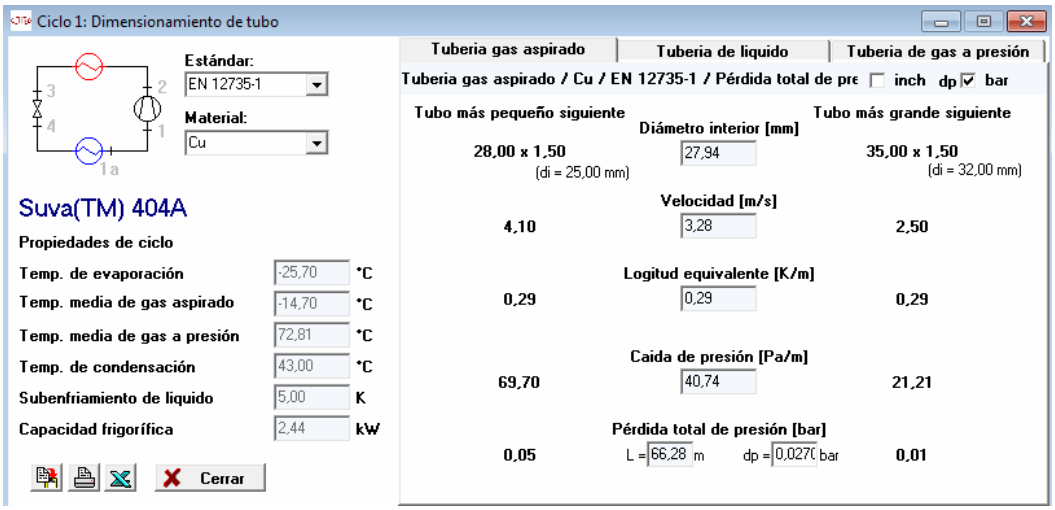
- Línea de descarga: diámetro 15 mm y perdida carga 74,9 Pa/m
- Línea de líquido: diámetro 12 mm y perdida carga 74,9 Pa/m

En las figuras del cálculo de tuberías introduciendo la longitud equivalente y la pérdida de carga total en la tubería nos indica el diámetro necesario, velocidad del fluido, y la pérdida de presión por metro, tanto para la tubería de diámetro calculada, como para la siguiente de mayor y menor diámetro del fabricante.

En el caso de la tubería de aspiración nos da un diámetro interior de 27,94 mm con una velocidad de 3,28 m, y la tubería superior es de 32 mm, que coincide con la estimada de diámetro nominal 35 mm.

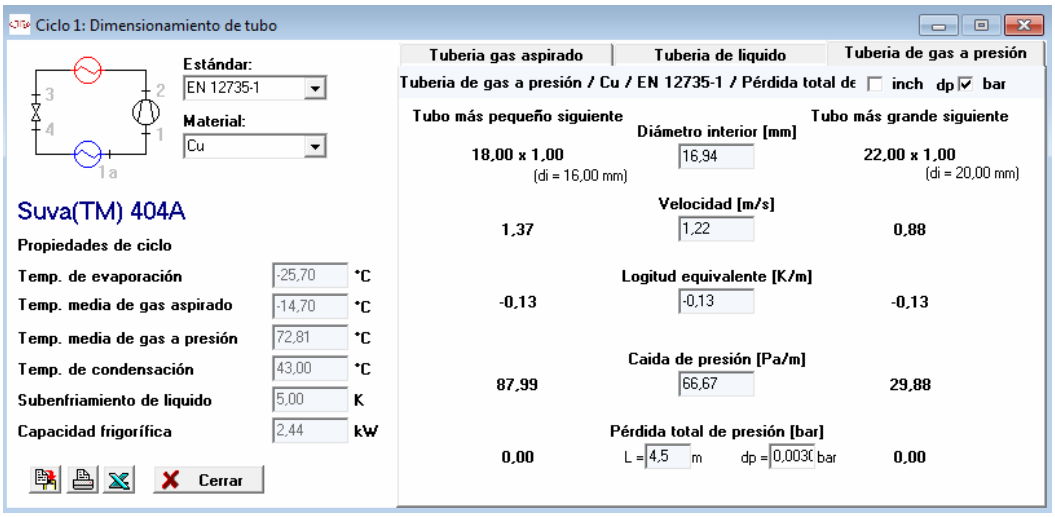
Vamos a tomar el diámetro interior de 32 mm como bueno, aunque la velocidad disminuye en esta instalación se reduce el peligro de que el compresor se quede sin aceite puesto que el trazado de las tuberías hace un sifón y además tenemos un separador de aceite en la descarga del compresor.

De esta manera, al elegir este diámetro también disminuimos la pérdida de carga en la línea de 0,04 a 0,01 bar.



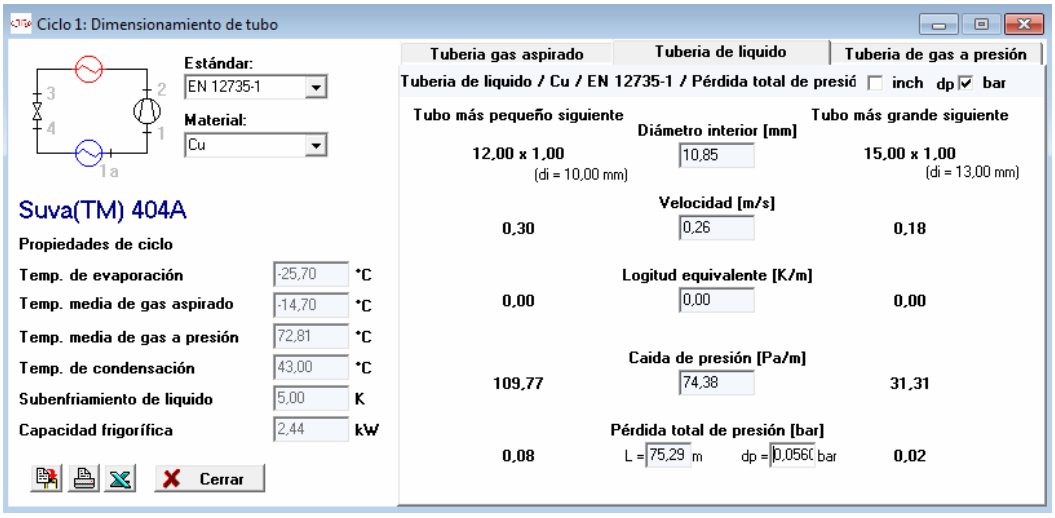
Dimensionamiento línea aspiración según Duprex

La tubería de descarga nos da un diámetro de 16,94, nos da la opción de un diámetro interior de 16 o 20 mm. El diámetro nominal estimado era de 15 mm. Tomaremos el diámetro interior de 16 mm, es decir, diámetro nominal de 18.



Dimensionamiento línea descarga según Duprex

Finalmente, en la tubería de líquido ha calculado un diámetro interior de 10,85 mm, y nos da las opciones de 10 y 13 mm de diámetro interior. El diámetro nominal estimado era de 12 mm, pero se va a elegir el de 15 y así reducir la pérdida de carga a 0,02 bares.



Dimensionamiento línea líquido según Duprex

Por tanto, las tuberías seleccionadas son:

- **Línea de aspiración: diámetro nominal 35 mm, diámetro interior 32 mm, perdida carga 21,21 Pa/m y pérdida de carga total 0,01 bar.**
- **Línea de descarga: diámetro nominal 18 mm, diámetro interior 16 mm, perdida carga 87,99 Pa/m y pérdida de carga total la considera 0,003 bar.**
- **Línea de líquido: diámetro nominal 15 mm, diámetro interior 13 mm, perdida carga 31,31 Pa/m y pérdida de carga total 0,02 bar.**

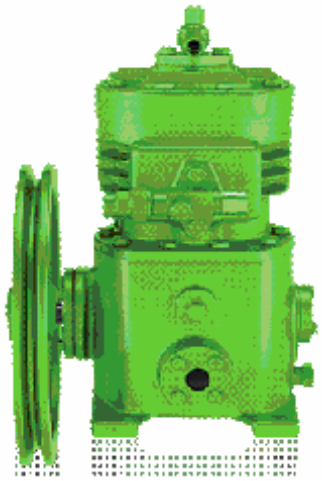
Principales características del ciclo real combinado

Conforme a los cálculos realizados se resumen las principales características del ciclo real combinado para realiza la selección de los componentes de la instalación:

- **Refrigerante R404A**
- **Temperatura y humedad relativa cámara congelados, -18ºC y 80 %.**
- **Temperatura y humedad relativa cámara vegetales, +6ºC y 80 %.**
- **Caudal volumétrico 6,75 m^3/h**
- **Temperatura condensación 43ºC.**
- **Presión condensación 19,49 bar**
- **Temperatura evaporación cámara congelados -25,7ºC.**
- **Presión evaporación cámara de congelados 2,40 bar.**
- **Temperatura evaporación cámara vegetales -1,7ºC.**
- **Presión evaporación cámara de vegetales 5,68 bar.**
- **Potencia frigorífica cámara de congelados 1,09 kW**
- **Potencia frigorífica cámara de vegetales 1,35 kW**
- **Potencia frigorífica total 2,44 kW.**
- **Potencia compresor 1,26 kW.**
- **Potencia del condensador 3,59 kW.**
- **COP 1,90**

1.8.5.- Selección del compresor y del aceite

El tipo de compresor seleccionado es un compresor alternativo abierto de una sola etapa accionado por un motor eléctrico estándar mediante acoplamiento por correas.



`Compresor abierto Bitzer tipo abierto serie 0 – IV

La selección de este tipo de compresor es debido a su fiabilidad, su sencillo funcionamiento y al hecho de que se reparan fácilmente en caso de avería en alta mar.

Se ha elegido el compresor tipo abierto para refrigerantes estándar serie 0 - VII del fabricante Bitzer.

Según el fabricante son compresores:

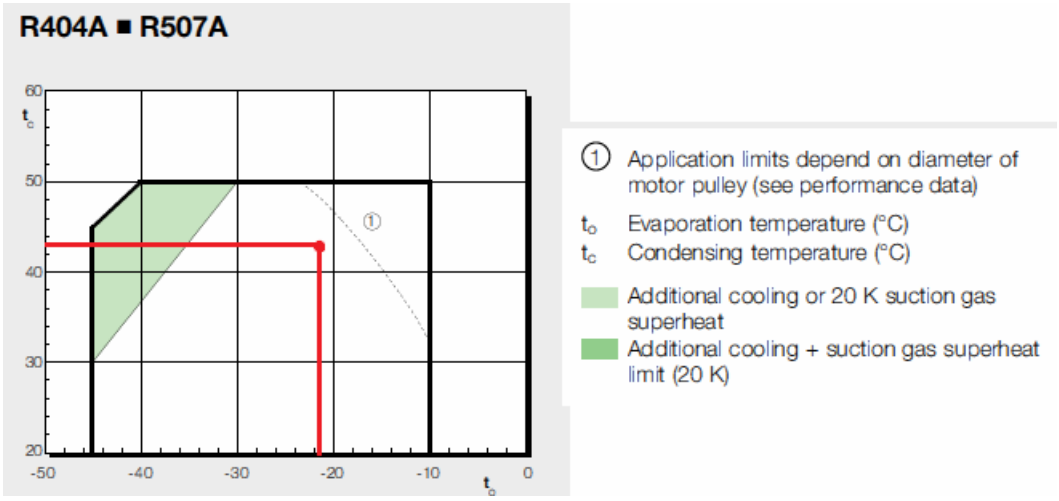
- De alta calidad, robusto y resistente al desgaste.
- Pistón de aluminio con apenas fricción.
- Casquillos de cojinete intercambiables (a partir del modelo IV(Y)).
- Suministro de aceite seguro mediante lubricación centrífuga.
- Anillo del pistón con cromado duro (a partir del modelo IV(Y)).
- Cojinete del bulón del pistón especial.
- Extremadamente resistente a golpes de líquido gracias a su estructura robusta y bajas revoluciones.
- Construcción de placas de válvula rentable y estable.

- Alto grado de rendimiento volumétrico gracias a coordinación óptima entre las válvulas de trabajo.
- Construcción de fácil mantenimiento.
- No es necesaria ninguna herramienta especial, sellado del árbol de fácil acceso.

Para seleccionar el compresor se va a utilizar el catálogo “Reciprocating compressors Open Drive Type 0(Y) …. VIIW(Y) Version 50 Hz // KP – 510 - 3” del fabricante Bitzer.

El catálogo nos indica los pasos para seleccionar el compresor adecuado. El primer paso que debemos dar es establecer el refrigerante de la instalación, en nuestro caso el R404A.

Según la siguiente gráfica sabemos si el compresor necesita refrigeración extra y un sobrecalentamiento de 20 K en función de la temperatura de evaporación (-25,7ºC) y de condensación (43ºC). En nuestro caso no necesita ni recalentamiento 20 K ni refrigeración extra.



Gráfica sobrecalentamiento y refrigeración extra según Bitzer

El significado de las letras identificativas del compresor es:

- 0….IV: serie del compresor.

- W: letra de identificación para refrigeración por agua de las culatas, en los modelos VI y VII es estándar, en los modelos III, IV y V es opcional.
- Y: Letra identificativa de la carga de aceite.

A continuación hay unas tablas para seleccionar la serie del compresor en función de:

- El tipo de refrigerante.
- Caudal volumétrico.
- La potencia del motor en función de si el sistema es de baja, media o alta temperatura.
- Temperatura de condensación.
- La temperatura de evaporación.
- La potencia frigorífica.

La tabla de selección es para una velocidad el motor de 1450 rpm, sin líquido subenfriado y una temperatura de gas de aspiración de 20 ºC.

Verdichter Typ / Compressor type / Compresseur type	Motor-scheibe ø / Motor pulley ø / Poullie du moteur ø mm	Hub-Volumen / Displace-ment / Volume balayé m³/h	Erforderlicher Antriebsmotor / Motor required / Moteur de com-mande nécessaire kW K	N	T	Verfl. Temp. / Cond. temp. / Temp. de cond. °C	Kälteleistung / Cooling capacity / Puissance frigorifique Q_o [Watt] N / T: Verdampfungstemperatur °C / Evaporating temperature °C / Température d'évaporation °C -10	-15	-20	-25	-30	-35	-40	-45
III Y	90	4,70	1,1	1,1		30	2960	2410	1930	1530	1180	885	640	430
			1,5	1,1		40	2430	1960	1560	1210	920	670	480	285
			1,5	1,1		50	1920	1530	1200	920	680	475	300	
	110	5,79	1,5	1,1		30	3650	2970	2380	1880	1450	1090	785	530
			1,5	1,5		40	2990	2420	1920	1500	1130	825	565	350
			2,2	1,5		50	2360	1890	1480	1140	840	585	370	
	130	6,83	1,5	1,5		30	4300	3500	2810	2220	1720	1290	925	625
			2,2	1,5		40	3530	2850	2270	1760	1340	975	670	415
			2,2	1,5		50	2780	2230	1750	1340	990	690	435	
			2,2	1,5		30	4980	4050	3250	2570	1980	1490	1070	720
	150	7,90	2,2	2,2		40	4080	3300	2620	2040	1550	1130	770	480
				2,2		50			2020	1550	1140	795	505	
			2,2	2,2		30		4830	3880	3060	2370	1780	1280	860
	180	9,42		2,2		40			3120	2430	1850	1340	920	570
				2,2		50				1850	1360	950	600	

Catálogo selección Biltzer compresores abiertos serie 0 … VII

Verdichter Typ / Compressor type / Compresseur type	Motor-riemen-scheibe / Motor pulley / Poulie du moteur ø mm	Verdichter-drehzahl bei Motordrehzahl 1450 min⁻¹ / Compressor speed with motor speed 1450 min⁻¹ / Vitesse du compresseur à la vitesse du moteur de 1450 min⁻¹ min⁻¹	Förder-volumen / Displace-ment / Volume balayé m³/h	Zylinder Zahl / Number / Nombre	Zylinder Bohrung / Cylinder Bore / Cylindres Alésage ø mm	Hub / Stroke / Course mm	Öl-füllung / Oil charge / Charge d'huile dm³	Gewicht / Weight / Poids kg ①	Keilriemen Anzahl x Profil nach DIN 2215 / V-belts Number x profile according to DIN 2215 / Courroies Nombre x profil selon DIN 2215	Anschlüsse SL Saugleitung mm Zoll / Connections SL Suction line mm inch / Raccords SL Conduite d'aspiration mm pouce	Anschlüsse DL Druckleitung mm Zoll / Connections DL Discharge line mm inch / Raccords DL Conduite de refoulement mm pouce	Kühlwasser Zoll / Cooling water inch / Eau de refroidis-sement pouce
0(Y)	70 90 110 130	565 735 900 1060	0,96 1,24 1,52 1,80	2	30	20	0,35	10,5	1 x 13	10 L 3/8	10 L 3/8	–
I(Y)	70 90 110 120	565 735 900 975	1,70 2,20 2,70 2,92	2	35	26	0,4	13,5	1 x 13	12 L 1/2	10 L 3/8	–
II(Y)	90 110 130 150 180	500 615 725 840 1000	2,26 2,78 3,28 3,80 4,52	2	40	30	0,65	18	1 x 13	12 L 1/2	12 L 1/2	–
III(Y)	90 110 130 150 180	500 615 725 840 1000	4,70 5,79 6,83 7,90 9,42	2	50	40	0,9	22	1 x 13 (1 x 17)②	16 L 5/8	12 L 1/2	G 3/8

Catálogo selección Biltzer compresores abiertos serie 0 … VII

En nuestro caso, los datos de entrada son:

- Tipo de refrigerante R404A.
- Caudal volumétrico 6,75 m^3/h
- Sistema de media temperatura.
- Temperatura de condensación 43ºC.
- La temperatura de evaporación -25,7ºC.
- La potencia frigorífica, en nuestro caso 2,44 kW.

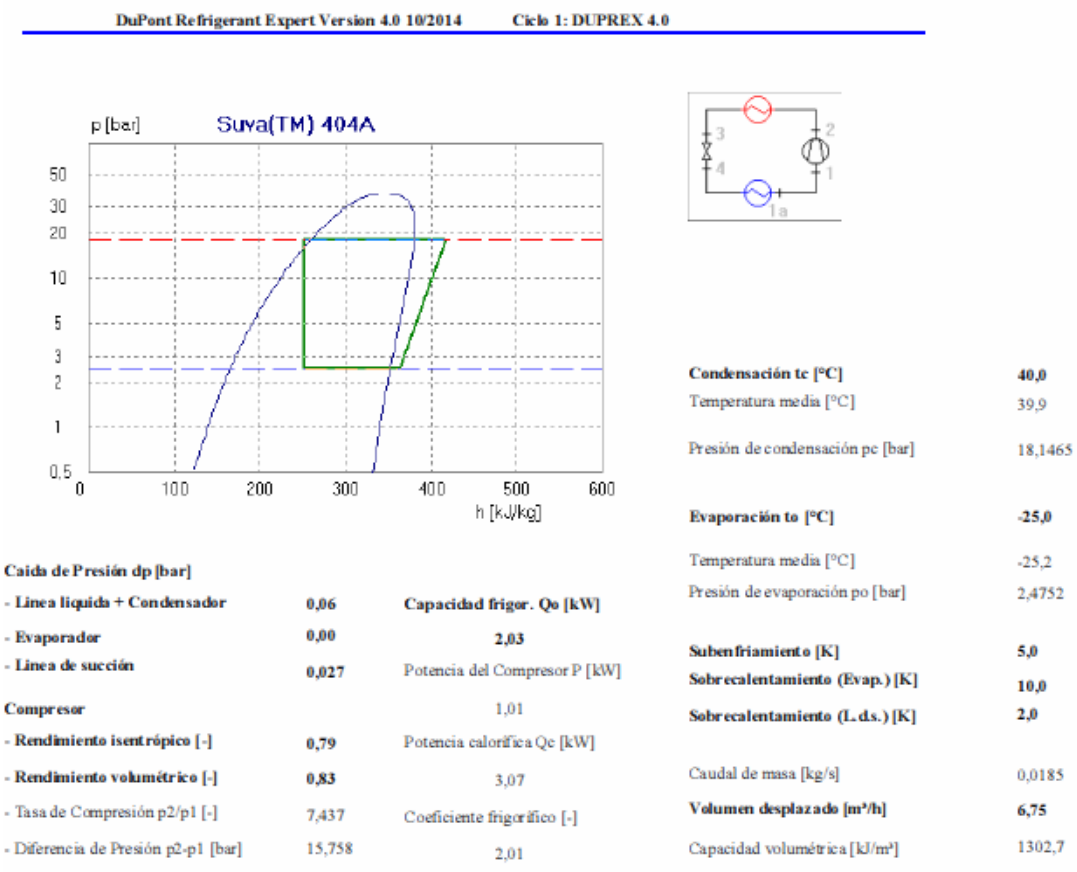
Según los datos seleccionamos el compresor Serie III Y 150 Bitzer T_{cond} 40ºC, debido a que:

- El caudal volumétrico requerido es de 6,75 m^3/h y tenemos opción de elegir 6,83 m^3/h y de 7,9 m^3/h, elegimos el más alto para asegurar el caudal necesario.
- La temperatura de condensación de 43ºC y tenemos la opción de elegir de 40 y 50ºC. Se elige la de 40ºC por que la potencia frigorífica es mayor que con la de 50ºC. Además la temperatura media en el condensador según Duprex es de unos 40ºC.

- La temperatura de evaporación es de -25,7ºC y tenemos la opción de elegir entre -25ºC y de -30ºC, elegimos la de -25ºC por ser la más cercana a la calculada, además, a -30ºC disminuye la potencia frigorífica y el COP.

Mediante el programa Duprex vamos a estudiar la instalación con los parámetros del compresor elegido:

- Caudal volumétrico 6,75 m^3/h
- Temperatura de condensación 40ºC
- Temperatura de evaporación -25ºC



Propiedades ciclo combinado con datos compresor elegido según Duprex

Vemos que el COP ha aumentado del ciclo combinado calculado de 1,90 a 2,01, pero no se alcanza la potencia frigorífica requerida. Aún así, se da por bueno el compresor ya que la potencia frigorífica calculada se basa en la situación más desfavorable posible y tiene un margen de seguridad de un 20%. Además, el compresor ha sido calculado para trabajar 18 horas al día, pero si la instalación lo requiere, de manera puntual, puede trabajar 24 horas seguidas.

Es decir, la situación más desfavorable de carga térmica sería con las cámaras inicialmente vacías y a temperatura ambiente, con un ambiente muy cálido, y que se llenaran de golpe las dos cámaras.

En este caso (muy excepcional porque las cámaras nunca están a temperatura ambiente y además rara vez se vacía totalmente una cámara), el compresor arrancaría y si no para en 18 horas el compresor seguirá trabajando hasta llegar a las temperaturas de trabajo. Además la potencia frigorífica disminuye con el tiempo ya que hay cargas térmicas que no son constantes, por ejemplo el subenfriamiento de la carga.

A partir de ese momento ya no sería la situación más desfavorable, solo habría que mantener la carga a las temperaturas correspondientes.

Para calcular el rendimiento volumétrico del compresor utilizamos la fórmula:

$$Qv = (\eta_{vol.} * 3.14 * d^2 * L * Z * N * 60) / 4$$

Siendo:

- Qv: caudal volumétrico
- η_{vol}: rendimiento volumétrico
- D: diámetro del pistón
- L: carrera del pistón
- Z: número de cilindros

Por tanto:

$$6{,}75 = (\eta_{vol.} * 3{,}14 * 0{,}05^2 * 0{,}04 * 2 * 840 * 60) / 4$$

$$\eta_{vol.} = 0{,}853$$

Según esta ecuación el rendimiento volumétrico es más alto, del 85,3%, y por consiguiente el rendimiento isentrópico también aumentaría. El aumento de ambos rendimientos da otro margen de seguridad en la elección del compresor.

El compresor Serie III tiene las siguientes características:

- Caudal volumétrico 7,90 m^3/h.
- Potencia del motor 2,2 kW.
- Temperatura de condensación 40ºC.
- Temperatura de evaporación -25ºC.
- Potencia frigorífica 2040 W.
- Velocidad del motor eléctrico 1450 rpm.
- Diámetro de la polea del motor 150 mm.
- Velocidad del compresor 840 rpm.
- Número de cilindros 2.
- Diámetro émbolo 50 mm.
- Carrera émbolo 40 mm.
- Carga de aceite 0,9 dm^3.
- Peso 22 kg.
- Conexiones de descarga y aspiración de 16 y 12 mm respectivamente.
- Correas trapezoidales DIN 2215 1x13.
- Presión máxima 19/23 bar
- Culatas resistentes al agua marina (opcional).
- **Aceite del compresor para R404A y temperatura de condensación menor de 55ºC : BSE32**

Para la selección del resto de componentes vamos a tomar como temperatura de evaporación y condensación -25 y 40ºC, que son las tomadas para la selección del compresor.

1.8.6.- Selección del condensador

El condensador seleccionado es un condensador multitubular horizontal refrigerado por agua de mar fabricado por Bitzer.

El agua de mar será suministrada por la bomba centrífuga instalada actualmente, de unos 3 bares de presión y 20 m^3/h de caudal.

Según el fabricante:

- Diseño de acuerdo a la normativa UE 97/23/EC sobre equipos a presión y aprobado por varias Sociedades de Clasificación (Bureau Veritas, Lloyd's Register of Shipping,…).
- Tubos intercambiadores de calor de cobre o cobre y níquel en el caso de condensadores resistentes al agua de mar.
- Haz de tubos soldados a las placas perforadas para evitar fugas.
- Las cubiertas laterales son desmontables y permiten la limpieza de los tubos, además son intercambiables.
- Máxima presión de trabajo en la zona del refrigerante, 33 bar entre -10 y 120ºC.
- Máxima presión de trabajo en la zona del fluido refrigerador, 10 bar entre -10 y 95ºC.

Condensador multitubular horizontal Bitzer

La selección del condensador se va realizar en base al catálogo "Water Cooling Condensers DP – 200 – 5" del fabricante Bitzer.

El significado de las letras identificativas del condensador es:

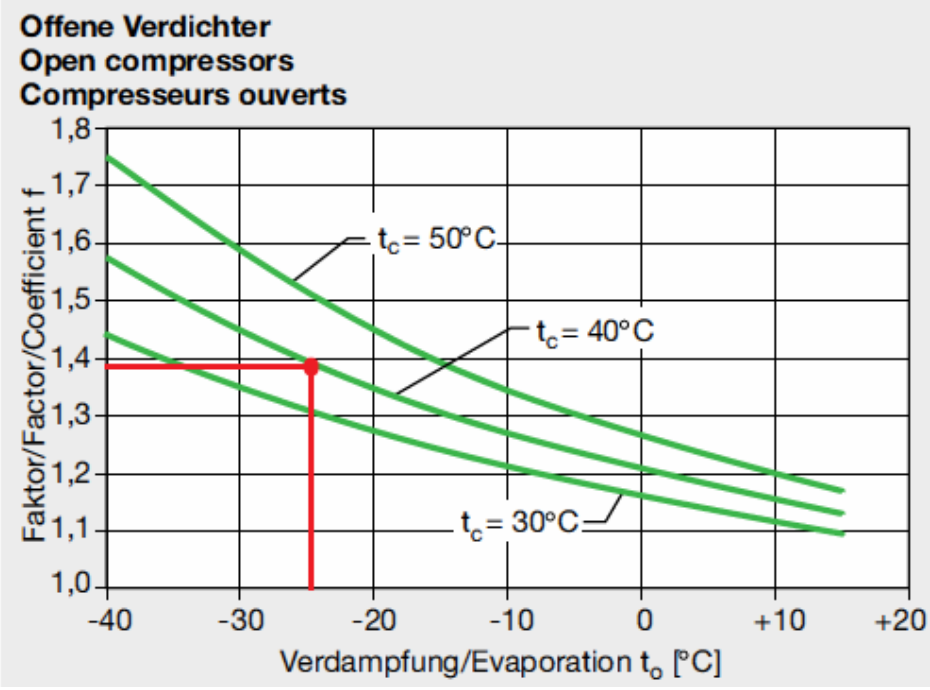
- K: Condensador.
- 1053: Ejemplo de código.
- H: Tipo de bracket de sujeción; N en el fondo, H en el fondo y en la parte superior para un compresor hermético y T en el fondo y en la parte superior para uno o varios compresores herméticos.
- 4: Ejemplo de número de pasos del condensador.

El catálogo nos da la opción de calcular de manera aproximada la capacidad del condensador en función de la potencia frigorífica. Por medio de la siguiente gráfica obtenemos un factor en función de:

- La temperatura de evaporación, en nuestro caso -25ºC.
- La temperatura de condensación, en nuestro caso 40ºC.

El factor obtenido en la gráfica es de 1,39, que, al multiplicarlo por la potencia frigorífica, 2,44 kW, nos da la potencia del condensador, 3,39 kW.

La potencia frigorífica calculada en el apartado 8.5 es de 3,59 kW, es la que vamos a tomar por ser la mayor, pero se observa que el método aproximado es preciso.



Selección del factor cálculo potencia compresor según Bitzer

A continuación hay unas tablas para seleccionar la serie del condensador en función de:

- Tipo de refrigerante: R134a, R404A, R507A y R22.
- Capacidad calorífica con subenfriamiento 10 y 15 K.
- Caudal volumétrico.
- Potencia del condensador.
- Pérdida de presión.
- Resistencia al agua de mar.

Verflüssiger-Leistung **Condenser capacity** **Puissance du condenseur**
Durchsatz Kühlmedium **Coolant flow** **Quantité passée de fluide caloporteur**
Druckabfall **Pressure drop** **Perte de pression**

Typ / Type / Type	2 Pass					4 Pass				
	Leistung Δt_e 15 K / Capacity Δt_e 15 K / Puissance Δt_e 15 K	Leistung Δt_e 10 K / Capacity Δt_e 10 K / Puissance Δt_e 10 K	Max. Durchsatz / Max. flow / Quantité passée max.		Druckabfall / Pressure drop / Perte de pression	Leistung Δt_e 15 K / Capacity Δt_e 15 K / Puissance Δt_e 15 K	Leistung Δt_e 10 K / Capacity Δt_e 10 K / Puissance Δt_e 10 K	Max. Durchsatz / Max. flow / Quantité passée max.		Druckabfall / Pressure drop / Perte de pression
	W	W	l/s	m^3/h	bar	W	W	l/s	m^3/h	bar
Seewasser beständige Ausführung			**Seawater resistant design**					**Version marine**		
K033NB	6600	4450	0,38	1,38	0,10	5700	3900	0,19	0,69	0,22
K073HB	13200	8900	0,76	2,75	0,11	11500	7700	0,38	1,38	0,22
K123HB	18600	12300	0,76	2,75	0,14	15000	10000	0,38	1,37	0,28
K203HB	31400	21100	1,78	6,42	0,32	27100	18200	0,89	3,21	0,64
K283HB	44700	29700	2,38	8,56	0,32	37900	25500	1,89	4,28	0,64
K373HB	67100	45600	2,97	10,71	0,39	55000	37300	1,49	5,35	0,78
K573HB	107300	71550	5,09	18,32	0,30	86200	57500	2,31	8,33	0,59
K813HB	130700	87700	6,48	23,34	0,29	110100	74000	3,24	11,66	0,58
K1053HB	176000	117000	6,48	23,34	0,37	136800	91200	3,24	11,66	0,74
K1353TB	221000	150000	8,33	30,00	0,37	175500	117900	4,17	15,00	0,74
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

Catálogo selección Biltzer condensador multitubular versión marina

En nuestro caso, los datos de entrada son:

- Refrigerante R404A.
- Caudal volumétrico de gas a la entrada del condensador 6,75 m^3/h, según el apartado 1.8.4, corresponde con un caudal másico de 78,59 kg/h y un volumen específico del líquido subenfriado a la salida del condensador de 1,01 dm^3/kg, por lo que hay un caudal volumétrico del líquido subenfriado de 0,079 m^3/h.

- Potencia del condensador 3,59 kW.

Según los datos seleccionamos el condensador K073HB Bitzer de dos etapas y un subenfriamiento de 10 K, debido a que:

- Esta diseñado para ser resistente al agua de mar.
- Tiene un caudal volumétrico de líquido subenfriado máximo de 2,75 m^3/h, muy superior al valor estimado, lo que nos da un margen de seguridad para condiciones de temperatura de agua de mar extremas.
- Potencia del condensador 8,90 kW superior a la estimada 3,59 kW.
- El número de pasos 2, es el que menos potencia del condensador tiene.

El condensador seleccionado tiene una potencia mucho mayor que la requerida. Se instalará una válvula presostática en la entrada del agua de refrigeración al condensador que aumentará o disminuirá su caudal en función de la presión del refrigerante en el condensador.

Aunque la temperatura de condensación es menor a la calculada se compensa con una capacidad mayor del condensador.

Las principales características del condensador son:

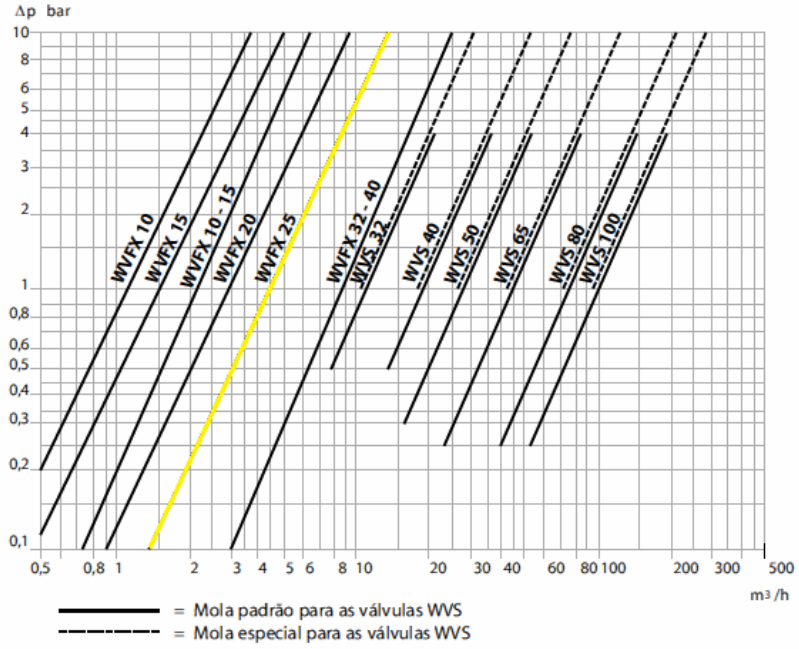
- Potencia del condensador 13,16 kW, es mayor que la calculada en el ciclo real combinado, 3,59 kW, sin embargo la primera es para un subenfriamiento de 10 k y la calculada es para un subenfriamiento de 5 k. Esto nos da un amplio rango de seguridad para condensar refrigerante en condiciones de alta temperatura del agua de mar.
- Conductancia 0,00004 m^2 K/W.
- Pérdida de carga del refrigerante 0,11 bar.
- Pérdida de carga del agua 0,002 bar.
- Contenido del recipiente 3,4 dm^3.
- Máxima carga de refrigerante al 90% y a 20ºC, para R404A, 3,3 kg.
- Peso 11,5 kg.

- Diámetro tubería de entrada y salida del refrigerante 12 y 10 mm respectivamente.
- Diámetro tubería de entrada y salida del agua de mar, dos de 1,27 mm y 19 mm respectivamente.

A continuación se selecciona la válvula presostática de agua de mar, para ello se ha utilazo el catálogo “Reguladores de Presión de Condensación (válvulas de agua) Tipo WVFM, WVFX y WVS” del fabricante Danfoss.

Se ha seleccionado la válvula WVFX 25^2 código 003N4105 Danfoss con las siguientes características:

- Presión de condensación del refrigerante de 4 a 23 bar, máxima presión 26,4 bar.
- Caudal volumétrico máximo de agua 5,5 m^3/h.
- Máxima presión de agua 10 bar.
- Rosca lado agua G1 (ISO).
- Rosca condensador 6 mm.
- Pérdida de carga según gráfica.



Pérdida de carga válvula reguladora presostática de agua seleccionada según Danfoss

1.8.7.- Selección del evaporador

Los evaporadores seleccionados son de tipo plafón de expansión directa y de conducción forzada fabricados por Friga Bohn.

La selección de los evaporadores se va realizar en base al catálogo "Catálogo General de Friga Bohn", en el nos indica una serie de pasos para seleccionar el evaporador adecuado.

Evaporador MR de plafón de Friga Bohn

En la sección de Intercambiadores de Aire aparecen los evaporadores comerciales e industriales que fabrican.

A continuación se muestra en la figura la sinapsis que ofrece el catálogo para seleccionar el evaporador de cada cámara.

Se observa que el modelo adecuado es el MR debido a:

- Tipo plafón, ocupa poco espacio.
- Se aplica en cámaras frías.
- Se aplica en la conservación de alimentos.

– Potencia máxima (2,6 kW) y mínima (0,2 kW) dentro de los rangos de trabajo de ambas cámaras (1,35 y 1,05 kW de las cámaras de vegetales y congelados respectivamente).

	Potencia	Ventiladores				Batería					Aplicaciones						Mercados		
	Mín. / Máx. R404A kW	Axial - Centrífugo Núm.	Motor EC	Cableado de fábrica	Posición y soplado	Protecciones batería	Paso de aletas mm	Carrocería - Prelacado	Certificación Eurovent	E Solutions	Muebles refrigerados / Células Cámaras frías pequeñas	Cámaras frías	Cocinas / Sala de trabajo / Laboratorios	Almacenes / Conservación	Proceso agroalimentario	Enfriamiento rápido / Ultracongelación	Food Service	Supermarket	Process / Industry
EVB	0,2 / 0,4	1 > 2	-	●		●*	2,10	●	X	-	●	-	-	-	-	-	●	-	-
XR	0,4 / 1	1	-	●		●*	2,10	●	X	-	●	-	-	-	-	-	●	-	-
MF	0,2 / 0,8	1 > 2	-	●		●*	4,23 6,35	ABS	X	-	●	●	-	-	-	-	●	-	-
MR	0,4 / 2,6	1 > 4	-	●		●*	4,23 6,35	ABS	●		-	●	-	-	-	-	●	●	-
MH	1,4 / 7	2 > 4	○	●		○	4,23 6,35	●	●		-	●	-	-	-	-	●	●	-

Sinopsis selección evaporador según Friga Bohn

Las características de este plafón que se observan en la sinopsis son:

– Contiene entre uno y cuatro ventiladores axiales.
– Cableado de fábrica.
– El aire entra por el fondo y sale por la parte trasera.
– Paso de aletas entre 4,23 y 6,35 mm.

Mediante la siguiente tabla del catálogo establecemos las condiciones estándar según la temperatura de trabajo del evaporador.

De la tabla observamos que la cámara de vegetales con su temperatura de trabajo, + 6ºC, pertenece al grupo SC1 y la cámara de congelados con su temperatura de trabajo, - 18ºC, pertenece al grupo SC3.

Condiciones estándar	t_{A1} Temp. de entrada de aire	t_e Temp. de evaporación	DT1 estándar
SC1	+10 °C	0 °C	10
SC2	0 °C	-8 °C	8
SC3	-18 °C	-25 °C	7
SC4	-25 °C	-31 °C	6
SC5	-34 °C	-40 °C	6

Selección condiciones estándar según Friga Bohn

Por medio de la siguiente tabla podemos especificar el modelo en función de la potencia de trabajo.

Selección evaporador según Friga Bohn

En nuestro caso las potencias son de 1,05 y 1,35 kW en las cámaras de congelados y vegetales respectivamente, por lo que seleccionamos el MRE (grupo SC3 y SC4) y el MR (grupo SC2), respectivamente.

El modelo MR según el fabricante:

- Carrocería: La carrocería de ABS reciclable garantiza un alto grado de calidad en cuanto a:
  - Solidez; muy resistente a los choques térmicos (a baja y alta temperatura) y mecánicos.
  - Estética; el aspecto, el acabado y la textura granulosa blanca contribuyen a una integración armoniosa del aparato en su entorno.
  - Higiene; gracias a los ángulos redondeados que eliminan las zonas de retención, siempre propicias al desarrollo de

gérmenes patógenos y gracias a la ausencia de elementos oxidables (tornillos de fijación de acero inoxidable).

- Seguridad gracias a la ausencia de ángulos vivos o cortantes.
- Ventilación:
  - Motoventilador de 50-60 Hz, Ø 200 mm que equipa las gamas MR y MRE, es de tipo motor cerrado, clase B, y está protegido por su impedancia con un engrase de larga duración y conectado en la caja de bornes (excepto MR 75/65).
  - Las rejillas están en conformidad con las normas de protección.
- Batería:
  - Las baterías con aletas de la gama MR de alta eficiencia, se han concebido a partir de aletas de aluminio con un paso de 4,23 ó 6,35 mm, con perfil sinusoidal, asociadas a tubos de cobre con estructuras internas ranuradas.
  - La alimentación de las baterías se lleva a cabo mediante un distribuidor Venturi, para los modelos MR 160/140 a MR 270/250 y MRE 135/120 a MRE 270/250.
  - Toda la batería del MR cuenta con una protección de poliéster, para ambientes corrosivos, entre otros.
- Desescarche:
  - La resistencia eléctrica está montada en ranuras bajo la batería. Esta disposición facilita considerablemente las operaciones de mantenimiento y contribuye a la disipación homogénea del calor en el seno de la batería. De ello resulta un perfecto desescarche.
  - Una bandeja intermedia recupera los condensados antes de evacuarlos hacia la conexión de condensados ampliamente dimensionada (Ø 1" G).
  - Para las cámaras frías con temperaturas negativas, termostato unipolar inversor de final de desescarche a +12 °C (±3 K) y de nueva puesta en marcha retrasada de la ventilación a +2 °C (±3 K). Incluye una sonda y un estribo de fijación.

- Posibilidad de llevar válvula de expansión, electroválvula montadas; y tuberías equipadas con una válvula de esfera montada.

1.8.7.1.- Selección evaporador cámara de congelados

El primer paso a realizar es identificar los datos que tenemos:

- T_c: Temperatura aire cámara a la entrada del evaporador, -18ºC.
- T_{ev}: Temperatura de evaporación -25,7ºC
- Humedad relativa de la cámara, 80%.
- Q_{ev}: Capacidad del evaporador en las condiciones dadas, 1050 W

La potencia a buscar en el catálogo es igual a:

$$Q = Q_{ev} * f_h * f_c * f_r * f_a$$

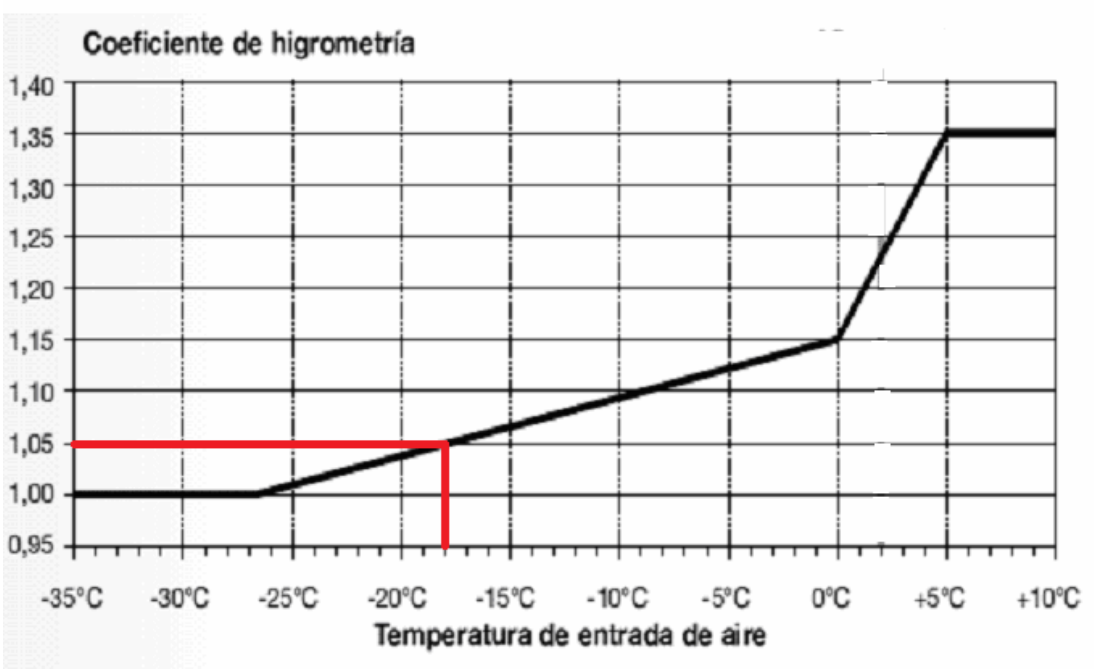
Siendo:

- f_h: factor higrométrico
- f_c: factor de corrección
- f_r: factor de refrigerante
- f_a: factor de material de las aletas

El factor higrométrico es la relación entre la potencia nominal de la siguiente figura conforme a grupo SC3 y el coeficiente de higrometría de la siguiente gráfica.

Condiciones estándar	Humedad relativa %	Pot. nominal / Pot. estándar
SC 1	85	1,35
SC 2	85	1,15
SC 3	95	1,05
SC 4	95	1,01

Potencia nominal en función grupo SC según Friga Bohn



Coeficiente de higrometría según Friga Bohn

Por tanto, el factor higrométrico es la relación entre 1,05 y 1,05, por lo que su valor es 1.

El factor de corrección es la relación entre el salto térmico calculado y el estándar según el grupo SC correspondiente.

Se define el salto térmico como la diferencia de temperatura entre el aire de la cámara a la entrada del evaporador y la temperatura de evaporación.

Depende de varios factores (género a enfriar, temperatura de la cámara, humedad relativa,…) y suele disminuir según disminuye la temperatura de la cámara. Hay que recordar que si aumenta el salto térmico disminuye la humedad relativa.

El salto térmico calculado es 7,7ºC y el estándar según el grupo SC1 es de 7ºC. Por tanto, el factor de corrección es de 1,1.

El factor de refrigerante se determina por medio de la siguiente figura, que al ser R404A es 1.

Refrigerante	R 404A/R 507	R 22	R 134a
SC 1	1	0,95	0,93
SC 2	1	0,95	0,91
SC 3	1	0,95	0,85
SC 4	1	0,95	-

Factor refrigerante según Friga Bohn

El factor del material de las aletas se determina por medio de la siguiente figura, que elegirse aleta de aluminio protegido es de 0,97.

Aleta de aluminio	Aleta de aluminio protegido
1	0,97

Factor material aletas según Friga Bohn

Calculamos la potencia con la que se seleccionara el evaporador:

$$Q = Q_{ev} * f_h * f_c * f_r * f_a$$

$$Q = 1050\ W * 1 * 1{,}1 * 1 * 0{,}97 = 1120{,}35\ W$$

		MRE ... E	75	110	135	160	180	210	270
Potencia R404A (1)	DT1 = 7K - SC 3	W	530	820	1070	1210	1440	1660	2230
	DT1 = 6K - SC 4	W	420	640	840	960	1140	1320	1780
Potencia CO2 (4)	DT1 = 7K - SC 3	W	515	798	1061	1470	1470	1649	2195
	DT1 = 6K - SC 4	W	414	636	859	1202	1202	1353	1788
Superficie		m^2	3,35	3,66	6,10	8,04	8,04	10,05	13,40
Volumen interno		dm^3	0,58	0,63	1,05	1,10	1,38	1,73	2,30
Caudal de aire		m^3/h	290	650	580	880	880	870	1160
Ventilador 230 V/1/50-60 Hz 1500 r/min.	Proyección aire (2)	m	3,0	3,7	3,5	4,1	4,1	4,0	4,5
	Ø 200 mm	Núm.	1	2	2	3	3	3	4
	230 V/1/50 Hz	W máx	1 x 38	2 x 38	2 x 38	3 x 38	3 x 38	3 x 38	4 x 38
		A máx (3)	1 x 0,24	2 x 0,24	2 x 0,24	3 X 0,24	3 X 0,24	3 x 0,24	4 x 0,24
Desescarche eléctrico	230 V/1/50 Hz	Núm.	1	1	1	1	1	1	1
		W	400	440	730	960	960	1200	1600
		A	1,8	2,0	3,3	4,4	4,4	5,5	7,3
Peso neto		kg	3	8	10	15	15	15	20
Dimensiones	A	mm	514	784	784	1174	1174	1174	1504
	B	mm	326	596	596	493	493	493	658
Conexiones R404A	Entrada	Ø ODF *	3/8"-10mm**	3/8"-10mm**	D 1/2" ***	D 1/2" ***	D 1/2" ***	D 1/2" ***	D 1/2" ***
	Salida	Ø ODF *	3/8"-10mm	3/8"-10mm	1/2"-12mm	1/2"-12mm	1/2"-12mm	5/8"-16mm	3/4"-18mm

Tabla selección MRE evaporador congelador según Friga Bohn

* ODF: hembra para acoger el tubo del mismo diámetro.

** Incluye piezas de conexión para válvula de expansión para soldar Ø 1/2" ó Ø 12 mm.
*** Distribuidor: Ø 1/2" macho para soldar.

Mediante una potencia de 1120,35 W y el modelo MRE, **seleccionamos para la cámara de congelados el evaporador MRE-160 con un paso de aletas de 4,23 mm Friga Bohn**. En la siguiente figura se muestra la tabla de selección del evaporador.

Características del evaporador MRE-160 según Friga Bohn:

- Velocidad de aire residual: 0,25 m/s..
- Presión de servicio: 60 bares
- Los diámetros de las conexiones se definirán en el pedido.

1.8.7.2.- Selección evaporador cámara de vegetales

El primer paso a realizar es identificar los datos que tenemos:

- T_c: Temperatura aire cámara a la entrada del evaporador, + 6ºC.
- T_{ev}: Temperatura de evaporación – 1,7ºC.
- Humedad relativa de la cámara, 80%.
- Q_{ev}: Capacidad del evaporador en las condiciones dadas, 1350 W.

La potencia a buscar en el catálogo es igual a:

$$Q = Q_{ev} * f_h * f_c * f_r * f_a$$

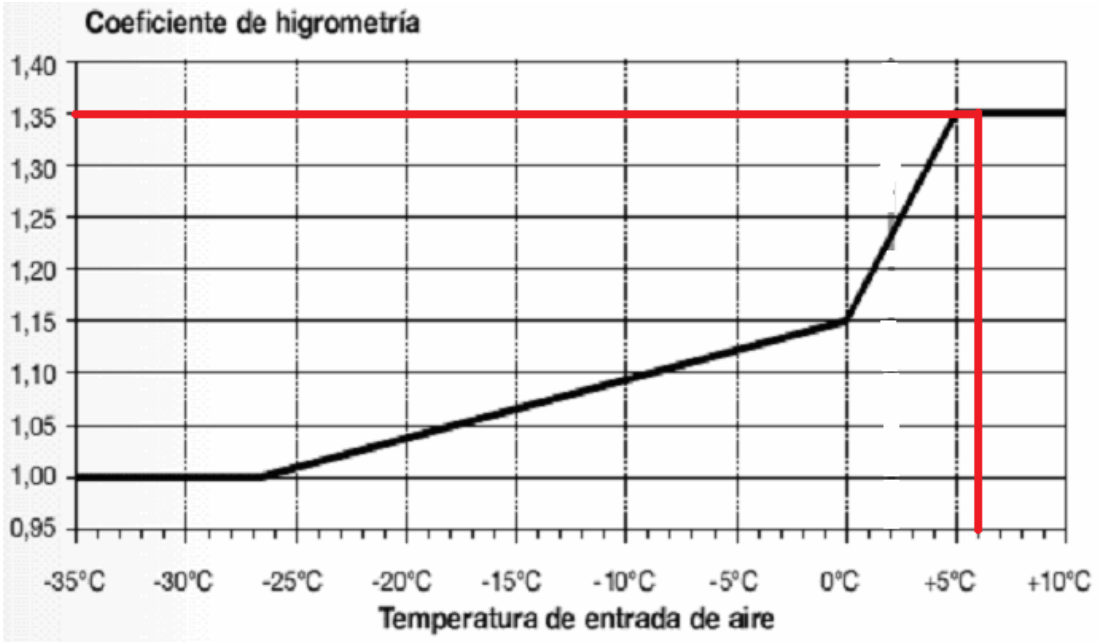
Siendo:

- f_h: factor higrométrico
- f_c: factor de corrección
- f_r: factor de refrigerante
- f_a: factor de material de las aletas

El factor higrométrico es la relación entre la potencia nominal de la siguiente figura conforme a grupo SC1 y el coeficiente de higrometría de la siguiente gráfica.

Condiciones estándar	Humedad relativa %	Pot. nominal / Pot. estándar
SC 1	85	1,35
SC 2	85	1,15
SC 3	95	1,05
SC 4	95	1,01

Potencia nominal en función grupo SC según Friga Bohn



Coeficiente de higrometría según Friga Bohn

Por tanto, el factor higrométrico es la relación entre 1,35 y 1,35, por lo que su valor es 1.

El salto térmico calculado es 7,7ºC y el estándar según el grupo SC1 es de 10ºC. Por tanto, el factor de corrección es de 0,77.

El factor de refrigerante se determina por medio de la siguiente figura, que al ser R404A es 1.

Refrigerante	R 404A/R 507	R 22	R 134a
SC 1	1	0,95	0,93
SC 2	1	0,95	0,91
SC 3	1	0,95	0,85
SC 4	1	0,95	-

Factor refrigerante según Friga Bohn

El factor del material de las aletas se determina por medio de la siguiente figura, que elegirse aleta de aluminio protegido es de 0,97.

Aleta de aluminio	Aleta de aluminio protegido
1	0,97

Factor material aletas según Friga Bohn

Calculamos la potencia con la que se seleccionara el evaporador:

$$Q = Q_{ev} * f_h * f_c * f_r * f_a$$

$$Q = 1350\ W * 1 * 0,77 * 1 * 0,97 = 1008,31\ W$$

MR ... 4,23 mm

		MR .. R	75	110	135	160	180	210	270
Potencia R404A (1)	DT1 = 8K - SC 2	W	680	1070	1270	1550	1860	2060	2620
Potencia CO2 (4)	DT1 = 8K - SC 2	W	598	932	1242	1737	1737	1967	2633
Superficie		m^2	3,35	3,66	6,10	8,04	8,04	10,05	13,40
Volumen interno		dm^3	0,58	0,63	1,05	1,10	1,38	1,73	2,30
Caudal de aire		m^3/h	290	650	580	880	880	870	1160
Ventilador 230 V/1/50-60 Hz 1500 r/min.	Proyección aire (2)	m	3,0	3,7	3,5	4,1	4,1	4,0	4,5
	Ø 200 mm	Núm.	1	2	2	3	3	3	4
	230 V/1/50 Hz	W máx	1 x 38	2 x 38	2 x 38	3 x 38	3 x 38	3 x 38	4 x 38
		A máx (3)	1 x 0,24	2 x 0,24	2 x 0,24	3 x 0,24	3 x 0,24	3 x 0,24	4 x 0,24
Desescarche eléctrico E1K	230 V/1/50 Hz	Núm.	1	1	1	1	1	1	1
		W	400	440	730	960	960	1200	1600
		A	1,8	2,0	3,3	4,4	4,4	5,5	7,3
Peso neto		kg	3	8	10	15	15	15	20
Dimensiones	A	mm	514	784	784	1174	1174	1174	1504
	B	mm	326	596	596	493	493	493	658
Conexiones R404A	Entrada	Ø ODF *	3/8"-10mm**	3/8"-10mm**	3/8"-10mm**	D 1/2" ***	D 1/2" ***	D 1/2" ***	D 1/2" ***
	Salida	Ø ODF *	3/8"-10mm	3/8"-10mm	3/8"-10mm	1/2"-12mm	1/2"-12mm	1/2"-12mm	1/2"-12mm

Tabla selección MR evaporador vegetales según Friga Bohn

* ODF: hembra para acoger el tubo del mismo diámetro.
** Incluye piezas de conexión para válvula de expansión para soldar Ø 1/2" ó Ø 12 mm.

******* Distribuidor: Ø 1/2" macho para soldar.

Mediante una potencia de 1008,31 kW y el modelo MR, **seleccionamos para la cámara de vegetales el evaporador MR-110 con un paso entre aletas de 4,23 mm Friga Bohn**. En la siguiente figura se muestra la tabla de selección del evaporador.

Características del evaporador MR-110 según Friga Bohn:

- Velocidad de aire residual: 0,25 m/s..
- Presión de servicio: 60 bares.
- Los diámetros de las conexiones se definirán en el pedido.

1.8.7.3.- Selección regulador de presión de evaporación

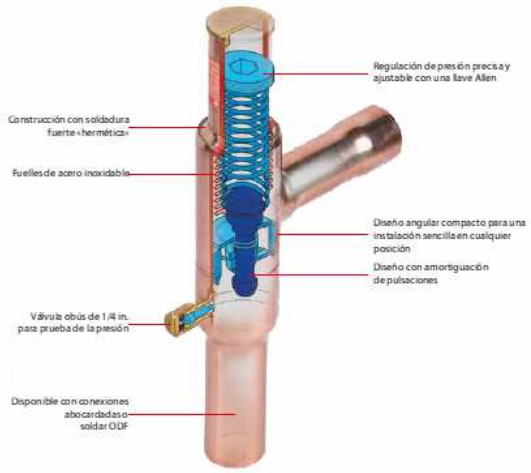
Como ya he comentado anteriormente, debido a que la instalación esta compuesta por un compresor y dos evaporadores, es necesario instalar una válvula a la salida del evaporador de más alta presión que disminuya la presión de salida del evaporador a la presión de trabajo del evaporador de alta.

La válvula seleccionada es un regulador de presión de presión en el evaporador, KVP, del fabricante Danfoss.

El regulador KVP se instala en la línea de aspiración detrás del evaporador y mantiene constante una temperatura constante en la superficie del evaporador.

Estos reguladores también se usan para casos como este, en el que es necesario diferenciar las presiones de evaporación de sistemas con un solo compresor y varios evaporadores.

Tiene un amplio rango de trabajo, de 0 a 5,5 bar, y capacidad y se puede usar con refrigerantes CFC, HCFC y HFC.



Regulador de presión de evaporación KVP marca Danfoss

Según el catálogo “Reguladores de Presion KV de Danfoss” **elegimos el regulador de presión de evaporación KVP 12 Danfoss**, dado que para el R404A tiene una capacidad nominal de 3,6 kW para una temperatura de evaporación y condensación de -10 y 25ºC respectivamente.

Regulador de presión de evaporación

Tipo	Capacidad nominal en kW [1]				Conexión abocardar [2] [3]		Código [4]	Conexión soldar [3]		Código
	R22	R134a	R404A/R507	R407C	in. (pulg.)	mm		in. (pulg.)	mm	
KVP 12	4.0	2.8	3.6	3.7	½	12	034L0021	½		034L0023
									12	034L0028
KVP 15	4.0	2.8	3.6	3.7	5/8	16	034L0022	5/8	16	034L0029
KVP 22	4.0	2.8	3.6	3.7				7/8	22	034L0025
KVP 28	8.6	6.1	7.7	7.9				11/8		034L0026
									28	034L0031
KVP 35	8.6	6.1	7.7	7.9				13/8	35	034L0032

[1] La capacidad nominal es la del regulador a una:
– Temperatura de evaporación $t_e = -10°C$
– Temperatura de condensación $t_c = +25°C$
– Pérdida de carga en el regulador $\Delta p = 0,2$ bar, y una desviación = 0,6 bar

[2] Suministrado sin tuercas abocardadas. Pueden suministrarse tuercas abocardadas por separado:
½ in. / 12 mm, Código **011L1103**, 5/8 in. / 16 mm, Código **011L1167**.

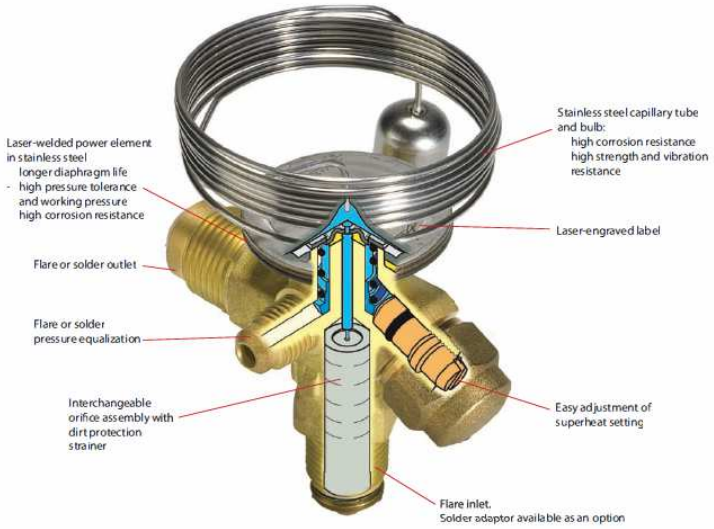
[3] Las dimensiones de la conexión no deben ser demasiado reducidas, dado que las velocidades del gas superiores a 40 m/s a la entrada del regulador pueden generar ruido de flujo.

Selección reguladora KVP 12 en catálogo reguladores KV Danfoss

Por tanto, a la salida del evaporador de la cámara de vegetales se va a instalar una reguladora de presión de evaporación que tendrá la función de mantener la presión de trabajo del evaporador de la cámara de vegetales constante a 5,68 bar, y de reducir la presión de salida a la de trabajo del evaporador de congelados, 2,40 bar, que es la presión de aspiración de compresor.

1.8.8.- Selección válvula de expansión termostática

Como sistema de expansión se elige una válvula de expansión termostática por evaporador de la marca Danfoss.



Válvula de expansión tipo T2 marca Danfoss

Según el "Catalogo de Selección Rápida 2013/2014 de Controles Automáticos, Controles electrónicos, Compresores y Unidades Condensadoras Danfoss" se ha seleccionado una válvula de expansión termostática modelo T 2 de Danfoss.

La selección del tipo de válvula se ha realizado en el catálogo debido a que la válvula T 2 son válvulas de expansión que regulan la inyección de líquido refrigerante dentro del evaporador por medio del recalentamiento a la salida del evaporador. Es un modelo conveniente para los evaporadores secos donde el recalentamiento a la salida del evaporador debe mantenerse constante.

Estas válvulas pueden llevar ecualizador y pueden ser suministradas con MOP a + 15ºC.

En la siguiente tabla concretamos el modelo de válvula T2 a utilizar en función de:

- El tipo de conexión de la válvula a la instalación.
- El tipo de refrigerante.
- El rango de temperatura de trabajo.
- El uso de MOP o no.

Thermostatic element with: bulb strap, without: orifice, strainer cone and nuts Flare × are connection

Refrigerant	Valve type	Pressure equalization Flare	Capillary tube	Connection		Code no.					
				Inlet × outlet		Range N −40 to +10°C		Range NM −40 to −5°C	Range NL −40 to −15°C	Range B −60 to −25°C	
			m	in. × in.	mm × mm	Without MOP	MOP +15°C	MOP 0°C	MOP −10°C	Without MOP	MOP −20°C
R22	TX 2	-	1.5	3/8 × 1/2	10 × 12	**068Z3206**	**068Z3208**	**068Z3224**	**068Z3226**	068Z3207	**068Z3228**
	TEX 2	¼ in.	1.5	3/8 × 1/2	10 × 12	**068Z3209**	**068Z3211**	**068Z3225**	**068Z3227**	**068Z3210**	**068Z3229**
R407C	TZ 2	-	1.5	3/8 × 1/2	10 × 12	068Z3496	068Z3516	-	-	-	-
	TEZ 2	¼ in.	1.5	3/8 × 1/2	10 × 12	068Z3501	**068Z3517**	-	-	-	-
R134a	TN 2	-	1.5	3/8 × 1/2	10 × 12	**068Z3346**	**068Z3347**	068Z3393	**068Z3369**	-	-
	TEN 2	¼ in.	1.5	3/8 × 1/2	10 × 12	**068Z3348**	**068Z3349**	068Z3392	068Z3370	-	-
R404A/R507	TS 2	-	1.5	3/8 × 1/2	10 × 12	**068Z3400**	**068Z3402**	068Z3406	**068Z3408**	**068Z3401**	**068Z3410**
	TES 2	¼ in.	1.5	3/8 × 1/2	10 × 12	**068Z3403**	**068Z3405**	068Z3407	**068Z3409**	**068Z3404**	**068Z3411**

Tabla selección modelo TS 2 según Danfoss

En nuestro caso los datos de entrada son:

- El tipo de conexión de la válvula a la instalación se elige abocardada para facilitar su recambio en caso de avería.
- El tipo de refrigerante es el R404A.
- El rango de temperatura es de -40 a +10ºC.
- No elegimos la opción de MOP ya que no es necesario en este tipo de instalaciones.

1.8.8.1.- Selección válvula de expansión termostática cámara de congelados

La válvula seleccionada es la TS 2 rango N, ahora debemos seleccionar el orificio adecuado, por medio de la siguiente tabla del catálogo Danfoss para válvulas T 2, seleccionamos el orificio adecuado en función de:

- El tipo de refrigerante.
- La temperatura de condensación.
- La temperatura de evaporación.
- La potencia frigorífica.

La potencia frigorífica de las tablas se calcula aplicando un factor de corrección a la potencia frigorífica de la planta en función del

subenfriamiento y el tipo de refrigerante. En nuestro caso es uno por lo que coinciden ambas potencias.

Correction factor

Refrigerant	Subcooling [K]										
	2	4	10	15	20	25	30	35	40	45	50
R134a	0.98	1	1.08	1.13	1.19	1.25	1.31	1.37	1.42	1.48	1.54
R404A/R507	0.96	1	1.10	1.20	1.29	1.37	1.46	1.54	1.63	1.70	1.78
R407C	0.97	1	1.08	1.14	1.21	1.27	1.33	1.39	1.45	1.51	1.57
R22	0.98	1	1.06	1.11	1.15	1.20	1.25	1.30	1.35	1.39	1.44

Factor de corrección de subenfriamiento según Danfoss

Los datos de entrada son:

- El refrigerante es el R404A.
- La temperatura de condensación es de 40ºC, es la que hemos adoptado al elegir el compresor.
- La temperatura de evaporación es de -25ºC, es la que hemos adoptado al elegir el compresor.
- La potencia frigorífica es de 1,05 kW.

Capacities - T2/TE2 orifice selection

Capacity in kW, range N -40 °C to +10 °C. Opening superheat sh= 4.4 K

		R134a					R404A					R407C					R22			
Valve type/ Orifice	Cond. temp.[3] [°C]	Capacity in [kW] Evaporating temp. [°C]					Capacity in [kW] Evaporating temp. [°C]					Capacity in [kW] Evaporating temp. [°C]					Capacity in [kW] Evaporating temp. [°C]			
		-30	-10	-5	0	5	-40	-35	-30	-10	0	-10	-5	0	5	10	-35	-30	0	5
T2 / 0X	45	0.57	0.69	**0.71**	0.73	0.74	0.46	0.51	**0.54**	**0.65**	0.68	0.94	0.96	0.97	**0.97**	0.97	0.84	0.88	0.98	**0.97**
T2 / 00		0.70	1.1	**1.2**	1.3	1.3	0.61	0.70	**0.81**	**1.2**	1.3	1.7	1.8	1.9	**1.9**	1.9	1.1	1.3	1.9	**1.9**
T2 / 01		0.97	1.7	**1.9**	2.1	2.3	0.86	1.0	**1.2**	**2.2**	2.7	2.9	3.2	3.5	**3.8**	4.0	1.6	1.9	3.6	**3.8**
T2 / 02		1.1	1.9	**2.2**	2.5	2.8	0.97	1.2	**1.4**	**2.8**	3.6	3.5	4.0	4.6	**5.1**	5.6	1.9	2.1	4.7	**5.2**
T2 / 03		1.8	3.3	**3.7**	4.2	4.7	1.6	2.0	**2.4**	**4.8**	6.2	6.0	6.9	7.8	**8.7**	9.5	3.1	3.6	8.1	**8.9**
T2 / 04		2.7	4.8	**5.5**	6.2	7.1	2.4	2.9	**3.5**	**7.3**	9.7	8.8	10.2	11.7	**13.4**	15.0	4.7	5.4	12.2	**13.4**
T2 / 05		3.6	6.3	**7.2**	8.2	9.3	3.2	3.8	**4.6**	**9.6**	12.9	11.7	13.5	15.6	**17.7**	19.8	6.1	7.0	16.7	**18.7**
T2 / 06		4.2	7.5	**8.6**	9.8	11.1	3.7	4.5	**5.4**	**11.4**	15.4	13.9	16.1	18.7	**21.3**	23.6	7.1	8.2	19.5	**22.0**

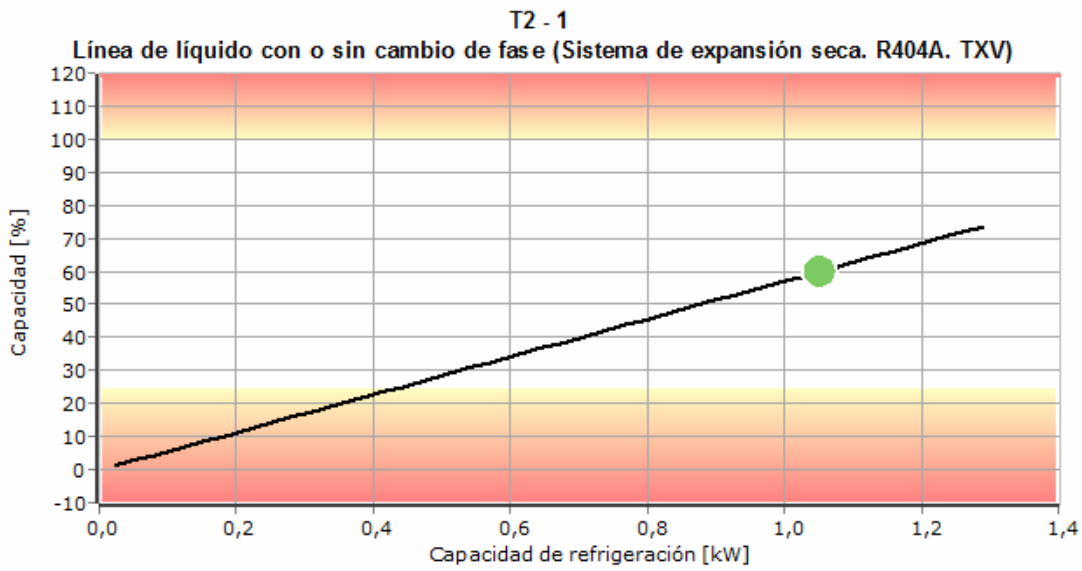
Tabla selección orifico válvulas T 2 según Danfoss

Se selecciona el orificio T2-01 debido a que:

- Se toma como temperatura de evaporación -30ºC.
- Se toma como temperatura de condensación 45ºC.
- Se toma como potencia 1,2 kW que es la potencia superior más cercana a la necesaria.

La válvula de expansión termostática seleccionada en la cámara de congelados es la TS 2 N 01 Danfoss.

Según en software Coolselector de Danfoss obtenemos el rendimiento de la válvula seleccionada.



Rendimiento válvula expansión termostática cámara de congelados TS 2-01 según Danfoss

1.8.8.2.- Selección válvula de expansión termostática cámara de vegatales

La válvula seleccionada es la TS 2 rango N, ahora debemos seleccionar el orificio adecuado, por medio de la siguiente tabla del catálogo Danfoss para válvulas T 2.

Los datos de entrada son:

- El refrigerante es el R404A.
- La temperatura de condensación es de 40ºC, es la que hemos adoptado al elegir el compresor.
- La temperatura de evaporación es de -1,7ºC.
- La potencia frigorífica es de 1,35 kW.

La potencia frigorífica de las tablas se calcula aplicando un factor de corrección a la potencia frigorífica de la planta en función del subenfriamiento y el tipo de refrigerante. En nuestro caso es uno por lo que coinciden ambas potencias.

Correction factor

Refrigerant	Subcooling [K]										
	2	4	10	15	20	25	30	35	40	45	50
R134a	0.98	1	1.08	1.13	1.19	1.25	1.31	1.37	1.42	1.48	1.54
R404A/R507	0.96	1	1.10	1.20	1.29	1.37	1.46	1.54	1.63	1.70	1.78
R407C	0.97	1	1.08	1.14	1.21	1.27	1.33	1.39	1.45	1.51	1.57
R22	0.98	1	1.06	1.11	1.15	1.20	1.25	1.30	1.35	1.39	1.44

Factor de corrección de subenfriamiento según Danfoss

Se selecciona el orificio T2-01 debido a que:

- Se toma como temperatura de evaporación -10ºC.
- Se toma como temperatura de condensación 45ºC.
- Se toma como potencia 2,2 kW que es la potencia superior más cercana a la necesaria.

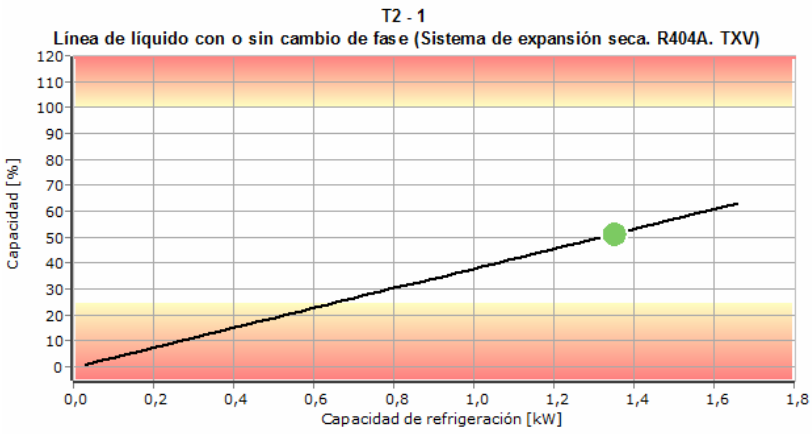
Capacities - T2/TE2 orifice selection

Capacity in kW, range N -40 °C to +10 °C. Opening superheat sh= 4.4 K

		R134a					R404A					R407C					R22			
Valve type/ Orifice	Cond. temp.[3] [°C]	Capacity in [kW] Evaporating temp. [°C]					Capacity in [kW] Evaporating temp. [°C]					Capacity in [kW] Evaporating temp. [°C]					Capacity in [kW] Evaporating temp. [°C]			
		-30	-10	-5	0	5	-40	-35	-30	-10	0	-10	-5	0	5	10	-35	-30	0	5
T2 / 0X	45	0.57	0.69	**0.71**	0.73	0.74	0.46	0.51	**0.54**	**0.65**	0.68	0.94	0.96	0.97	**0.97**	0.97	0.84	0.88	0.98	**0.97**
T2 / 00		0.70	1.1	**1.2**	1.3	1.3	0.61	0.70	**0.81**	**1.2**	1.3	1.7	1.8	1.9	**1.9**	1.9	1.1	1.3	1.9	**1.9**
T2 / 01		0.97	1.7	**1.9**	2.1	2.3	0.86	1.0	**1.2**	**2.2**	2.7	2.9	3.2	3.5	**3.8**	4.0	1.6	1.9	3.6	**3.8**
T2 / 02		1.1	1.9	**2.2**	2.5	2.8	0.97	1.2	**1.4**	**2.8**	3.6	3.5	4.0	4.6	**5.1**	5.6	1.9	2.1	4.7	**5.2**
T2 / 03		1.8	3.3	**3.7**	4.2	4.7	1.6	2.0	**2.4**	**4.8**	6.2	6.0	6.9	7.8	**8.7**	9.5	3.1	3.6	8.1	**8.9**
T2 / 04		2.7	4.8	**5.5**	6.2	7.1	2.4	2.9	**3.5**	**7.3**	9.7	8.8	10.2	11.7	**13.4**	15.0	4.7	5.4	12.2	**13.4**
T2 / 05		3.6	6.3	**7.2**	8.2	9.3	3.2	3.8	**4.6**	**9.6**	12.9	11.7	13.5	15.6	**17.7**	19.8	6.1	7.0	16.7	**18.7**
T2 / 06		4.2	7.5	**8.6**	9.8	11.1	3.7	4.5	**5.4**	**11.4**	15.4	13.9	16.1	18.7	**21.3**	23.6	7.1	8.2	19.5	**22.0**

Tabla selección orifico válvulas T 2 según Danfoss

La válvula de expansión termostática seleccionada en la cámara de vegetales es la TS 2 N 01 Danfoss.



Rendimiento válvula expansión termostática cámara de vegetales TS 2-01 según Danfoss

1.8.9.- Selección de tuberías y accesorios

1.8.9.1.- Selección de tuberías

Según los apartados 1.8.3 y 1.8.4.4 se establecen las siguientes tuberías:

- **Línea de aspiración, comprende desde la salida del evaporador hasta la entrada del compresor. Se selecciona tubería de cobre de 35 mm según DIN-EN 12735-1 con una pérdida de carga estimada de 0,01 bar. La línea de aspiración ira provista de un aislamiento FOF/Armaflex.**
- **Línea de descarga, comprende desde la salida del compresor hasta la entrada del condensador. Se selecciona tubería de cobre de 18 mm según DIN-EN 12735-1 con una pérdida de carga estimada de 0,003 bar.**
- **Línea de líquido, comprende desde la salida del condensador hasta la entrada del evaporador. Se selecciona tubería de cobre de 15 mm según DIN-EN 12735-1 con una pérdida de carga estimada de 0,02 bar.**

1.8.9.2.- Selección del filtro deshidritador

Se va a instalar un filtro deshidratador en la línea de líquido de la casa Danfoss seleccionado mediante el “Catalogo de Selección Rápida 2013/2014 de Controles Automáticos, Controles electrónicos, Compresores y Unidades Condensadoras Danfoss”.

Filtro deshidratador DML de Danfoss

Se selecciona el filtro deshidratador DML de Danfoss, es un filtro que se instala en la línea de líquido que protege al refrigerante de la humedad, ácidos y partículas sólidas. Esta compuesto por un núcleo de tamiz molecular 100% sólido que asegura una alta capacidad de secado y prevé la formación de ácidos en el sistema.

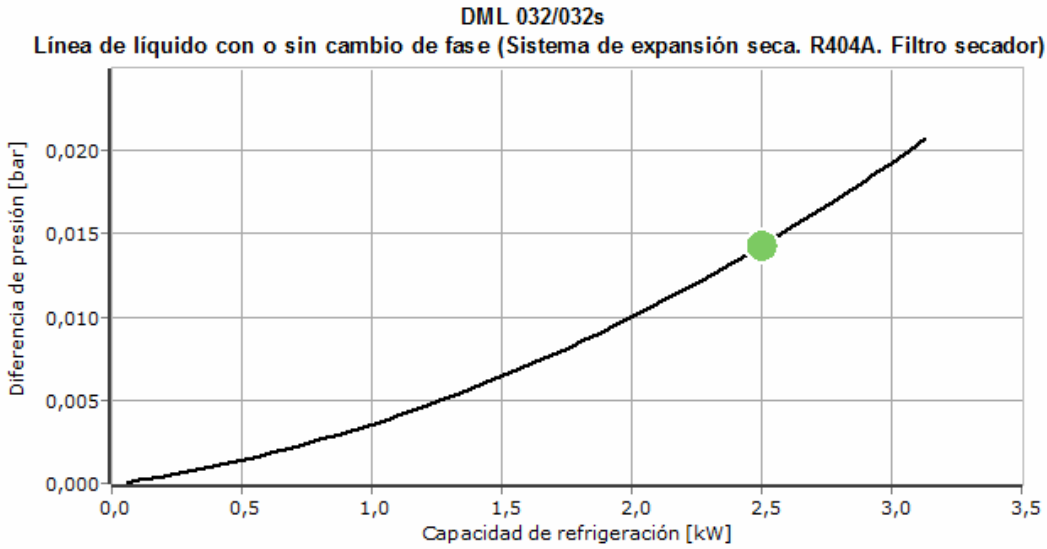
El filtro está diseñado con tapas para aumentar su protección y ser fácilmente recambiadles.

Según la tabla del catálogo seleccionamos el filtro DML 032 Danfoss al introducir como datos el refrigerante R404A y una potencia frigorífica de 2,44 kW.

Type	Connection		Solid core		Drying capacity [kg refrigerant][1]						Liquid capacity in kW[2]			Solder	Flare
			Surface [cm²]	Volume [cm³]	R134a		R404A R507		R22 R407C R410A		R134a	R404A R507	R22 R407C R410A	Code no.	Code no.
	in.	mm			24 °C	52 °C	24 °C	52 °C	24 °C	52 °C				in.	
DML 032	1/4	6	82	41	5.5	5	7.5	4.5	4.5	4	7	5	7	023Z5048	023Z5035[4]
DML 033	3/8	10									17	13	19	023Z5050	023Z5036[4]
DML 052	1/4	6	95	67	8.5	8	13	7.5	8	7	7	5	8	023Z5053	023Z5037
DML 053	3/8	10									18	14	19	023Z5054	023Z5038

Tabla selección filtro deshidratador DML 032 de Danfoss

A continuación se muestra la curva de rendimiento del filtro deshidratador DML 032 según el programa Coolselector de Danfoss.

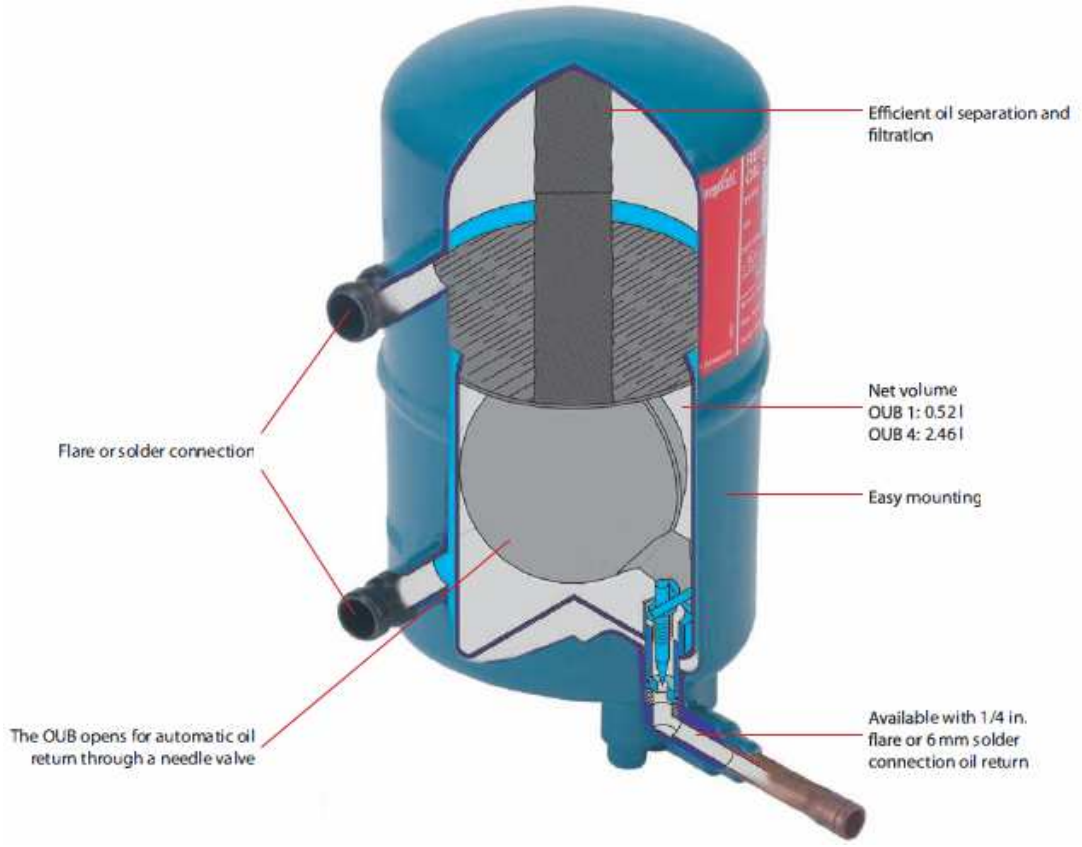


Curva rendimiento filtro deshidratador DML 032 "Coolselector de Danfoss"

1.8.9.3.- Separarador de aceite

Se va a instalar un separador de aceite en la línea de descarga a la salida de cada compresor de la casa Danfoss seleccionado mediante el “Catalogo de Selección Rápida 2013/2014 de Controles Automáticos, Controles electrónicos, Compresores y Unidades Condensadoras Danfoss”.

El separador de aceite OUB de Danfoss, se usa en las instalaciones frigoríficas cuando el aceite de lubricación del compresor debe retornar directamente al cárter del compresor recíproco bajo toda condición de trabajo.



Separador de aceite OUB de Danfoss

Tiene una alta eficiencia debido a que se generan pequeños flujos de aceite que sufren cambios en su dirección. El aceite separado a alta temperatura pasa al cárter por medio de un sistema automático formado por un flotador. Tiene una presión máxima de trabajo de 28 bares y un rango de temperaturas de -40 a 120ºC.

Según la tabla del catálogo seleccionamos el separador OUB 1 Danfoss al introducir como datos el refrigerante R404A y una potencia frigorífica de 2,44 kW.

Type	Connection			Rated plant capacity kW					Code no. for OUB + unions (straightway)
	in.	mm	Version	R22	R134a	R404A	R507	R407C	
OUB 1	3/8	10	Flare	3.1	2.5	3.5	3.5	4.4	**040B0010 + 2 x 040B0132**
	3/8	-	Solder						**040B0010 + 2 x 040B0140**
	-	10	Solder						040B0010 + 2 x 040B0138
	1/2	12	Flare						**040B0010 + 2 x 040B0134**
	1/2	-	Solder						**040B0010 + 2 x 040B0142**
	-	12	Solder						040B0010 + 2 x 040B0139
	5/8	16	Flare						**040B0010 + 2 x 040B0136**
	5/8	16	Solder						040B0010 + 2 x 040B0144
	Without connection unions								**040B0010**

Tabla selección filtro deshidratador DML 032 de Danfoss

1.8.9.4.- Visor de líquido

Se va a instalar un visor de líquido en la línea de líquido de la casa Danfoss seleccionado mediante el software Coolselector de Danfoss.

Visor de líquidos SGP de Danfoss

El software selecciona el visor de líquidos SGP 10s de Danfoss para las condiciones de funcionamiento de la instalación:

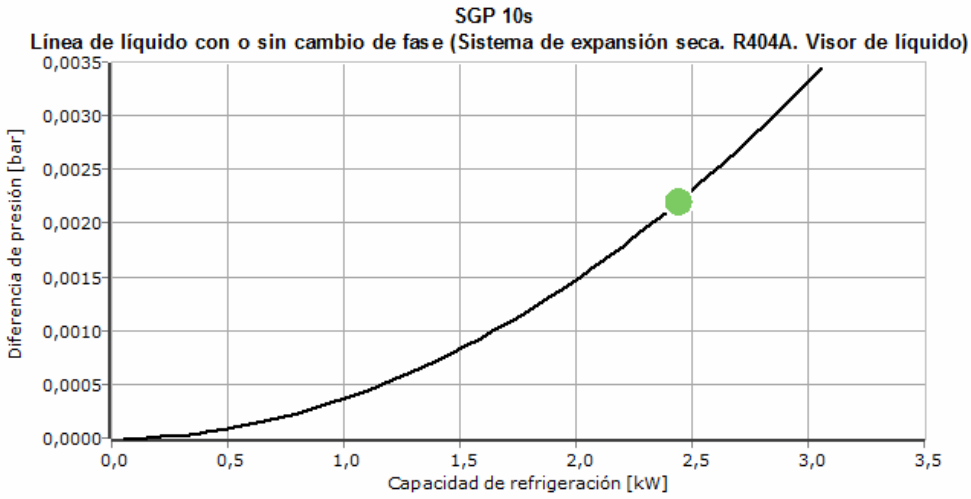
- Tipo refrigerante R404A.
- Potencia frigorífica 2,44 kW.
- Temperatura de evaporación -25ºC.
- Temperatura de condensación 40ºC.
- Subenfriamiento 5 K.

– Recalentamiento útil y en línea de aspiración, 10 y 2 K respectivamente.

Tipo	SGP 6s	SGP 10s	SGP 12s	SGP 16s
NS	6	10	12	15,88
Kv [m^3/h]	0,44	1,76	2,7	4,58
DP [bar]	0,035	0,002	0,001	0,000
DT_sat [K]	0,1	0,0	0,0	0,0
Velocidad, ent. [m/s]	1,83	0,46	0,29	0,15

Tabla selección visor de líquido SGP 10s con Coolselector de Danfoss

A continuación se muestra la curva de rendimiento del visor de líquido SGP 10s según el programa Coolselector de Danfoss.



Curva rendimiento visor de líquido SGP 10s "Coolselector de Danfoss"

1.8.9.5.- Válvulas

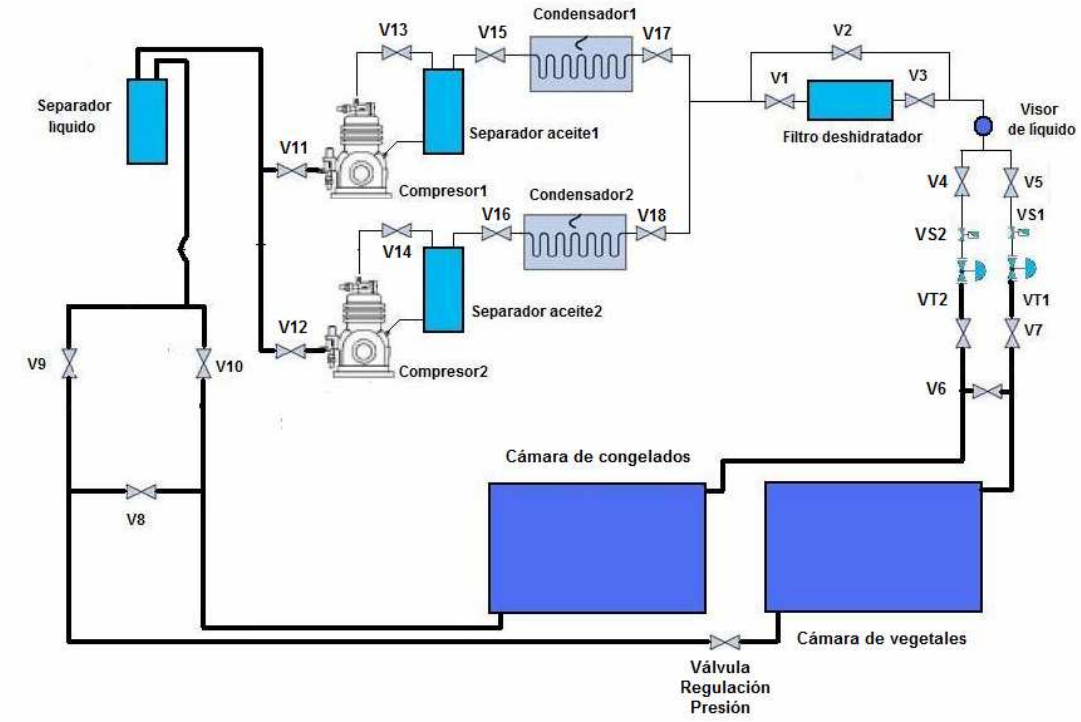
Se va a seleccionar el modelo de las válvulas mediante el software Coolselector de Danfoss.

El software selecciona las válvulas para las condiciones de funcionamiento de la instalación:

– Tipo refrigerante R404A.
– Tipo de línea; aspiración, descarga o líquido.
– Potencia frigorífica 2,44 kW.

- Temperatura de evaporación -25ºC.
- Temperatura de condensación 40ºC.
- Subenfriamiento 5 K.
- Recalentamiento útil y en línea de aspiración, 10 y 2 K respectivamente.

En el siguiente esquema de la instalación están indicadas las válvulas existentes en la instalación.



Esquema instalación modificada

Línea de aspiración

La línea de aspiración es tubería de 35 mm de cobre y comprende desde el evaporador al compresor, en el esquema se observa que hay:

- Tres válvulas de cierre recta.
- Dos válvulas de paso en ángulo a la entrada de cada compresor.
- Una válvula reguladora de presión KVP 12 marca Danfoss seleccionada anteriormente en el apartado 1.8.6.3.

Según "Coolselector" seleccionamos:

- **Válvula de cierre recta BML 12** conexión 12 mm
- **Válvula de cierre en paso en ángulo SVA 10 angle** conexión 10 mm

Línea de descarga

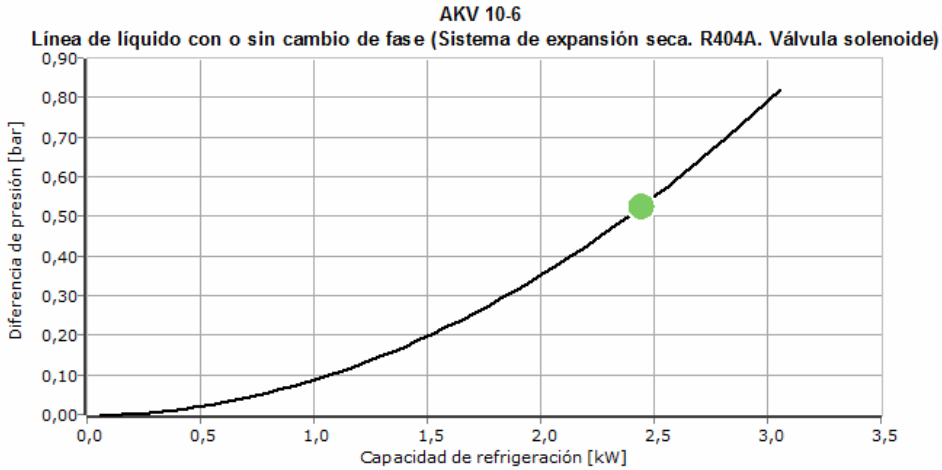
La línea de descarga es tubería de 16 mm de cobre y comprende desde el compresor al condensador, en el esquema se observa que hay cuatro válvulas de cierre recta.

Según "Coolselector" seleccionamos "**Válvula de cierre recta SVA 6 angle** conexión 10 mm"

Línea de líquido

La línea de líquido es tubería de 12 mm de cobre y comprende desde el condensador al evaporador, en el esquema se observa que hay:

- Ocho válvulas de cierre recta.
- Dos válvulas de paso en ángulo a la salida del condensador.
- Dos válvulas de seguridad de presión para los condensadores
- Dos válvulas solenoides



Curva rendimiento válvula solenoide AKV 10-6
"Coolselector de Danfoss"

Según "Coolselector" seleccionamos:

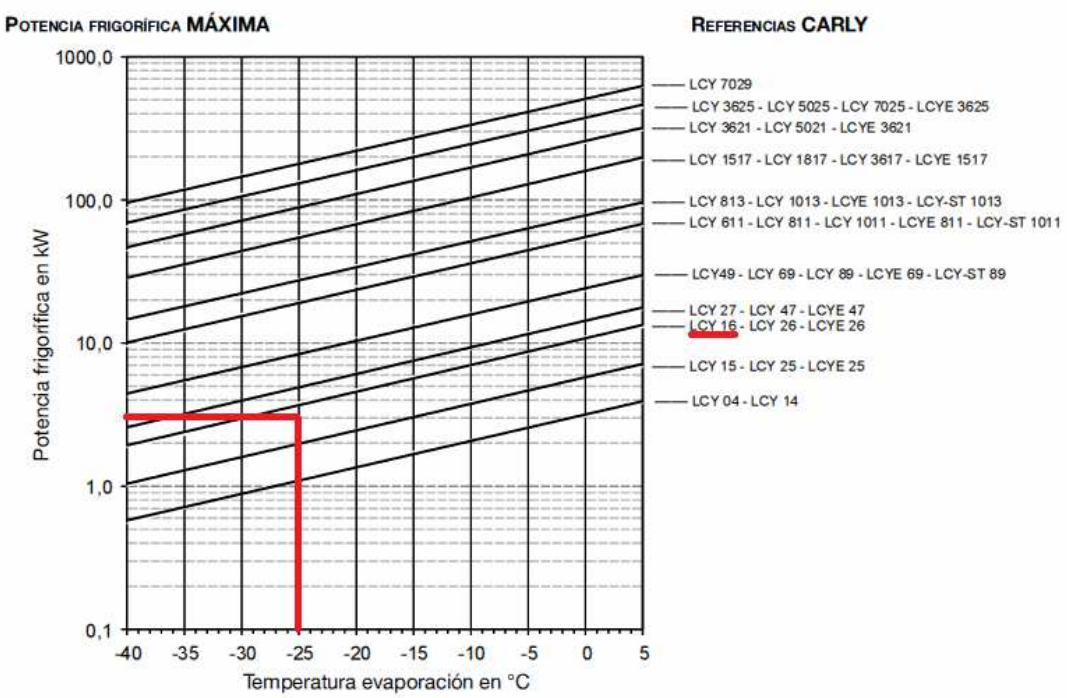
- **Válvula de cierre recta BML 6** conexión 6 mm..
- **Válvula de cierre recta SVA 6 angle** conexión 6 mm
- **Válvulas de seguridad de presión para los condensadores SFA 15**, con una presión de alivio de 23 bar a la atmósfera, conexión de 10 mm.
- **Válvulas solenoides AKV 10-6**.

1.8.9.6.- Separador de líquido

Se ha seleccionado un separador de líquido del fabricante Carly en la línea de aspiración. Según el "Catalogo de Separadores de Líquido marca Carly" se selecciona el separador de líquido sin intercambiador.

Separador de líquido LCY 16 marca Carly

Mediante la curva de selección de potencia frigorífica máxima, el refrigerante R404A y la temperatura de evaporación (-25ºC) **seleccionamos el separador LCY 16 Carly** con conexiones de 18 mm y 0,12 litros de volumen de retención posible.



Curva selección separador de líquido marca Carly

1.8.9.7.- Equipos de regulación y control

Presostatos

Para seleccionar los presostatos debemos conocer las presiones de:

- Alta, es de 19,49 bar para una temperatura de condensación del R404A de 43ºC.
- Baja, es de 2,40 bar para una temperatura de evaporación del R404A de -25,7ºC.

Por tanto tendremos:

- **Presostato de alta**, será del tipo de rearme manual.
  - Marca : **Danfoss**
  - Modelo : **KP 1**
  - Contacto : SPDT
  - Escala / bar : -0.2 / 7.5
  - Dif / bar : 0.7 / 4
  - Parada a 20,5 bar y rearme manual

- **Presostato de baja**, será del tipo de arranque por presión diferencial con la presión de consigna seleccionada.

    - Marca : **Danfoss**
    - Modelo : **KP 5**
    - Contacto : SPDT
    - Escala / bar : 8 / 32
    - Dif / bar : 3
    - Los valores de arranque / paro orientativos son de 2 y 1,4 bar respectivamente

Manómetros

Los manómetros serán instalados en el compresor, en el lado de aspiración y descarga y tomarán la señal del mismo punto que los presostatos.

- **Manómetro de alta**: Tipo antivibración y tendrá representada la escala de temperatura / presión para el refrigerante R404A.

    - Marca : **Refco**
    - Modelo : **M2-500-DS- R-507**
    - Conexión : 1/8´ NPT vertical
    - Escala / bar : 0 / 34 bar
    - Diámetro : 60 mm

- **Manómetro de baja**: Tipo antivibración y tendrá representada la escala de temperatura / presión para el refrigerante R 404A.

    - Marca : **Refco**
    - Modelo : **M2-500-DS- R-507**
    - Conexión : 1/8´ NPT vertical
    - Escala / bar : -1 / 10 bar
    - Diámetro : 60 mm

Termostatos control temperaturas

Para seleccionar los termostatos debemos conocer las temperaturas de ambas cámaras:

- Cámara de congelados, cuya temperatura de trabajo es de -18ºC.
- Cámara de vegetales, cuya temperatura de trabajo es de +6ºC.

Por tanto tendremos:

- **Termostato cámara de congelados:**
  - Marca : **Danfoss**
  - Modelo : **RT-11**
  - Escala : - 30 / 0
  - Diferencial : 1.5 / 6
- **Termostato cámara de vegetales:**
  - Marca : **Danfoss**
  - Modelo : **RT-14**
  - Escala : - 5 / 30
  - Diferencial : 1.5 / 7

Para el control del desescarche el propio evaporador de la cámara de congelados lleva instalado un termostato.

Termómetros locales

Los termómetros serán instalados de forma local a la entrada de las cámaras frigoríficas, para poder visualizar rápidamente la temperatura real y de forma analógica que hay en el interior sin necesidad de abrir las puertas.

Los termómetros seleccionados de ambas cámaras son:

- Modelo : **F- 87 – R-100**
- Escala : - 40 / 40
- Longitud capilar : 1.5 m

1.9.- Esquema y distribución eléctrica

1.9.1.- Legislación aplicable a la distribuación eléctrica

La instalación se realizará conforme a la normativa española cuya aplicación directa es el “Reglamento Electrotécnico de Baja Tensión (REBT) año 2009” y las “Normas y Reglamentaciones para la Clasificación de Buques del Lloyd´s Register”.

Respecto al reglamento del buque de Lloyd’s Register:

- Capitulo 2, ingeniería eléctrica, en la sección 6:

  Diseño del sistema Protección

  La instalación será protegida contra sobreintensidades incluyendo cortocircuitos, estas protecciones permitirán:

  - Operar el equipo en emergencia discriminando la acción protectora del elemento de seguridad, es decir, by paseando el elemento de seguridad.
  - Eliminación del fallo para reducir el daño al equipo y el riesgo de incendio.

  Toda protección contra sobreintendidades y cortocircuitos será instalada en cada fase.

  Protección contra cortocircuitos:

  La protección contra cortocircuitos será mediante el uso de magnetotermicos y fusibles.

  En cuanto al relé magnetotermico, será la parte magnética de este el que actúe contra la protección contra cortocircuitos.

  El aislamiento del circuito será para una Intensidad de 10 veces la intensidad máxima de operación del circuito.

Protección contra sobrecargas:

Los mecanismos de protección contra sobrecargas serán tales que impidan que los cables o fases se calienten en exceso por causas de sobrecarga del motor.

Se usara un magnetotermico, siendo la parte térmica del elemento de protección el que proteja contra intensidades elevadas por la acción de un elemento bimetálico.

Protección contra fallos de aislamiento:

Todo sistema de distribución estará conectado a tierra y será monitorizado en todo momento el valor de la corriente.

- Capitulo 6, control, electricidad, refrigeración e incendio.
- Sección 7, instrumentación, control, alarmas, seguridad y sistemas monitorización: Todos los compresores contaran con la siguiente instrumentación y paradas automáticas del equipo:

    - Indicador de presión de aspiración.
    - Indicador de presión de descarga.
    - Indicador de presión de aceite.
    - Indicador de horas de funcionamiento del compresor.
    - Parada automática en caso de alta presión de descarga.
    - Parada automática en caso de baja presión de aspiración.
    - Parada automática en caso de baja presión de aceite.

  Los sistemas automáticos de parada del equipo se instalaran de tal manera que puedan ser operados manualmente en caso de necesidad sin el bloqueo de los sistemas automáticos.

  Además si el sistema contará con las siguientes alarmas:

    - Alta presión de descarga.
    - Baja presión de aspiración.

- Baja presión de aceite.
- Sobrecarga del motor eléctrico.

Respecto al Reglamento al REBT:

– ITC-BT-30 Instalaciones en locales con características especiales.

Instalaciones en locales húmedos: Locales o emplazamientos húmedos son aquellos cuyas condiciones ambientales se manifiestan momentánea o permanentemente en forma de condensación en el techo y paredes, manchas salinas o moho aún cuando no aparezcan gotas, ni el techo o paredes estén impregnados de agua.
En estos locales o emplazamientos el material eléctrico cuando no se utilice muy bajas tensiones de seguridad, cumplirá con las siguientes condiciones:

- Canalizaciones eléctricas: Las canalizaciones serán estancas, utilizándose, para terminales, empalmes y conexiones de las mismas, sistemas o dispositivos que presenten el grado de protección correspondiente a la caída vertical de gotas de agua (IPX1).

  Este requisito lo deberán cumplir las canalizaciones prefabricadas.

- Instalación de conductores y cables aislados en el interior de tubos: Los conductores tendrán una tensión asignada de 380 v y discurrirán por el interior de tubos:
  - Empotrados: según lo especificado en la Instrucción ITC-BT-21.
  - En superficie: según lo especificado en la ITC-BT-21, pero que dispondrán de un grado de resistencia a la corrosión 3.

- Instalación de cables aislados con cubierta en el interior de canales aislantes: Se instalarán en superficie y las conexiones, empalmes y derivaciones se realizarán en el interior de cajas.
- Instalación de cables aislados y armados con alambres galvanizados sin tubo protector: Los conductores tendrán una tensión asignada de 0,6/1 kV y discurrirán:

    - En el interior de huecos de la construcción
    - Fijados en superficie mediante dispositivos hidrófugos y aislantes.

- Aparamenta: Las cajas de conexión, interruptores, tomas de corriente y, en general, toda la aparamenta utilizada, deberá presentar el grado de protección correspondiente a la caída vertical de gotas de agua, IPX1. Sus cubiertas y las partes accesibles de los órganos de accionamiento no serán metálicas.
- Receptores de alumbrado y aparatos portátiles de alumbrado: Los receptores de alumbrado estarán protegidos contra la caída vertical de agua, IPX1 y no serán de clase 0. Los aparatos de alumbrado portátiles serán de la Clase II, según la Instrucción ITCBT-43.

Instalaciones en locales a muy bajas temperaturas: Locales o emplazamientos a muy baja temperatura son aquellos donde pueden presentarse y mantenerse temperaturas ambientales inferiores a -20°C. Se considerarán como locales a temperatura muy baja las cámaras de congelación délas plantas frigoríficas. En estos locales o emplazamientos se cumplirán las siguientes condiciones:

- El aislamiento y demás elementos de protección del material eléctrico utilizado, deberá ser tal que no sufra deterioro alguno a la temperatura de utilización.

- Los aparatos eléctricos deberán poder soportar los esfuerzos resultantes a que se verán sometidos debido a las condiciones ambientales.

– ITC-BT-22 Instalaciones interiores y receptoras: Los cálculos de los elementos de seguridad y protección se realizarán conforme a este Reglamento.

- Protección de las instalaciones
- Protección contra sobreintensidad, el elemento dispondrá de disparo magnético y disparo térmico.

1.9.2.- Elementos de protección

La protección de la instalación es realizada mediante fusibles, disyuntores magneticos y relés térmicos.

El circuito de mando, conforme al REBT, es de 24 V de corriente continua mediante una fuente de alimentación conectada a la red de 220 V.

Los motores, el circuito de mando y el de fuerza irán provistos de protección magnética y térmica mientras que el resto de componentes serán protegidos sólo mediante disyuntores magnéticos. Los fusibles se utilizarán como medio de protección general en el circuito de fuerza.

La intensidad nominal de los diferentes equipos eléctricos se calculará mediante la ecuación:

$$\text{Intensidad nominal (A)} = \frac{\text{Potencia (W)}}{\text{Tensión (V)} * \cos\theta * \sqrt{(\text{nº fases})}}$$

– El disparo magnético (I_{dm}) por cortocircuito se realizará a 10 veces la intensidad nominal, tiempo inferior a 0,1 segundos.
– El disparo térmico (I_{dt}) por sobrecarga se realizará a 1,45 veces la intensidad nominal, tiempo inferior a 1 hora.

Compresores (G2, G3, R1 y R2)

La instalación dispone de dos compresores que nunca van a trabajar a la vez. Los parámetros de funcionamiento de cada compresor son:

- Tensión 380 v / 3 fases
- Cosθ 0,85
- Potencia 2200 W

Por tanto:

$$I_n = \frac{2200}{1{,}73 * 380 * 0{,}85} = 3{,}93\ A$$

$$I_{dm} = 10*3{,}93 = 39{,}3\ A$$

$$I_{dt} = 1{,}45*3{,}93 = 5{,}69\ A$$

Ventiladores (G4, G5, R3….R7)

La instalación esta formada por dos cámaras con un evaporador diferente en cada cámara y con un número distinto de ventiladores cada evaporador. El de la cámara de congelados dispone de tres ventiladores y el de la cámara de vegetales de dos ventiladores.

Todos los ventiladores son iguales y la protección se realizará en grupos según pertenezcan a un evaporador o a otro.

Los parámetros de funcionamiento de cada ventilador son:

- Tensión 220 v / 3 fases
- Cosθ 0,85
- Potencia 38 W

Por tanto:

- Los tres ventiladores del evaporador de la cámara de congelados tendrán (G4, R3, R4 y R5):

$$I_n = \frac{3 * 38}{1{,}73 * 220 * 0{,}85} = 0{,}35\ A$$

$$I_{dm} = 10 * 0{,}35 = 3{,}5\ A$$

$$I_{dt} = 1{,}45 * 0{,}35 = 0{,}51\ A$$

- Los dos ventiladores del evaporador de la cámara de vegetales tendrán (G5, R6 y R7):

$$I_n = \frac{2 * 38}{1{,}73 * 220 * 0{,}85} = 0{,}23\ A$$

$$I_{dm} = 10 * 0{,}23 = 2{,}3\ A$$

$$I_{dt} = 1{,}45 * 0{,}23 = 0{,}34\ A$$

Resistencias cárter compresor (G6 y G7)

Cada compresor tiene una resistencia que trabajará sólo cuando el compresor está en marcha.

Los parámetros de funcionamiento de una resistencia son:

- Tensión 220 v / 1 fase y neutro
- Cosθ 0,85
- Potencia 140 W

Por tanto:

$$I_n = \frac{140}{1 * 220 * 0{,}85} = 0{,}75\ A$$

$$I_{dm} = 10 * 0{,}75 = 7{,}5\ A$$

Desescarche (G8)

Sólo tiene resistencias de desescarche el evaporador de la cámara de congelados.

Los parámetros de funcionamiento del desescarche son:

- Tensión 220 v / 1 fase y neutro
- Cosθ 0,85
- Potencia 960 W

Por tanto:

$$I_n = \frac{960}{1{,}73 * 220 * 0{,}85} = 2{,}97\ A$$

$$I_{dm} = 10 * 2{,}97 = 29{,}7\ A$$

Iluminación (G9, G10)

La iluminación de cada cámara ha sido calculada en el apartado 1.7.1.6 del Documento I, donde se establece que cada cámara tendrá dos puntos de luz de 18 W cada uno.

Los parámetros de funcionamiento de una resistencia son:

- Tensión 220 v / 1 fase y neutro
- Cosθ 0,85
- Potencia 15 W

Por tanto, para cada cámara:

$$I_n = \frac{2 * 15}{1 * 220 * 0{,}85} = 0{,}16\ A$$

$$I_{dm} = 10 * 0{,}16 = 1{,}6\ A$$

Circuito mando (G11)

El circuito de mando es monofásico (R y T) de 24 v de corriente continua, y principalmente esta compuesto por los siguientes aparatos.

- Contactores mando, 9.
- Válvulas solenoides, 2.

- Contactores motores de arranque estrella-triángulo de ventiladores, 2.
- Contactores de arranque estrella-triángulo de compresores, 2.
- Contactores resistencia motores, 2.
- Contactores desescarche, 4.

El disparo magnético se establece entre 2 y 5 A, y el disparo térmico entre 0,29 y 0,72 A.

Circuito fuerza (FS y G1)

La protección del circuito de fuerza abarca toda la instalación eléctrica, por tanto se va a sumar todas las intensidades nominales que se puedan dar en la situación más desfavorable.

La situación más desfavorable es trabajando a plena carga las dos cámaras a la vez.

En esta situación tenemos:

- Un compresor en marcha.
- Cinco ventiladores en marcha.
- La resistencia del compresor del cárter en marcha.
- La intensidad del circuito de mando, ponemos la mayor intensidad nominal estimada, 0,5 A.

Por tanto:

$$I_n = 3{,}93 + 0{,}23 + 0{,}35 + 0{,}75 + 0{,}5 = 5{,}76\ A$$

$$I_{dm} = 10 * 5{,}76 = 57{,}6\ A$$

$$I_{dt} = 1{,}45 * 5{,}76 = 8{,}35\ A$$

El circuito de fuerza a parte de la protección magnetotérmica, también esta protegido por fusibles de 70 A.

1.9.3.- Sección cables eléctricos

El cálculo de secciones de cables de baja tensión se realiza en base a tres criterios:

- Criterio térmico: Se supone que la sección del cable debe ser suficiente para soportar la tensión que va a pasar por su interior. En la práctica se selecciona las secciones teniendo en cuenta las tablas del Reglamento Electrotécnico para Baja Tensión (REBT).
- El criterio de caída de tensión: Exige que las sección del cable sea tal que la caída de tensión sea menor según máxima admisible en el REBT.
- Criterio de cortocircuito: Exige que cuando se produzca un cortocircuito el cable soporte la corriente durante el tiempo que le cuesta a las protecciones desconectar la instalación.

La selección de los cables será realizada por la contrata encargada del montaje de la instalación eléctrica.

1.9.4.- Planos eléctricos

Los planos eléctricos están diseñados mediante el software de ingeniería Proficad.

En los planos eléctricos se plasma la lógica de funcionamiento de la instalación.

La red eléctrica del remolcador suministra corriente alterna trifásica más neutro con una tensión de 380 V al cuadro de fuerza de la instalación. El sistema eléctrico tiene un transformador de 380 a 220 V y una fuente de alimentación de 24 V de corriente continua alimentada con 220 V.

Estando la instalación sin corriente, lo primero que se debe hacer es cerrar el interruptor general, se encenderá un piloto de aviso de corriente en el cuadro eléctrico y podremos ver el consumo total de la instalación en un amperímetro.

Cerrar el interruptor de puesta en marcha de la instalación y seleccionar el compresor que se desea arrancar, asegurar antes que todas las válvulas de la instalación están en la posición adecuada.

Cuando el termostato de una de las cámaras detecte una temperatura baja se abrirá la válvula solenoide y arrancarán los ventiladores del evaporador de la cámara correspondiente. Se encenderá un piloto indicador de que los ventiladores y la válvula solenoide están en marcha.

Si las presiones de alta y baja del compresor están dentro de rango arrancará el compresor seleccionado.

Al ponerse en marcha el compresor se pondrá en marcha la resistencia del cárter de este y se encenderá un piloto indicador de que compresor está en marcha y otro indicador de resistencia en marcha. El consumo del compresor estará indicado en un amperímetro.

Existe la posibilidad de poner las resistencias del cárter de manera manual para casos excepcionales, como de puesta en marcha de la instalación tras una parada larga.

Cuando la temperatura de la cámara alcance la consigna especificada se cerrará la válvula solenoide y se pararán los ventiladores de esa cámara. Si la otra cámara también está dentro de consigna el compresor se parará, sino continuará en marcha.

El proceso de desescarche es temporizado y se indicará su ejecución mediante un piloto indicador en el cuadro principal.

Cuando se produzca el desescarche sucede lo siguiente:

- Se para el compresor.
- Se cierran las válvulas solenoides.
- Se para el ventilador de la cámara de congelados.

- El ventilador de la cámara de vegetales se queda en marcha, la circulación del aire a la temperatura de la cámara es suficiente para eliminar el hielo que se haya podido generar.
- Se pone en marcha la resistencia del evaporador de la cámara de congelados y la resistencia de la tubería de desagüe.
- Mientras la temperatura del gas del evaporador sea menor de 2ºC seguirá habiendo hielo, en el momento que esta temperatura suba a 12ºC, el termostato de desescarche ordenará parar la resistencia del evaporador, abrir las válvulas solenoides y dará permiso de arranque al compresor. El compresor arrancará si también tiene permiso del termostato de cómo mínimo una cámara y de los presostatos de alta y baja.
- Cuando la temperatura del termostato de desescarche baje de los 2ºC dará permiso a la puesta en marcha de los ventiladores de la cámara de congelados y finalizará el proceso de desescarche, apagándose el piloto indicador del mismo.

En cada cámara se instalará una seta de emergencia que detiene la producción de frío, hace sonar una sirena de emergencia y activa una luz de emergencia.

En cada cámara hay instalado un dispositivo que detecta si la puerta está cerrada o abierta, en este último caso para la producción de frío, se enciende un piloto indicador de puerta mal cerrada y suena la alarma de emergencia.

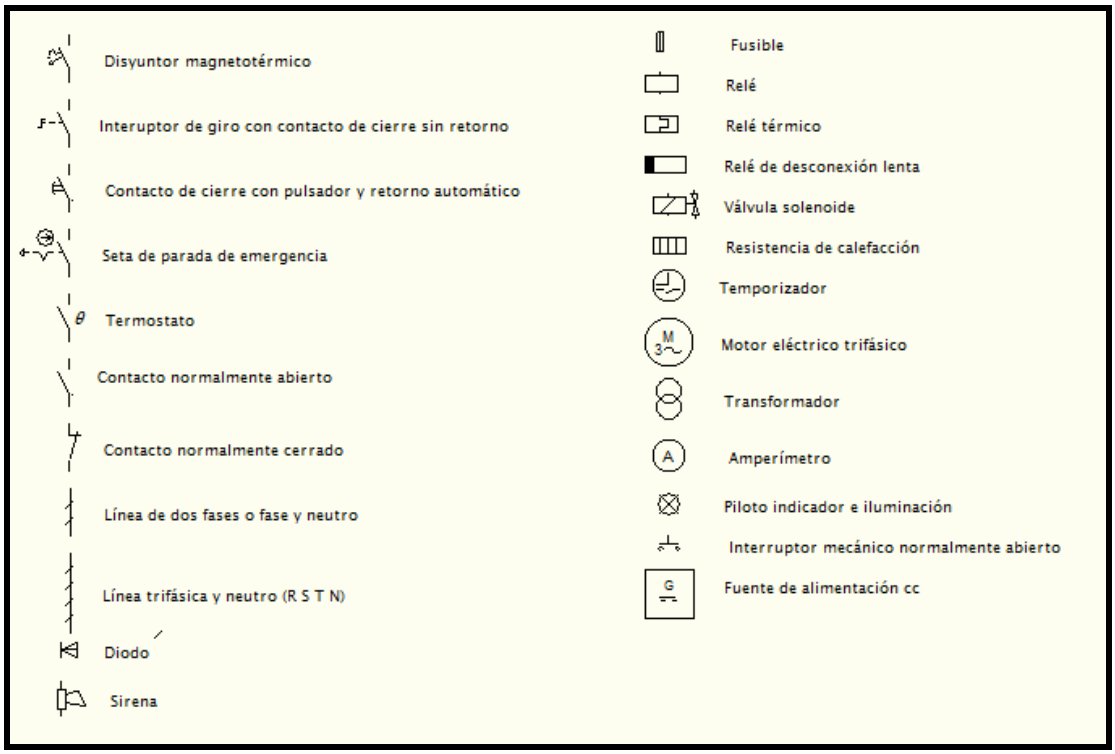
Sonará una alarma y un indicador luminoso se encenderá en caso de paro por alta presión de descarga, baja presión de aspiración o sobrecarga del compresor.

La instalación eléctrica consta de un sistema de prueba de lámparas y de comprobación de derivación a tierra.

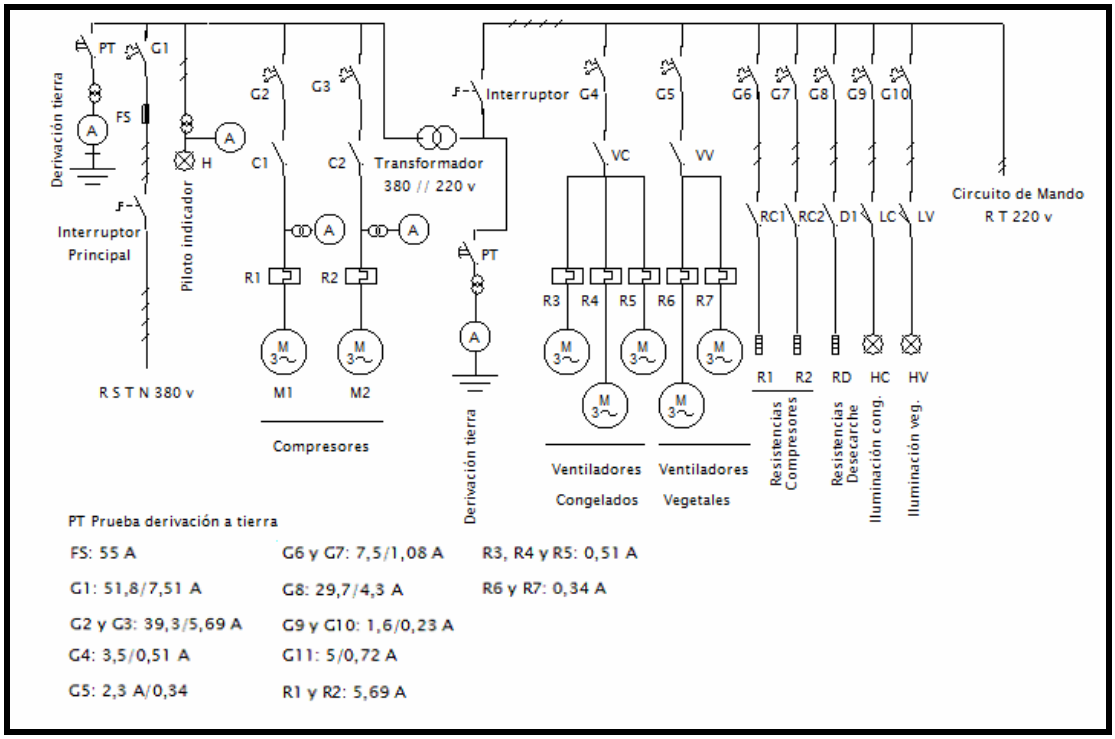
No hay alarma ni paro del compresor por baja presión de aceite debido al tipo de instalación frigorífica y no tener posibilidad de medir dicha presión.

La distribución eléctrica se realiza en dos cuadros eléctricos:

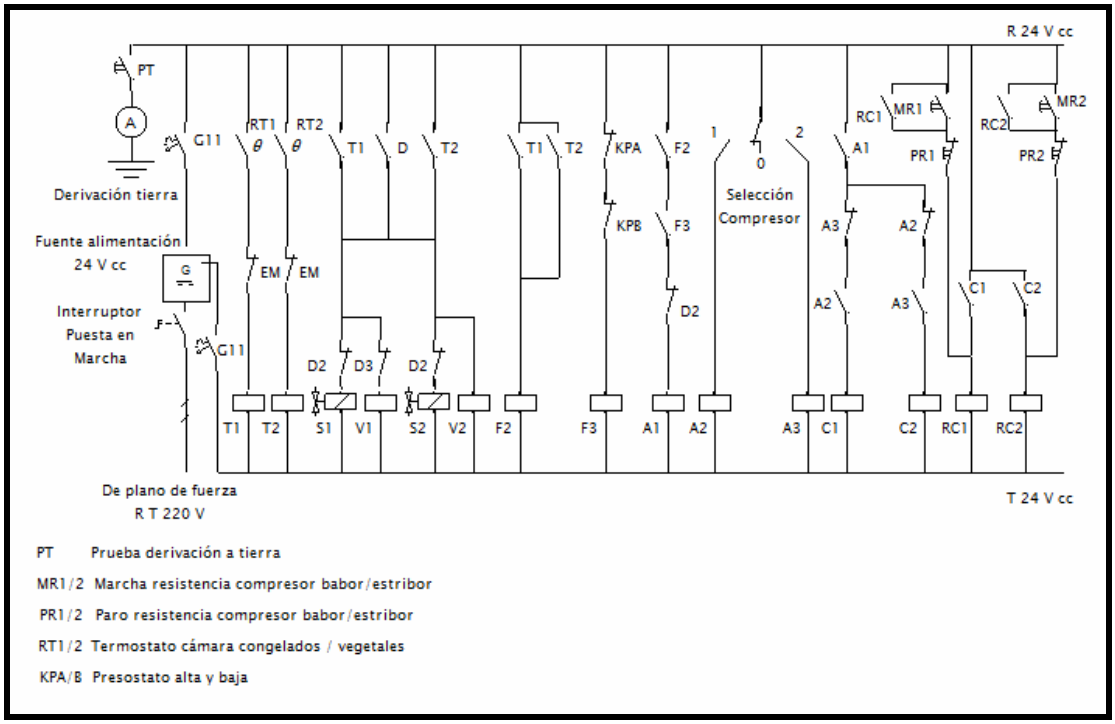
- Cuadros Principales: Estaran situados en la camara de maquinas proximos a las unidades condensadoras y compresoras. En este cuadro se encontrará el circuito de fuerza de los compresores y el circuito de mando y alarmas.
- Cuadro ventiladores: Estarán situados en la gambuza seca, en un punto cercano a la entrada de las cámaras. Habrá un cuadro para cada cámara y en ellos estarán los elementos de protección de los ventiladores así como los relés temporizadores que comanden la frecuencia de desescarche y el cierre de las válvulas solenoides.



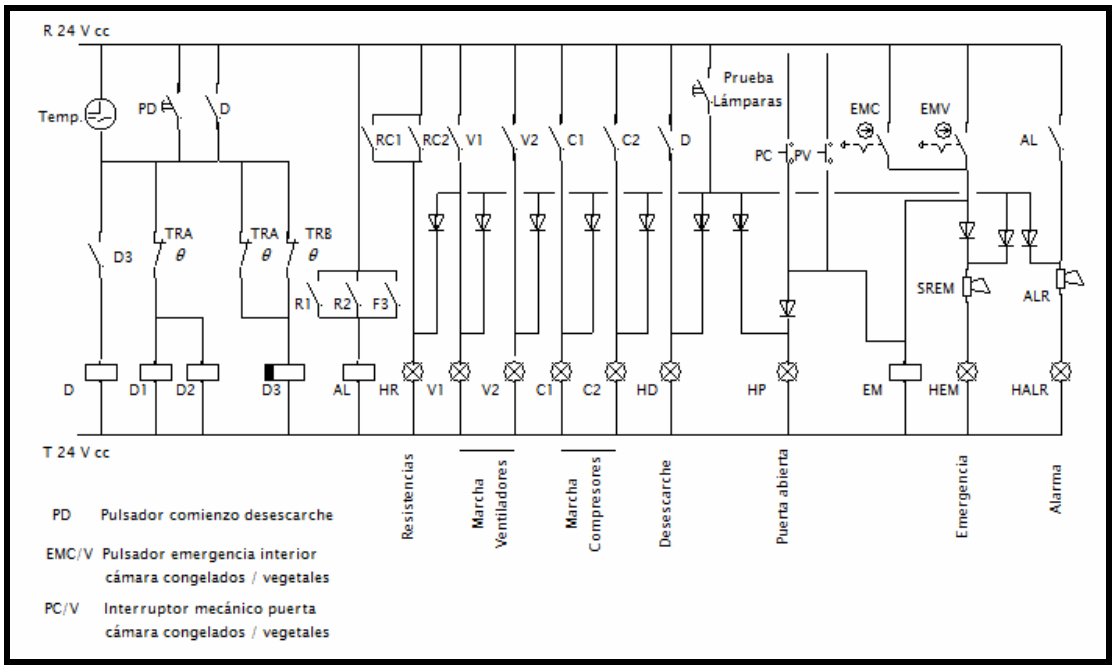
Leyenda planos eléctricos, Proficad



Circuito de fuerza instalación frigorífica, Proficad



Circuito de mando instalación frigorífica, Proficad



Circuito de mando instalación frigorífica, Proficad

BIBLIOGRAFÍA

Bibliografía general

Conan, J. C. (1990). "*Refrigeracion industrial*". Madrid: Editorial Paraninfo.

De la Oliva Carmona, J. F. (2009). "*Guía practica para la selección de los elementos de una instalación frigorífica*". Sevilla: Sector de Enseñanza de CSIF en Sevilla.

Fernández Díez, P. (2013). "*Departamento de ingeniería eléctrica y energética Universidad de Cantabri: Compresores*". Santander: Servicio de publicaciones de la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales y de Telecomunicaciones.

J. Dossat, R. (1999). "*Principios de refrigeración*". Méjico: Cecsa.

J. Rapin, P. (1999). "*Instalaciones frigoríficas tomos I y II*". Barcelona: Marcombo Boixareu.

López del Castillo, J. F. (2010). "*Diseño de una cámara frigorífica*". Barcelona: Marcombo Boixareu.

Mataix, C. (1986) "*Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas*", segunda edición. Méjico: Ediciones del Castillo SA,

Mujal Rosas, R. (2002). "*Cálculo de líneas y redes eléctricas".* Barcelona: Universidad Politécnica de Cataluña.

Plank, Rudolph (2005). "*El empleo del frío en la industria de la alimentación*". Barcelona: Reverté.

Bibliografía específica

Danfoss (2004) "*Automatización de instalaciones de refrigeración comerciales".*

Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía, IDEA (2007). "*Diseño y cálculo del aislamiento térmico de conducciones, aparatos y equipos*". Madrid: Ministerio de Industria, Turismo y Comercio.

Danfoss (2009). "*Reconversión R22*".

Dinagas, SA (2011). "*Ficha técnica R404A*".

Gas – Server, eurorefrigerants (2011). "*Ficha técnica R404A*".

Termoven, (2012). "*Cálculo y diseño de líneas de refrigerante*"

Solvay (2012)"*Refrigerante R404A".*

Dupont (2014) "*Refrigerante Opteon XP40 (R449A)*".

Kimikal (2014) "*Refrigerante Opteon XP40 (R449A)*".

Escuela Técnica Superior de Náutica de Santander. "*Archivo histórico de Astilleros del Atlántico*".

Ley 31/1995, de 8 de noviembre, Prevención de Riesgos Laborales.

Real Decreto 168/1985, del 6 de febrero, Reglamento Técnico-Sanitario sobre Condiciones Generales de Almacenamiento Frigorífico de Alimentos y Productos Alimentarios.

Real decreto 769/799, de 7 de mayo de 1999, Recipientes a Presión.

Real Decreto 3099/1977, Reglamento de Seguridad para Plantas e Instalaciones Frigoríficas.

Real Decreto 842/2009 del 2 de agosto de 2009, Reglamento Electrotécnico de Baja Tensión.

Real Decreto 314/2006, de 17 de marzo, Código Técnico de la Edificación.

Real Decreto 138/2011, de 4 de febrero, Reglamento de Seguridad para Instalaciones Frigoríficas y sus Instrucciones Técnicas Complementarias.

Norma UNE-EN-378. Sistemas de refrigeración y bombas de calor. Requisitos de Seguridad y Medioambientales.

Normas y Reglamentaciones para la Clasificación de Buques de Lloyd´s Register.

The American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. Handbook 2002.

Alfaro Gimeno, A. "*Modelado y simulación de compresores*". Proyecto final de carrera. Madrid: Universidad Carlos III. Ingeniería Técnica Industrial Mecánica.

Sedano Sainz, A. "*Instalación de una planta de tratamiento de aguas residuales en un buque LNG*" Proyecto final de carrera. Santander: Escuela Técnica Superior de Náutica.

Fuentes digitales

Organización de las Naciones Unidas para la Alimentación y la Agricultura http://www.fao.org/home/es/ (Consulta: Febrero 2014).

Danfoss http://www.danfoss.com/spain/ (Consulta: Junio 2014).

DOCUMENTO II

PLANOS

2.- Índice de Planos

Plano I: Disposición General del Buque Serantes.

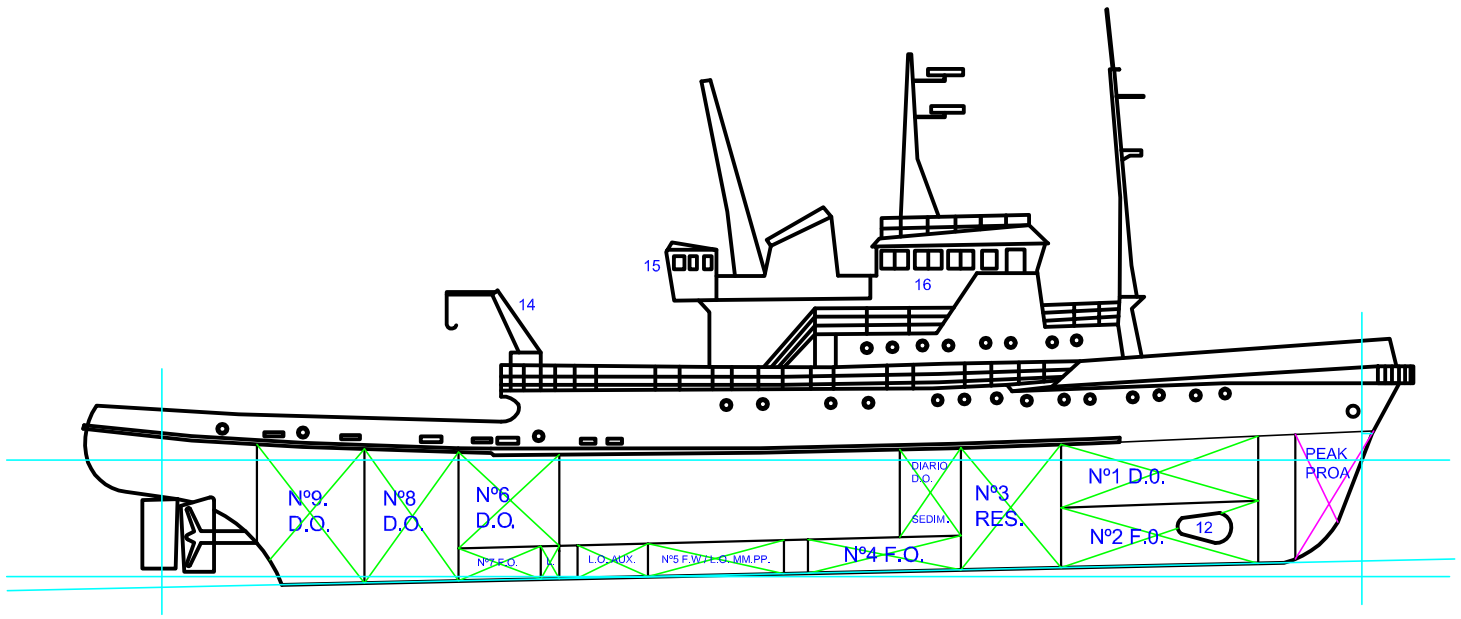
Plano II: Disposición de la Instalación Frigorífica de Gambuza en el Buque Serantes.

Plano III: Isométrico Disposición Tuberías de la Instalación Frigorífica de Gambuza.

- Hoja 1: Cámaras frigoríficas.
- Hoja 2: Antecámara.
- Hoja 3: Cubierta principal.
- Hoja 4: Sala de Máquinas.

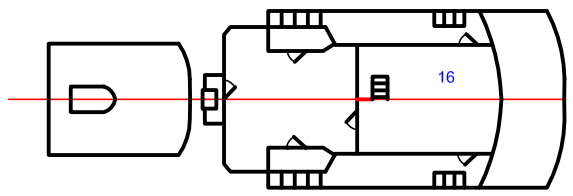
Plano IV: Esquema Eléctrico de la Instalación Frigorífica de Gambuza.

- Hoja 1: Leyenda.
- Hoja 2: Circuito de fuerza.
- Hoja 3: Circuito de mando I.
- Hoja 4: Circuito de mando II.

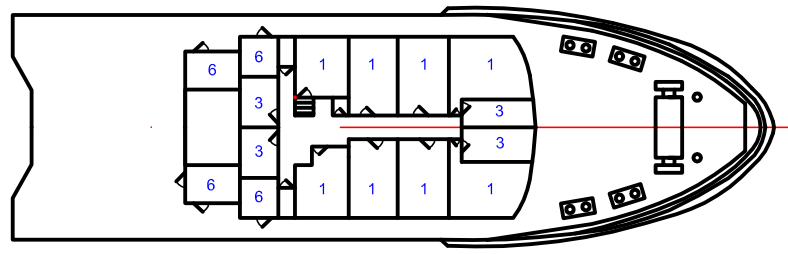


CUBIERTA SOBRE PUENTE

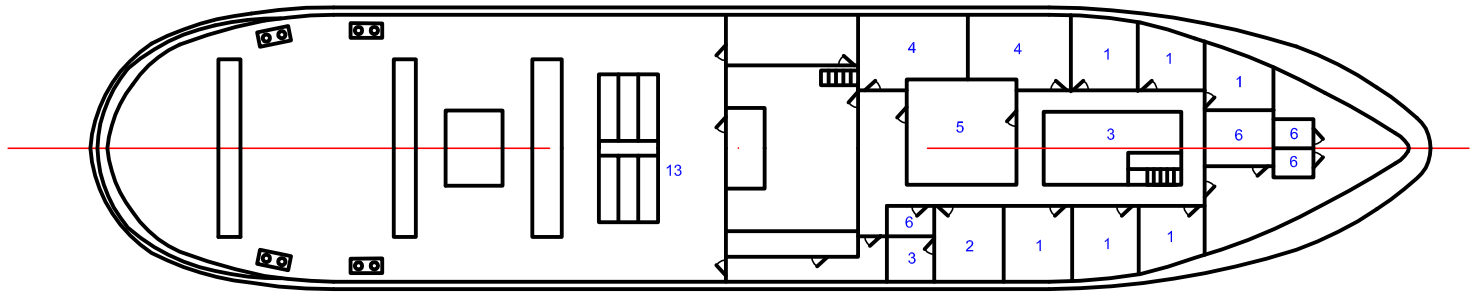
CUBIERTA PUENTE NAVEGACIÓN



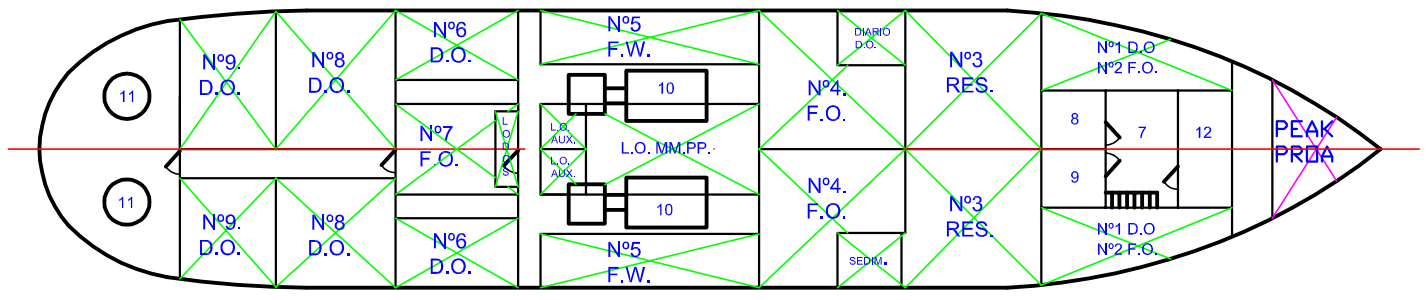
CUBIERTA CASTILLO DE PROA



CUBIERTA PRINCIPAL



CUBIERTA CÁMARA MÁQUINAS



CARACTERÍSTICAS BUQUE SERANTES	
	Eslora entre perpendiculares: 54 m.
	Manga: 11 m.
	Calado: 4 m.
	Arqueo bruto: 980 Tns.
	Potencia: 8.000 C.V.
	Velocidad: 16 nudos
	Tiro 107 Tns.m.
	Número de tripulantes: 12
DESCRIPCIÓN BUQUE SERANTES	
1	Camarote
2	Camarote hospital
3	Servicios, duchas y lavandería
4	Comedor
5	Cocina
6	Pañol
7	Antecámara
8	Cámara frigorífica congelados
9	Cámara frigorífica vegetales
10	Motor principal
11	Servomotor
12	Hélice de proa
13	Chigre de remolque
14	Grúa hidráulica
15	Puente de gobierno de popa
16	Puente de gobierno

ESCALA 1:360	Creado por: Jorge Soler	Aprobado por:	Proyecto Final de Carrera

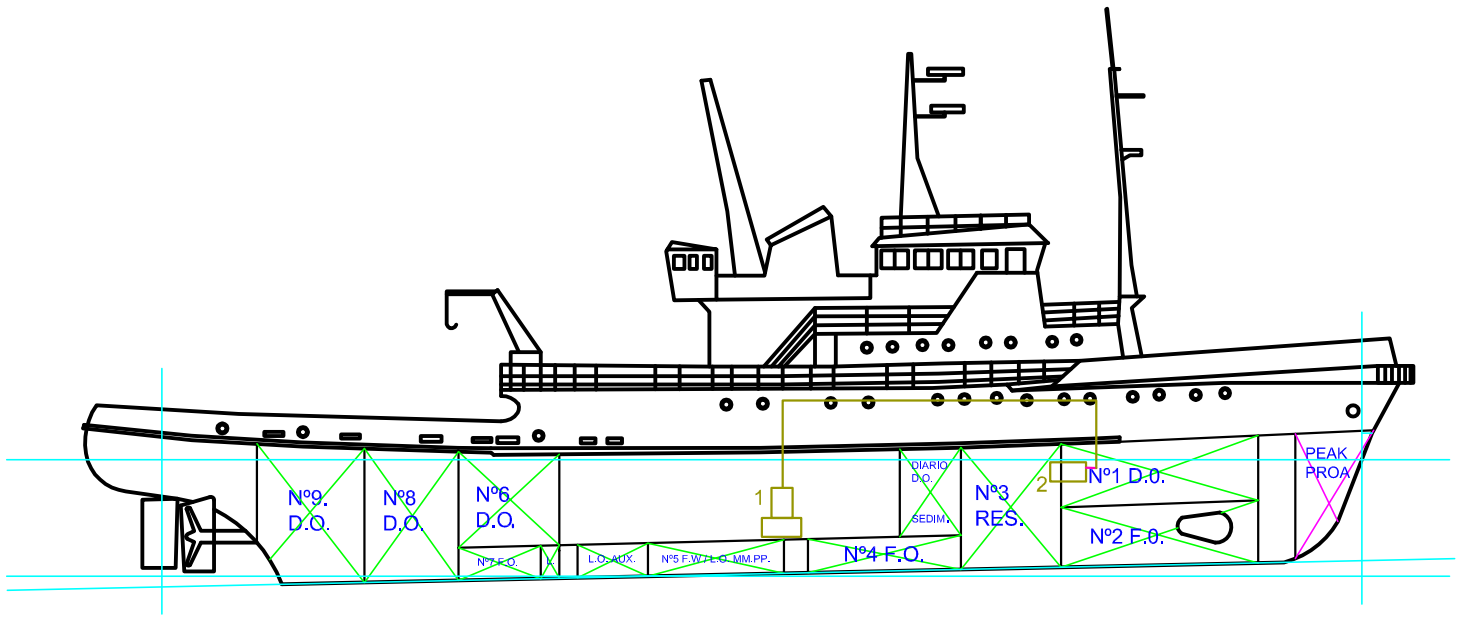
ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA DE SANTANDER

RENOVACIÓN DE LA INSTALACIÓN FRIGORÍFICA DE LA GAMBUZA DE UN REMOLCADOR DE ALTURA

DISPOSICIÓN GENERAL DEL BUQUE SERANTES

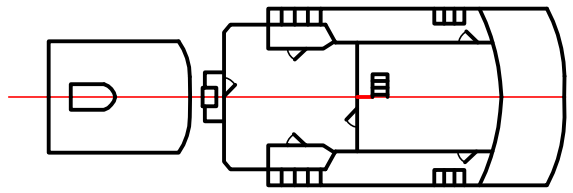
PLANO Nº I	Rev. A	Fecha: 25/08/2015	Idioma Esp.	Hoja 1/1

DESCRIPCIÓN (INSTALACIÓN FRIGORÍFICA)	
——	Instalación frigorífica de gambuza
1	Unidades compresor-condensador
2	Evaporadores

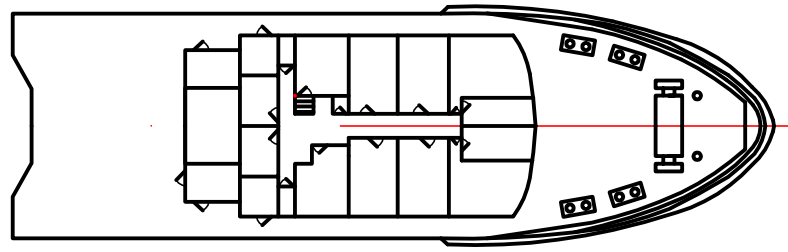


CUBIERTA SOBRE PUENTE

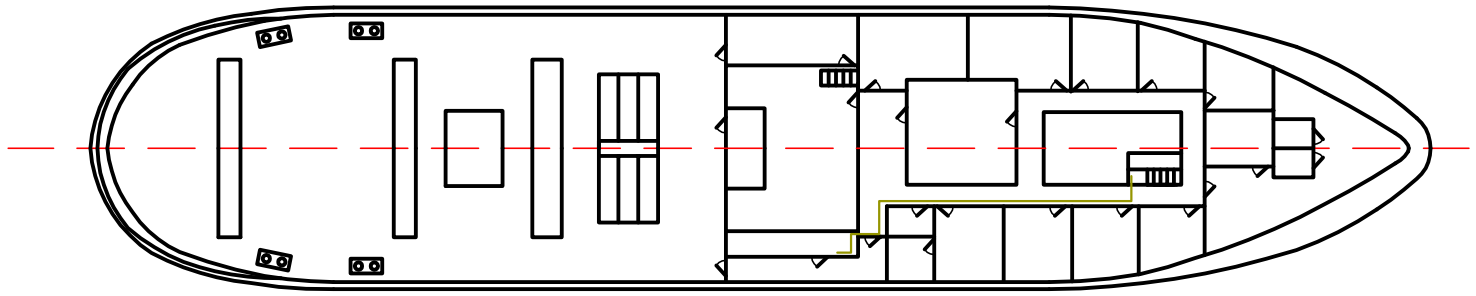
CUBIERTA PUENTE NAVEGACIÓN



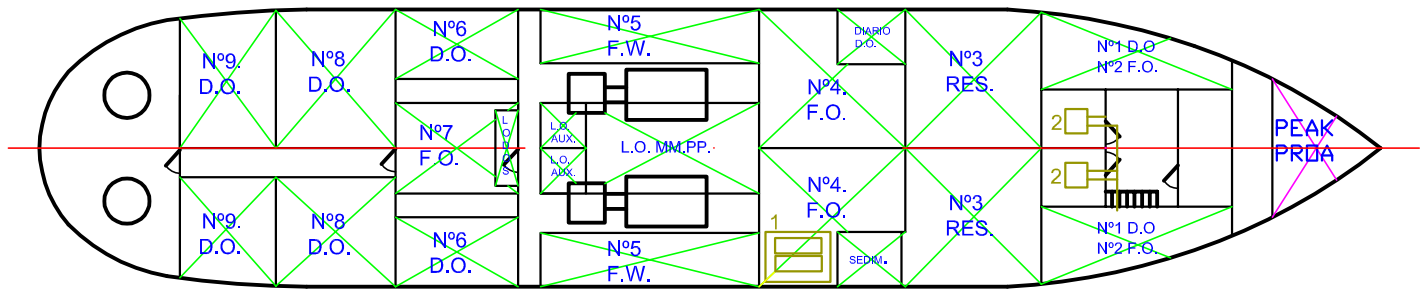
CUBIERTA CASTILLO DE PROA



CUBIERTA PRINCIPAL



CUBIERTA CÁMARA MÁQUINAS



ESCALA 1:360	Creado por: Jorge Soler	Aprobado por:	Proyecto Final de Carrera

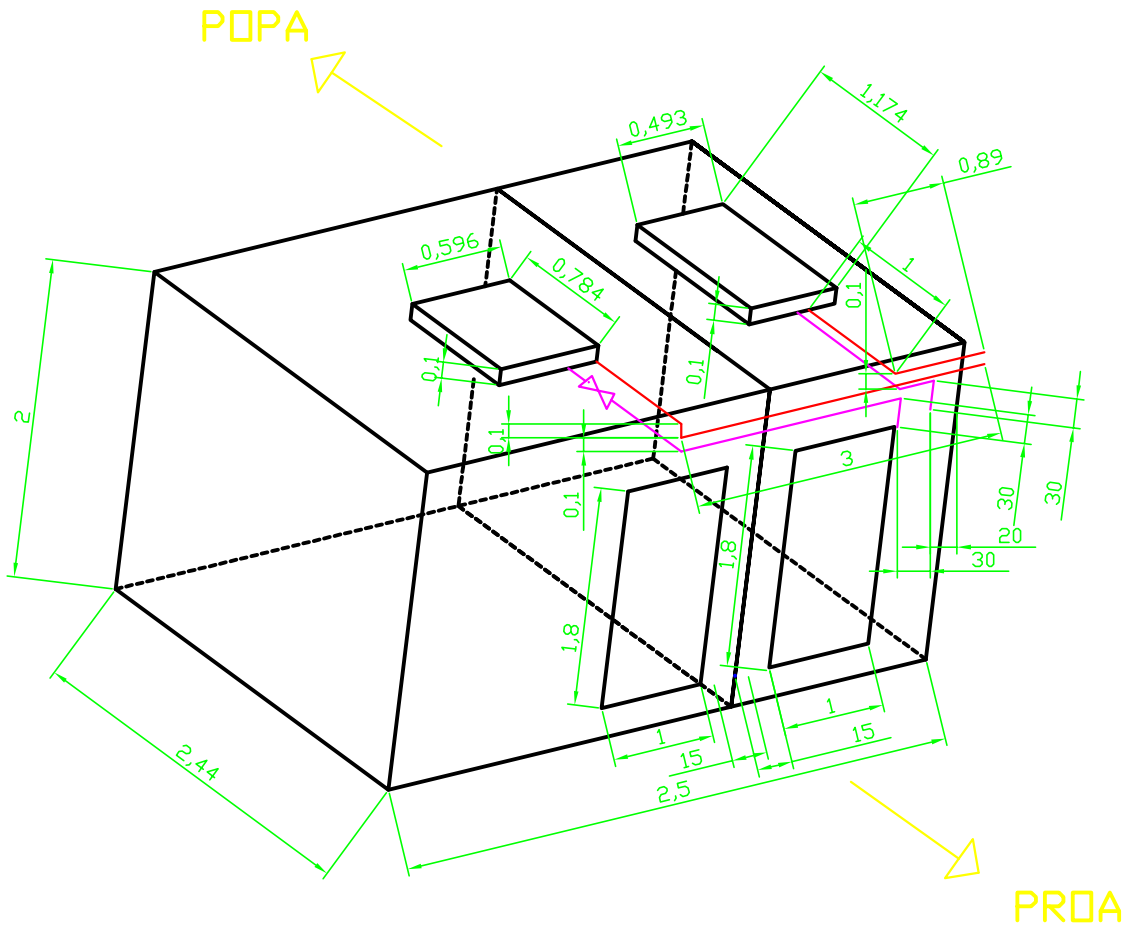
ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA DE SANTANDER

RENOVACIÓN DE LA INSTALACIÓN FRIGORÍFICA DE LA GAMBUZA DE UN REMOLCADOR DE ALTURA

DISPOSICIÓN DE LA INSTALACIÓN FRIGORÍFICA DE GAMBUZA EN EL BUQUE SERANTES

PLANO Nº II	Rev. A	Fecha: 25/08/2015	Idioma Esp.	Hoja 1/1

CÁMARAS FRIGORÍFICAS



LÍNEA DE ASPIRACIÓN
LÍNEA DE DESCARGA
LÍNEA DE LÍQUIDO
MEDIDAS EN METROS

ESCALA	Creado por: Jorge Soler	Aprobado por:	Proyecto Final de Carrera

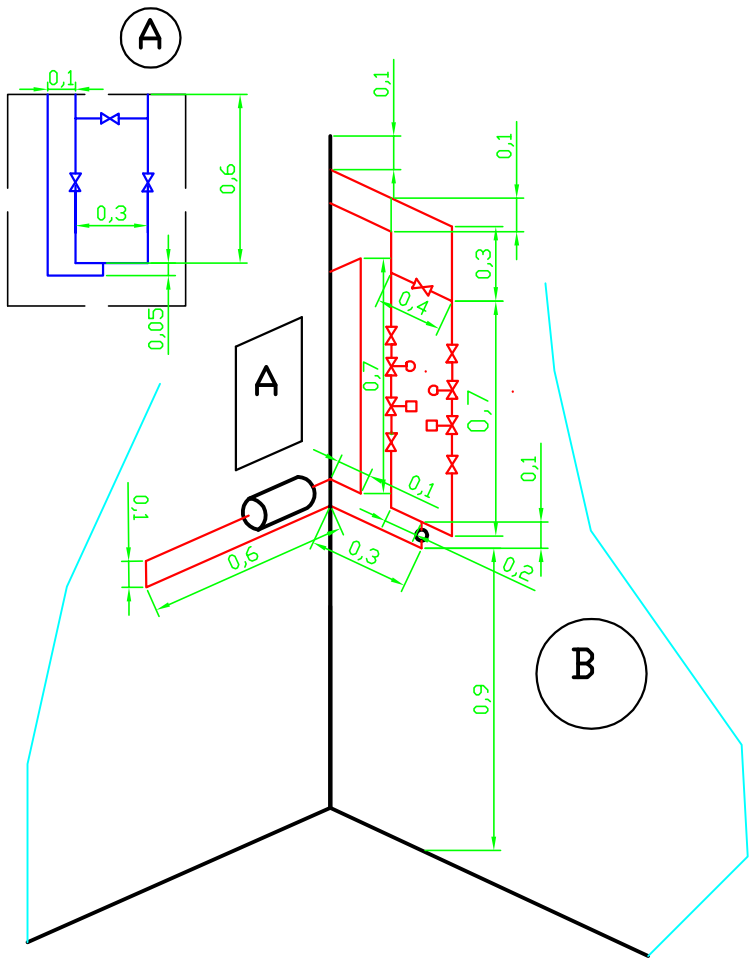
ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA DE SANTANDER

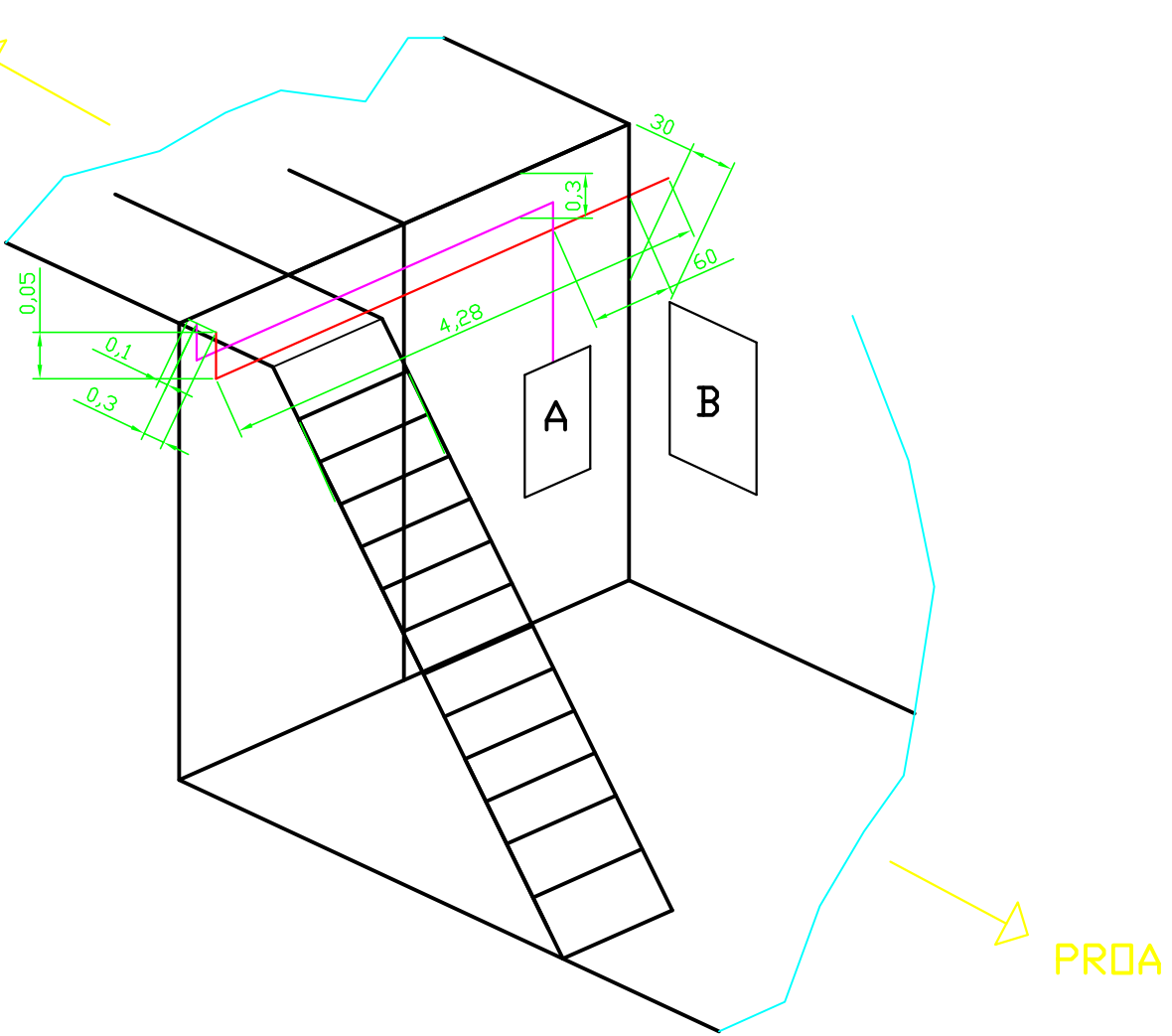
RENOVACIÓN DE LA INSTALACIÓN FRIGORÍFICA DE LA GAMBUZA DE UN REMOLCADOR DE ALTURA

ISOMÉTRICO DISPOSICIÓN DE TUBERÍAS DE LA INSTALACIÓN FRIGORÍFICA DE GAMBUZA (CÁMARAS FRIGORÍFICAS)

PLANO Nº III	Rev. A	Fecha: 25/08/2015	Idioma Esp.	Hoja 1/4

ANTECÁMARA





LÍNEA DE ASPIRACIÓN

LÍNEA DE DESCARGA

LÍNEA DE LÍQUIDO

MEDIDAS EN METROS

ESCALA	Creado por: Jorge Soler	Aprobado por:	Proyecto Final de Carrera

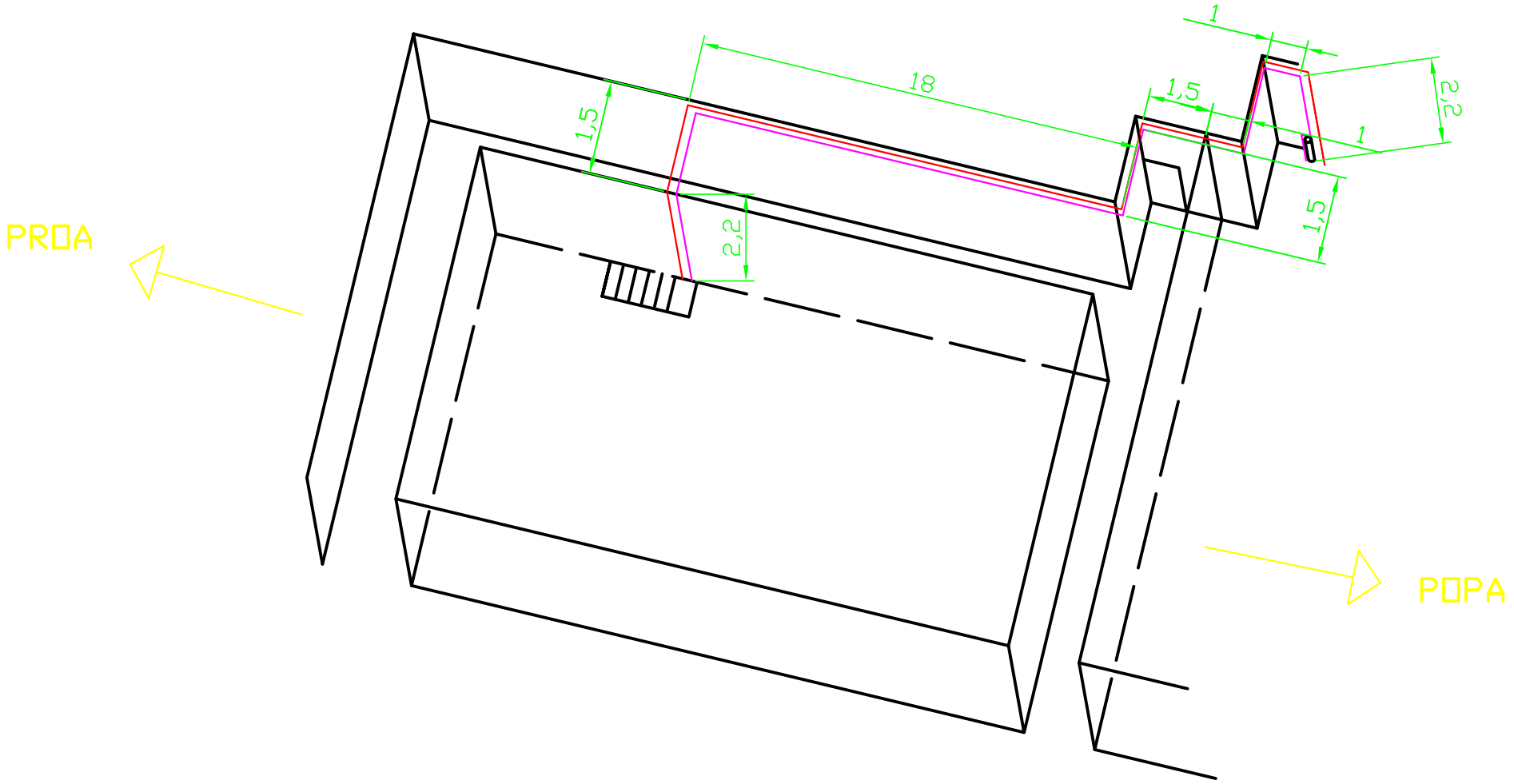
ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA DE SANTANDER

RENOVACIÓN DE LA INSTALACIÓN FRIGORÍFICA DE LA GAMBUZA DE UN REMOLCADOR DE ALTURA

ISOMÉTRICO DISPOSICIÓN DE TUBERÍAS DE LA INSTALACIÓN FRIGORÍFICA DE GAMBUZA (ANTECÁMARA)

PLANO Nº III	Rev. A	Fecha: 25/08/2015	Idioma Esp.	Hoja 2/4

CUBIERTA PRINCIPAL



LÍNEA DE ASPIRACIÓN
LÍNEA DE DESCARGA
LÍNEA DE LÍQUIDO
MEDIDAS EN METROS

ESCALA	Creado por: Jorge Soler	Aprobado por:	Proyecto Final de Carrera

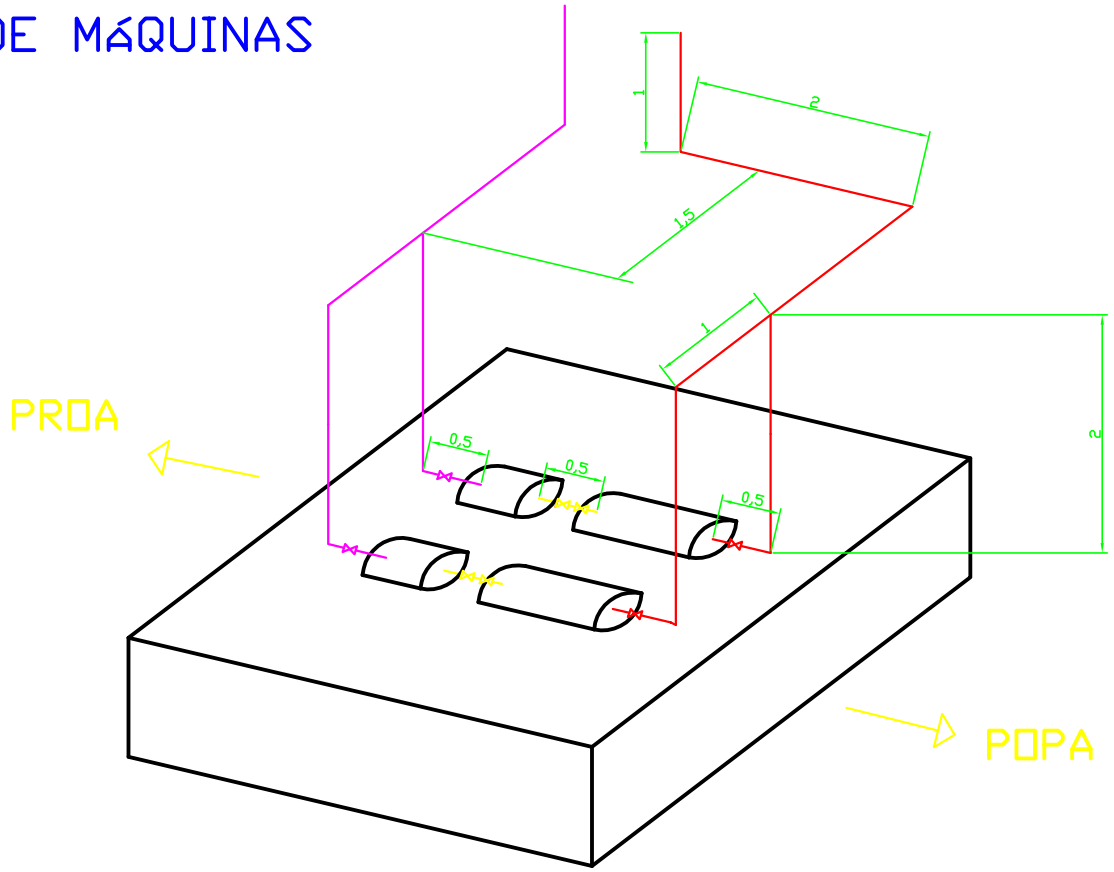
ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA DE SANTANDER

RENOVACIÓN DE LA INSTALACIÓN FRIGORÍFICA DE LA GAMBUZA DE UN REMOLCADOR DE ALTURA

ISOMÉTRICO DISPOSICIÓN DE TUBERÍAS DE LA INSTALACIÓN FRIGORÍFICA DE GAMBUZA (CUBIERTA PRINCIPAL)

PLANO Nº III	Rev. A	Fecha: 25/08/2015	Idioma Esp.	Hoja 3/4

SALA DE MÁQUINAS



LÍNEA DE ASPIRACIÓN
LÍNEA DE DESCARGA
LÍNEA DE LÍQUIDO
MEDIDAS EN METROS

ESCALA	Creado por: Jorge Soler	Aprobado por:	Proyecto Final de Carrera

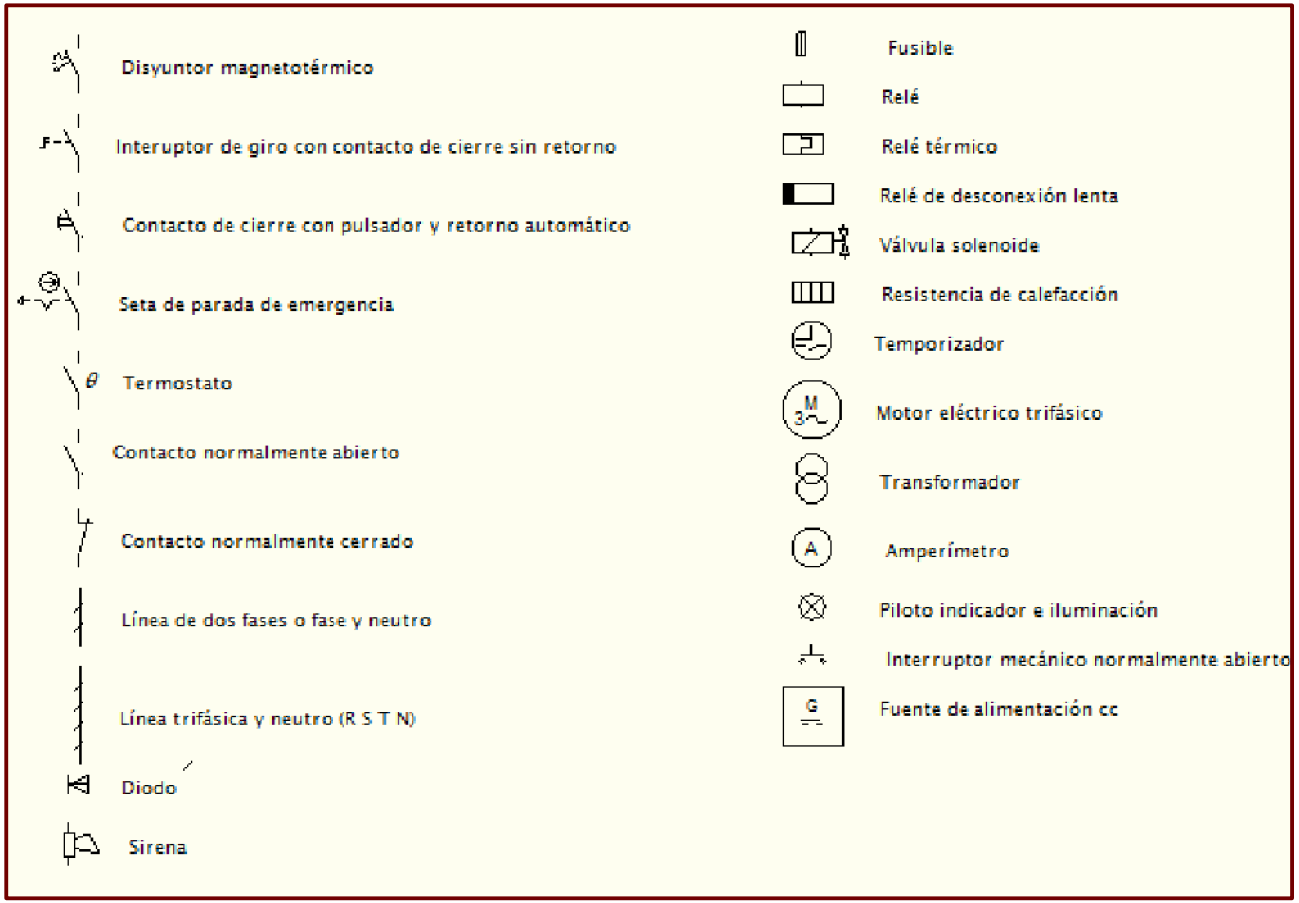
ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA DE SANTANDER

RENOVACIÓN DE LA INSTALACIÓN FRIGORÍFICA DE LA GAMBUZA DE UN REMOLCADOR DE ALTURA

ISOMÉTRICO DISPOSICIÓN DE TUBERÍAS DE LA INSTALACIÓN FRIGORÍFICA DE GAMBUZA (SALA DE MÁQUINAS)

PLANO Nº III	Rev. A	Fecha: 25/08/2015	Idioma Esp.	Hoja 4/4

LEYENDA



ESCALA	Creado por: Jorge Soler	Aprobado por:	Proyecto Final de Carrera

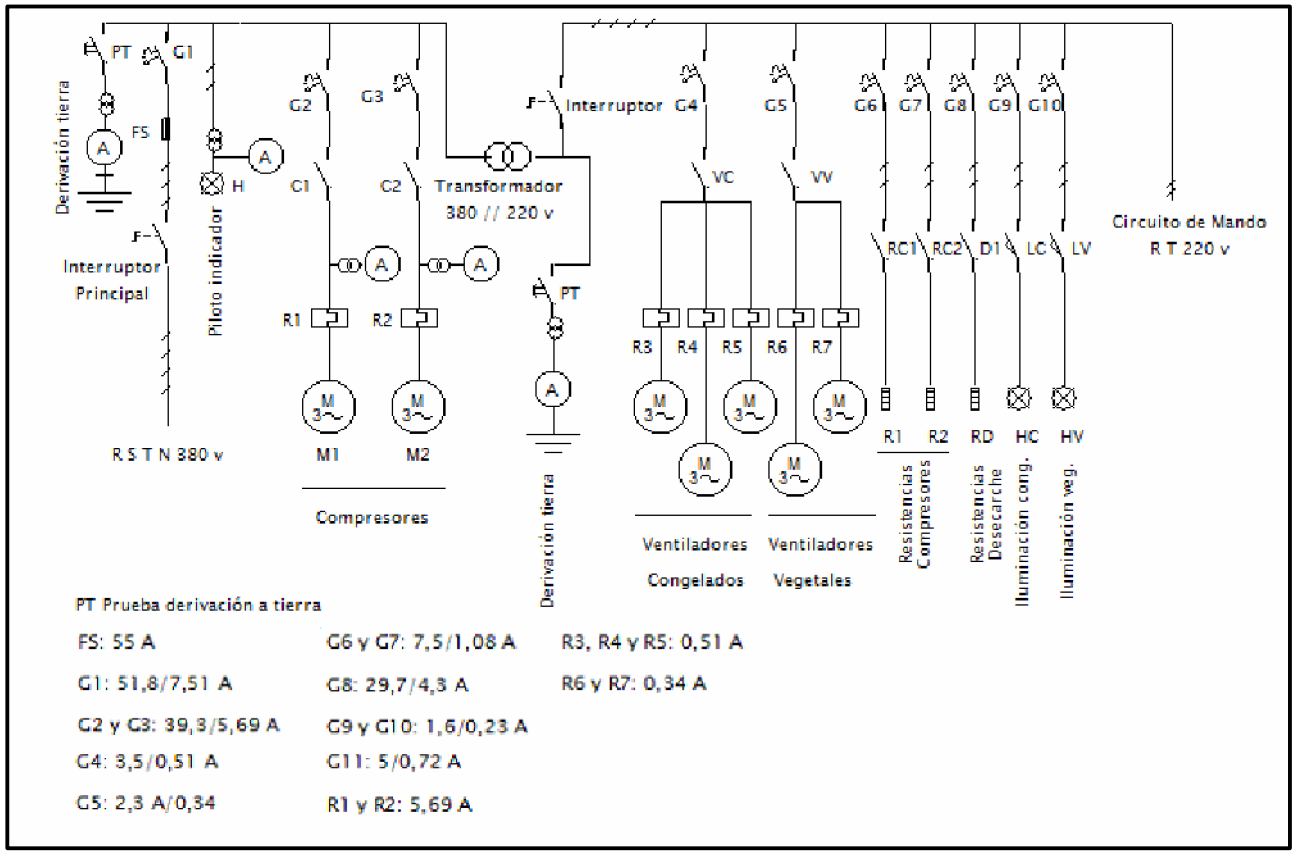
ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA DE SANTANDER

RENOVACIÓN DE LA INSTALACIÓN FRIGORÍFICA DE LA GAMBUZA DE UN REMOLCADOR DE ALTURA

ESQUEMA ELÉCTRICO DE LA INSTALACIÓN FRIGORÍFICA DE GAMBUZA (LEYENDA)

PLANO Nº IV	Rev. A	Fecha: 25/08/2015	Idioma Esp.	Hoja 1/4

CIRCUITO DE FUERZA



PT Prueba derivación a tierra

FS: 55 A

G1: 51,8/7,51 A

G2 y G3: 39,3/5,69 A

G4: 3,5/0,51 A

G5: 2,3 A/0,34

G6 y G7: 7,5/1,08 A

G8: 29,7/4,3 A

G9 y G10: 1,6/0,23 A

G11: 5/0,72 A

R1 y R2: 5,69 A

R3, R4 y R5: 0,51 A

R6 y R7: 0,34 A

ESCALA	Creado por: Jorge Soler	Aprobado por:	Proyecto Final de Carrera

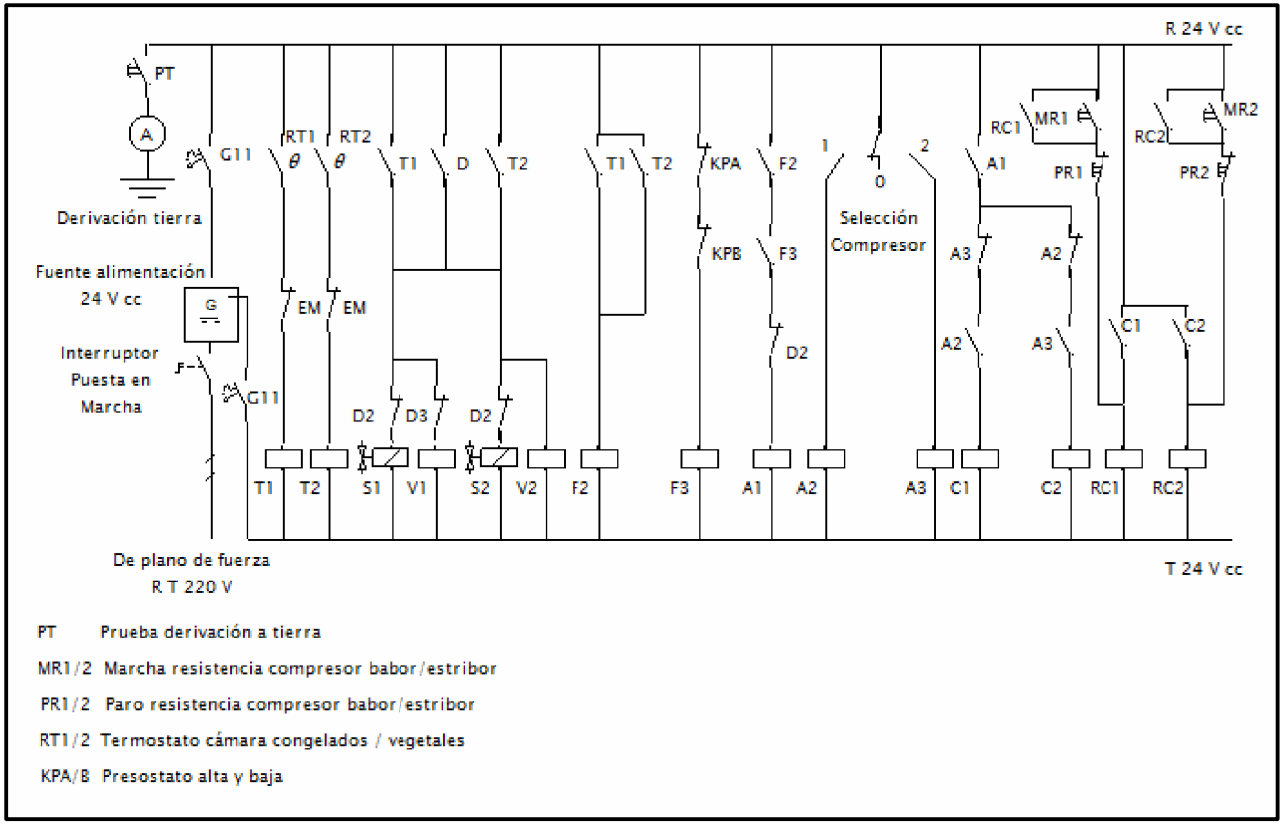
ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA DE SANTANDER

RENOVACIÓN DE LA INSTALACIÓN FRIGORÍFICA DE LA GAMBUZA DE UN REMOLCADOR DE ALTURA

ESQUEMA ELÉCTRICO DE LA INSTALACIÓN FRIGORÍFICA DE GAMBUZA (CIRCUITO DE FUERZA)

PLANO Nº IV	Rev. A	Fecha: 25/08/2015	Idioma Esp.	Hoja 2/4

CIRCUITO DE MANDO I



PT Prueba derivación a tierra

MR1/2 Marcha resistencia compresor babor/estribor

PR1/2 Paro resistencia compresor babor/estribor

RT1/2 Termostato cámara congelados / vegetales

KPA/B Presostato alta y baja

ESCALA	Creado por: Jorge Soler	Aprobado por:	Proyecto Final de Carrera

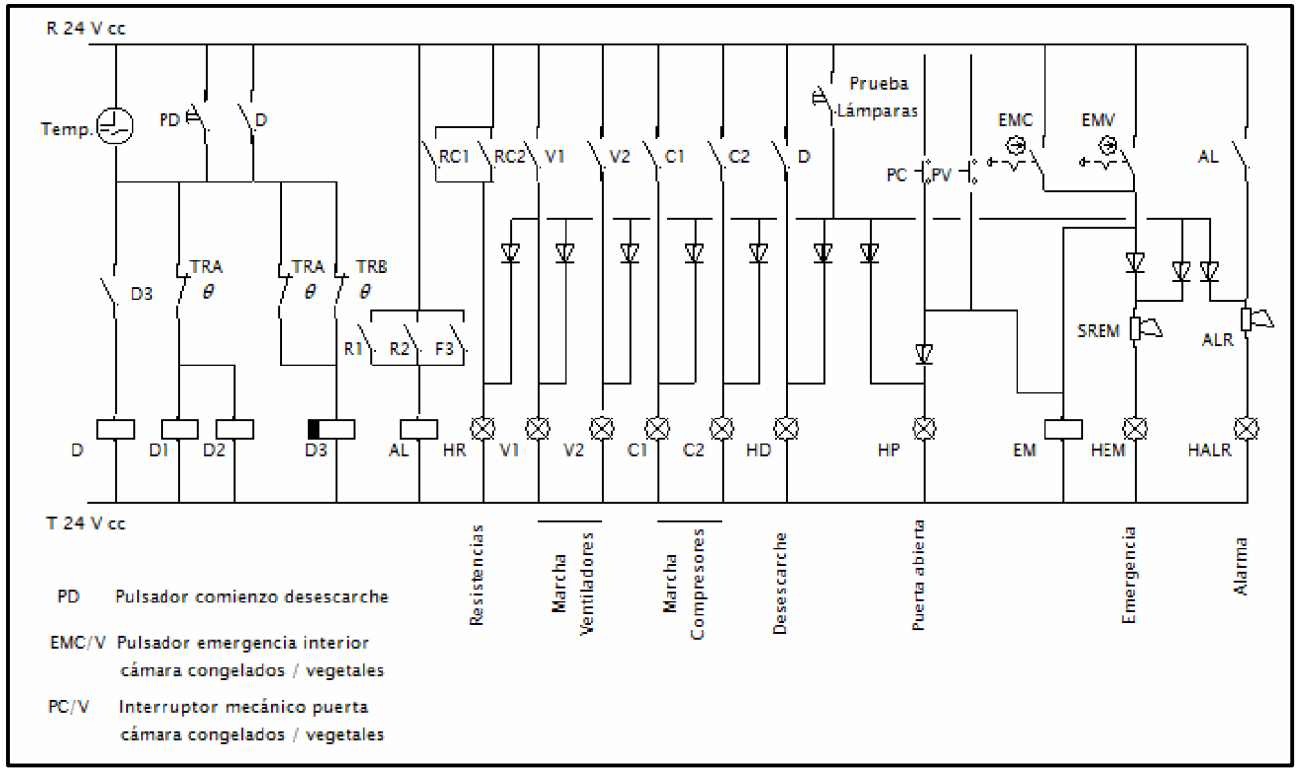
ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA DE SANTANDER

RENOVACIÓN DE LA INSTALACIÓN FRIGORÍFICA DE LA GAMBUZA DE UN REMOLCADOR DE ALTURA

ESQUEMA ELÉCTRICO DE LA INSTALACIÓN FRIGORÍFICA DE GAMBUZA (CIRCUITO DE MANDO I)

PLANO Nº IV	Rev. A	Fecha: 25/08/2015	Idioma Esp.	Hoja 3/4

CIRCUITO DE MANDO II



ESCALA	Creado por: Jorge Soler	Aprobado por:	Proyecto Final de Carrera

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA DE SANTANDER

RENOVACIÓN DE LA INSTALACIÓN FRIGORÍFICA DE LA GAMBUZA DE UN REMOLCADOR DE ALTURA

ESQUEMA ELÉCTRICO DE LA INSTALACIÓN FRIGORÍFICA DE GAMBUZA (CIRCUITO DE MANDO II)

PLANO Nº IV	Rev. A	Fecha: 25/08/2015	Idioma Esp.	Hoja 4/4

DOCUMENTO III

PLIEGO DE CONDICIONES

3.- Pliego de condiciones

El Pliego de Condiciones regula las relaciones entre el propietario, promotor del proyecto y los contratistas que lo van a ejecutar, señalando los derechos, obligaciones y responsabilidades mutuas entre la propiedad y la contrata.

Describe las condiciones generales del trabajo, la descripción del mismo, los planos que lo definen, la localización y su emplazamiento.

El pliego de condiciones de obras se compone de tres partes:

- Pliego de condiciones generales: Esta parte del documento incluirá la descripción general del contenido del proyecto, los criterios o aspectos normativos, legales y administrativos a considerar por las empresas que intervengan, listado de planos que componen el proyecto, etc. En España la normativa que se aplica en los Pliegos de Condiciones Generales es la norma UNE 24042.
- Pliegos de especificaciones técnicas: En este apartado se deben señalar las:
  - Especificaciones de materiales y equipos: deberán estar bien definidos todos los materiales, equipos, máquinas, instalaciones, etc. que se utilizarán en el proyecto. La definición se hará en función de códigos y reglamentos reconocidos. Las especificaciones hacen referencia a Normas y Reglamentos Nacionales (UNE, Normas MOPU, NBE, etc.) o Internacionales (DIN, ISO, etc.).
  - Especificaciones de ejecución: indica como será realizado el proyecto, es decir, su proceso de fabricación o construcción a partir de los materiales que serán utilizados.
- Pliego de cláusulas administrativas: En este apartado del Pliego determinara la forma de medir las partes ejecutadas del Proyecto, valorarlas y pagarlas.

3.1.- Pliego de condiciones generales

El objetivo del proyecto es renovar la instalación frigorífica de la gambuza de un remolcador de altura.

Es obligación de la empresa contratada de realizar el trabajo informarse sobre los elementos seleccionados en lo referente a la instalación de los mismos, teniendo en cuenta las prescripciones de este pliego, y a las normas administrativas legales vigentes en cuanto a seguridad en el trabajo y protección del medio ambiente.

Las normas aplicables en la ejecución de las obras son:

- Normas nacionales UNE.
- UNE 24042.
- Normas internacionales DIN, ISO.
- Real Decreto 769/1999, de 7 de mayo de 1999, Reglamento de Aparatos a Presión.
- Real Decreto 3099/2011, por el que se aprueba el Reglamento de Seguridad para Plantas e Instalaciones Frigoríficas.
- Real Decreto 842/2002 del 2 de agosto de 2002, Reglamento Electrotécnico de Baja Tensión.
- Ley 31/1995, de 8 de noviembre, de Prevención de Riesgos Laborales.

Las siguientes normas se deben cumplir estrictamente:

- Para la instalación de máquinas de refrigeración y la protección del personal EN 378-3 y EN 12693, sección 4.1.
- Para comprobar la máquina de refrigeración antes de su arranque, EN 378-2, sección 9.5.
- Para realizar nuevas pruebas EN 378-2, apéndice C.
- Para realizar las pruebas de corrosión EN 378-2, apéndice D.
- Para realizar el registro de una planta_ EN 378-2, sección 11.5 y EN 378-4, sección 6.6.

- Para tomar medidas en caso de emergencia EN 378-2, sección 11.2.3.
- Para instruir al personal operativo competente EN 378-4, sección 4.1
- Para mantenimiento y reparación EN 378-4, sección 5.
- Para recuperar, volver a usar o retirar los refrigerantes, aceites, refrigerantes secundarios y componentes de la máquina de refrigeración (por ej. filtros, secadores, aislamiento térmico), EN 378-4, sección 6.
- Para el tratamiento y almacenamiento de refrigerantes, EN 378-4, apéndice C.

Los planos adjuntos al proyecto del Documento II son:

Plano I: Disposición General del Buque Serantes.
Plano II: Disposición de la Instalación Frigorífica de Gambuza en el Buque Serantes.
Plano III: Isométrico Disposición Tuberías de la Instalación Frigorífica de Gambuza.

- Hoja 1: Cámaras frigoríficas.
- Hoja 2: Antecámara.
- Hoja 3: Cubierta principal.
- Hoja 4: Sala de Máquinas.

Plano IV: Esquema Eléctrico de la Instalación Frigorífica de Gambuza.

- Hoja 1: Leyenda.
- Hoja 2: Circuito de fuerza.
- Hoja 3: Circuito de mando I.
- Hoja 4: Circuito de mando II.

3.2.- Pliego de especificaciones

3.2.1.- Montaje de la instalación

Las especificaciones técnicas de los elementos seleccionados están definidas en el apartado 1.8 del Documento I. Si no aparece la información

requerida, en estos apartados se hace referencia a la documentación del fabricante de dichos elementos.

Compresores

Debido a que es un equipo crítico a bordo del buque en el que peligra la alimentación del personal en caso de falla del equipo se dispondrá de un compresor en reserva.

Los compresores cumplirán con las norma para la instalación de máquinas de refrigeración y la protección del personal EN 378-3 y EN 12693.

Las características de los compresores son:

COMPRESORES	
Tipo / Marca	**Alternativo / Bitzer**
Modelo	**Serie III Y**
Desplazamiento volumétrico	**7,9 m^3/h**
Potencia	**3 C.V.**
Potencia frig. A -25 ºC y tª cond. 40 ºC	**2040 W**
Tipo de accionamiento	**Motor eléctrico**
Calentador	**Eléctrico 140 W**

Como indica la Normativa ASHRAE en el capítulo 30:

- Se deberá evitar el arranque intermitente de los compresores para no producir picos de intensidad que puedan alterar los generadores eléctricos.
- Los ejes de rotación se dispondrán de proa a popa para evitar los efectos dañinos que ocurren en los cojinetes debidos a movimientos giroscópicos durante el balance.
- El compresor deberá ser lubricado correctamente en todas las condiciones de navegación en cuanto a trimado, asiento, balances y cabeceo.

Como norma general:

- Se prestara atención a la correcta instalación de la bancada a la que estará sujeta el compresor y motor eléctrico.
- Estos dos equipos estarán correctamente alineados y la correa de transmisión tendrá la flecha adecuada.
- Las juntas de las válvulas serán comprobadas para ver su estanqueidad.
- Se seleccionara el aceite compatible suministrado y acto seguido de lubricado el cárter se comprobara el libre giro del cigüeñal que impida un avería por gripado en el arranque.

Según la norma "IF–009 Protección de las Instalaciones contra Sobrepresiones": Todo compresor que funcione a más de 1 kg/cm2, y con desplazamiento superior a 1,5 metros cúbicos por minuto, ha de estar protegido por una válvula de seguridad o disco de rotura, en su descarga, antes de cualquier válvula de paso o maniobra.

Condensador

Dado que la instalación es un equipo crítico, al igual que debe haber dos compresores se dispondrá de dos unidades condensadoras, las cuales harán a su vez de recibidor, por tener capacidad para almacenar el gas refrigerante del circuito de refrigeración.

Las características del, condensador serán:

CONDENSADORES	
Tipo / Marca	**Multitubular horizontal / Bitzer**
Modelo	**K073HB dos etapas**
Capacidad térmica	**8,9 kW**
Caudal máximo	**2,75 m^3/h**
Caída de presión	**0,11 bar**
Temperatura de condensación	**40 C**
Peso	**11,5 kg**

Como norma general se prestara atención a la conexión de agua de mar de refrigeración del condensador de forma que no haya restricciones

importantes y con codos a 45º. Se tomarán las medidas oportunas para eliminar la corrosión galvánica del agua de mar.

Cumplirá con las normas:

- Por normativa ASHRAE serán instalados de proa a popa.
- Real Decreto 865/2003, de 4 de julio, por el que se establecen los criterios higiénico-sanitarios para la prevención y control de la legionelosis.
- Norma ISO 9002, calidad cuyo sello será presentado por el fabricante.

Evaporadores

Lo evaporadores serán independientes en cada una de las dos cámaras. El de la cámara de congelados y el de la cámara de vegetales serán diferentes, debido a que tienen temperaturas de conservación distintas.

Las características de cada evaporador son:

EVAPORADORES			
CARACTERÍSTICAS	UNIDADES	CÁMARA	
		CONGELADOS	VEGETALES
Tipo / Marca	-	De techo / FRIGA-BOHN	De techo / FRIGA-BOHN
Modelo	-	MRE-160	MR-110
Paso aletas	mm	4,23	4,23
Superficie	m^2	8,04	3,66
Ventiladores	W	3 de 38	2 de 38
Proyección de aire	m	4,1	3,7
Caudal de aire	m^3/h	880	650
Volumen interno	dm^3	1,1	0,63
Capacidad nominal	W	1210	1070
Desescarche	W	960	-
Peso	kg	15	8

Se atenderá a la correcta instalación de las válvulas solenoides y manuales, y se prestara atención a la situación del bulbo que será colocado en la salida del evaporador para que pueda representar el grado de recalentamiento del mismo.

El evaporador se instalará según normativa ASHRAE a una distancia mínima del suelo de 1.5 m y 30 cm de separación del mamparo de forma que se permita una correcta movilidad del aire en la cámara.

Se instalara bandeja de desagüe debajo de este que recoja el agua posterior al desescarche, la disposición de la tubería de desagüe se realizará en obra en el momento de la instalación y tendrá una resistencia que se calentará a la vez que las del evaporador. En la cámara de vegetales no será necesaria dicha resistencia en la tubería de desagüe del evaporador.

Cumplirán con la normativa contra la legionela:

- Real Decreto 865/2003, de 4 de julio, por el que se establecen los criterios higiénico-sanitarios para la prevención y control de la legionelosis.
- Normativa EUROVENT, certifica el rendimiento de los equipos que operan en el ámbito de tratamiento de aire, aire acondicionado y sistemas de refrigeración de acuerdo a normas europea e internacionales. El objetivo es fortalecer la confianza de los clientes a través de una plataforma común para todos los productores y aumentar la integridad y exactitud de las evaluaciones de la industria. Es decir lo rendimientos y datos de los evaporadores estarán registrados por este organismo.

Válvulas de expansión termostáticas

Las válvulas de expansión termostáticas son de la misma capacidad nominal para las dos cámaras, lo que mejorara el mantenimiento de estas o posibilidad de reparación ya que pueden ser intercambiables entre si.

Se prestara atención a la correcta instalación de las mismas:

- Estarán instaladas en forma vertical.
- El bulbo será colocado a la salida del evaporador, para obtener el grado de recalentamiento adecuado.
- El grado de recalentamiento vendrá dado de fábrica.
- Solo se modificara el grado de recalentamiento si hiciese falta en condiciones estables de operación evitando en todo momento descensos en caliente, en cambios bruscos de carga en la cámara.

Una vez instaladas las mismas y se haya realizado el purgado del circuito se desmontara la válvula y se limpiara el filtro interior.

Las características de las válvulas de expansión serán:

VÁLVULAS EXPANSIÓN TERMOSTÁTICAS	
Marca	**Danfoss**
Modelo	**TS 2 N**
Capacidad nominal	**1,2 kW.**
Orificio	**0,1 mm**

Instalación de tubería

La instalación de la tubería será efectuada en base a la normativa siguiente:

- Reglamento de Seguridad para Plantas e Instalaciones Frigoríficas.
  - MI. IF-005.- Materiales empleados en la construcción de equipos frigoríficos.
  - MI. IF-010.- Estanquidad de los elementos de un equipo frigorífico.
  - MI. IF-013.- Instalaciones y conservadores frigoristas autorizados.
- La tubería cumplirá con la norma EN12735 - 1: 2001.

El refrigerante de esta instalación será R404A por lo que formara parte del grupo 1, lo que permitirá realizar soldaduras blandas en la tubería de cobre.

Se emplearan dobladores de tubo en los puntos donde sea necesario doblar el tubo, de forma que este no se deforme y aumente la perdida de carga en la línea

Se tomara la tubería de cobre seleccionada, y no se alterara en ningún momento el diámetro de esta, es decir no se podrá sustituir en ningún momento por otra de mayor o menor diámetro. Los diámetros seleccionados son:

- Línea de líquido: diámetro nominal 15 mm.
- Línea de aspiración: diámetro nominal 35 mm.
- Línea de descarga: diámetro nominal 18 mm.

La línea de aspiración ira cubierta de un aislamiento de poliuretano adecuado para reducir al mínimo el recalentamiento del gas durante su recorrido.

Instalación de válvulas

Las válvulas normalmente poseen una única dirección de circulación del refrigerante por lo que se asegurara en todo momento que están instaladas en el sentido único y correcto de forma que no se bloquee el paso de refrigerante.

Se emplearan abocardadores en la tubería para conexión con válvulas y siempre comprobando después su estanqueidad.

Accesorios

Los accesorios y las especificaciones técnicas de los accesorios están definidos en el apartado 1.8.7 del Documento I.

Instalación eléctrica

La instalación eléctrica se realizará conforme a:

- El Reglamento Electrotécnico de Baja Tensión, REBT, año 2009.

- La instrucción MÍ. IF-012: Instalaciones Eléctricas.

Por tanto:

- El cuadro eléctrico principal estará ubicado en la cámara de máquinas en las cercanías del grupo compresor – condensador y en el se instalaran los elementos de protección principales.
- Se podrá visualizar desde el exterior el amperaje mostrado por el amperímetro o en su lugar la potencia mostrada por el ratímetro de forma que sea fácilmente legible por los oficiales de máquinas.
- Se dispondrá de bombilla indicadora del equipo que esté en marcha.
- Se podrá seleccionar el equipo correspondiente desde el exterior sin necesidad de acceder al cuadro eléctrico.
- Los arrancadores de los ventiladores de los evaporadores de las gambuzas estarán a la entrada de estas y en ellos se alojaran lo temporizadores y relés de secuencia de arranque, paro, desescarche, etc.
- Se dispondrá de la iluminación adecuada para la libre circulación de personas en la cámara frigorífica, que como se ha especificado en el apartado 1.6.2.6 en el Documento I, será de dos tubos fluorescentes de 15 W en cada cámara.
- En las cámaras acondicionadas para funcionar a temperatura bajo cero o con atmósfera artificial, se dispondrán junto a la puerta, y por su parte interior, dos dispositivos de llamada (timbre, sirena o teléfono), uno de ellos conectado a una fuente propia de energía (batería de acumuladores, etcétera), convenientemente alumbrados con un piloto y de forma que se impida la formación de hielo sobre aquél. Este piloto estará encendido siempre que estén cerradas las puertas y se conectará automáticamente a la red de alumbrado de emergencia.

Comentarios sobre el montaje de la instalación frigorífica

Se prestara atención a la seguridad en cuanto a equipos rotativos poniéndose protección entre el motor y compresor para impedir que las correas trapezoidales puedan causar daños físicos.

Se recubrirá la tubería de descarga del compresor hacia el separador de aceite para evitar quemaduras.

Se asegurara los componentes a la cubierta del barco y se instalaran tornillos de calidad 8.8 con arandelas de presión que eviten huelgos por vibraciones.

Se instalara abarcones con protección de cobre para fijar los diferentes elementos cilíndricos que componen la instalación, incluidos las tuberías de cobre

Programa montaje instalación

Dado que para ejecutar el proyecto se requiere que las cámaras estén vacías y estarán fuera de servicio durante la obra, el barco no podrá navegar, por lo que es de vital importancia que se realicen los trabajos lo más rápido posible y a ser posible al mismo tiempo que en una reparación general del buque.

Los trabajos a realizar por la empresa contratada son los siguientes:

- Desmontar instalación antigua, retirar estanterías cámaras, retirar iluminación, retirar instalación eléctrica,...
- Montaje compresor, condensador y evaporador.
- Montaje tuberías y válvulas.
- Pintura.
- Montaje de estanterías en cámaras.
- Montaje instalación eléctrica.
- Pruebas instalación y purga circuito.

El trabajo se realizará en un periodo de siete días laborables y se procederá de la siguiente manera:

1. El primer día se desmontarán todos los elementos de la Sala Máquinas.
   Se comenzarán a fabricar las tuberías según plano anexo al proyecto.
2. El segundo día se desmontarán las tuberías de la cubierta principal, incluido el separador de líquido, y de la gambuza.
   Se comenzará el montaje de compresor, separador de aceite y condensador
3. El tercer día se retirarán las estanterías y evaporadores de convección natural de las cámaras frigoríficas.
   Se montaran las tuberías de la cubierta principal y el nuevo separador de líquido.
   Se terminará el montaje de compresor, separador de aceite y condensador
4. El cuarto día se instalará el evaporador y la instalación eléctrica de la gambuza. Se montarán las tuberías y accesorios de la Sala Máquinas.
5. El quinto día se montará la instalación eléctrica de la Sala Máquinas y las tuberías y accesorios en la gambuza.
6. El sexto día se montarán las estanterías en las cámaras frigoríficas y se pintará la instalación.
   Al final de la jornada, si es necesario, se presurizarán las tuberías para realizar al día siguiente las pruebas precisas.
7. El séptimo día se realizarán las pruebas y purga de la instalación.

3.2.2.- Puesta en marcha de la instalación

Una vez finalizado el montaje debemos proceder a la puesta en marcha de la instalación.

Lo primero es realizar los siguientes puntos:

- Revisión visual de tuberías, válvulas y resto de elementos de la instalación. Comprobar que todos los elementos están en la posición correcta y conectados correctamente
- Comprobar la alimentación eléctrica a los cuadros de control.
- Comprobar los sistemas de alarma de la instalación y de hombre encerrado en la cámara.
- Comprobar los desagües y la resistencia del de la cámara de congelados.

Antes de la puesta en marcha,, propiamente dicha, se debe realizar una serie de operaciones previas:

- Prueba de estanqueidad.
- Purgado de aire.
- Carga de refrigerante.

Estas operaciones garantizan que todos los elementos de la instalación funcionan correctamente y se encuentran en buen estado.

Prueba de estanqueidad

El fin de la prueba de estanqueidad es localizar posibles fugas y comprobar visualmente que los elementos de la instalación soportan correctamente la presión de prueba.

La prueba se realizará con nitrógeno seco y el dispositivo para elevar la presión del circuito debe estar provisto de manómetro a la salida y tener válvula de seguridad o limitador de presión

Durante la prueba:

- No permitir personas en las inmediaciones de la instalación.
- Asegurarse que manómetros, presostatos, sensores y transmisores no están expuestos a la presión de prueba.
- La presión de prueba no debe exceder la presión máxima de diseño de la instalación, 25 bar.

- Reducir la presión a 10 bar durante 24 horas, y comprobar que tiene fugas, si es estanca deberá mantener la presión.
- Comprobar uniones soldadas, codos, etc. y utilizar un detector de fugas, o en su defecto aplicar solución jabonosa, para comprobar fugas manteniendo los 10 bares de presión.

Purgado de aire

Para realizar el purgado de aire, y así retirar su contenido en agua, se hará mediante el vacío de una bomba que llevará instalado un vacuómetro

Es recomendable realizar el purgado de la siguiente manera:

- Evacuar el vapor mediante la bomba de vacío a una presión menor de 5mmHg.
- Soplar la instalación con nitrógeno seco o aire seco a presión atmosférica.
- Quitar la bomba de vacío y comprobar que la presión no sube en unas horas, si la instalación posee agua esta se evaporara y hará subir la presión.
- Si es posible se realizará el purgado del aire antes de introducir el aceite al compresor.

Carga de refrigerante

Dado que el refrigerante seleccionado R404A es una mezcla zeotrópica debe cargarse en fase líquida.

Para conocer la cantidad de refrigerante que se introduce en la instalación se puede usar una báscula que pese el recipiente de refrigerante.

El proceso de carga es de la siguiente manera:

- Conectar la salida de líquido de la botella de refrigerante a la toma central del puente de manómetros con una manguera flexible.
- Conectar con otra manguera flexible, la toma de alta del puente de manómetros a la parte de alta presión de la instalación.

- Purgar las mangueras de carga con refrigerante para que salga fase líquida.
- Asegurarse de que las solenoides de la instalación están cerradas.
- Abrir la válvula de la botella, la válvula del manómetro y finalmente la válvula de la instalación.
- Dejar entrar refrigerante en fase líquida hasta que observemos que no entra más, se igualan las presiones de la botella y de la instalación.
- Cerrar las válvulas de carga y del manómetro de alta y conectar la toma de baja presión.
- Purgar la manguera de baja presión y abrir la solenoide.
- Poner en marcha el compresor y encender las resistencias del cárter.
- Abrir un poco la válvula del manómetro de baja del puente. De esta forma saldrá líquido de la botella, y se expansionará en la válvula del puente de manómetros entrando en estado gaseoso por el lado de baja. El visor del puente de manómetros nos ayudará a verificar que es así.
- Cargar hasta que el recalentamiento se sitúe en valores correctos
- Tras un tiempo prudencial, comprobar que en el visor de líquido no pasan burbujas continuamente.
- Cerrar la válvula de la botella de refrigerante, con las válvulas de baja y del manómetro de baja abiertas; así se vaciarán las mangueras de refrigerante y luego cerrar la válvula de carga del lado de baja de la instalación y retirar las mangueras flexibles.

Si se observa que la manguera se escarcha, que el aceite del compresor hace espuma o que el ruido del compresor cambia, cerrar inmediatamente la válvula del puente de manómetros, esperar unos segundos a que dichos síntomas desaparezcan y reanudar el proceso de carga.

Puesta en marcha

1. Comprobar que están abiertas las válvulas necesarias.
2. Comprobar el paso de agua de mar por el condensador.

3. Encender el interruptor general del cuadro eléctrico principal y el interruptor del cuadro eléctrico de la gambuza.
4. Poner el selector del compresor en la del compresor que va a trabajar. Se abrirán las válvulas solenoides y se observará que la presión de baja empieza a subir por efecto del refrigerante inyectado por las válvulas de expansión.
5. Cuando el presostato lo ordene arrancará el compresor y su resistencia.
6. La presión de alta del sistema inicialmente empezará a subir y la presión de baja, bajará. Posiblemente, el sistema necesitará que se complete la carga en refrigerante con lo que es posible que el compresor pare por presostato de baja (en este caso pudiera observarse que bajan las presiones de alta y baja simultáneamente).
7. Completar la carga de refrigerante de la instalación. Para ello tenemos diferentes métodos:
   - Cargar refrigerante hasta la ausencia de burbujas en el visor con el sistema en carga y en condiciones próximas al punto de trabajo.
   - Cargar refrigerante hasta ajustar el recalentamiento con los manómetros y termómetros adecuados. A medida que aumentamos la carga este irá disminuyendo. En condiciones próximas al punto de trabajo (en carga y temperatura cercana a la de consigna), deberemos tener un valor de 12 K de recalentamiento total.
   - Cargar refrigerante hasta ajustar el subenfriamiento con los manómetros y termómetros adecuados, deberemos tener un valor de 5 K.
   - Cargar refrigerante hasta ajustar presiones de evaporación y condensación, 2,40 y 19,49 bar.
8. Comprobar que las cámaras descienden la temperatura.
9. Comprobar el recalentamiento de cada una de las válvulas de expansión de la instalación, regular si fuese necesario.

10. Una vez estabilizado el funcionamiento, comprobar los siguientes datos:

    - Presión de alta: Debe ser coherente con la temperatura del agua de mar en el condensador.
    - Presión de baja: Debe ser coherente con el diseñó de la instalación.
    - Subenfriamiento de líquido: Debe estar entre 4 y 10ºC para temperaturas ambiente en el entorno de los 20ºC.
    - Recalentamiento de aspiración: Debe estar 3 y 12ºC.
    - Temperatura de descarga: Mínimo 10 K por encima de la temperatura saturada correspondiente a la presión de alta.
    - Temperatura de condensación del refrigerante: Debe estar entre 10 y 15ºC por encima de la del agua de refrigeración.
    - Temperatura del compresor de unos 50ºC en el lado de alta.
    - Consumos amperaje de los compresores: Similar al consumo nominal de placa de características.
    - Consumos de los ventiladores: Inferiores o iguales a las características de la placa del ventilador

11. Comprobar que el número de arranques del compresor por hora no excede el máximo permitido por el fabricante del compresor.
12. Comprobar que la posición de las sondas de desescarche de los evaporadores están colocadas en el lugar del evaporador más desfavorable a efectos de desescarche, esto es, el último sitio donde se funde el hielo.
13. Programar el desescarche, se recomienda de tres a cuatro desescarches diarios en climas templados. La frecuencia de desescarche variará en función de las inspecciones periódicas visuales realizadas en la cámara de congelador.

Mantenimiento

El mantenimiento programado de los diferentes elementos de la instalación vendrá dado por los fabricantes y será realizado por los oficiales de máquinas del remolcador.

- Paro y arranque del compresor durante un breve periodo de tiempo:
  - En periodos cortos de tiempo no es necesario cerrar las válvulas de aspiración y descarga del compresor.
  - Realizar el arranque del compresor al mínimo de capacidad, si se tiene esa posibilidad, para reducir una caída de presión súbita en el circuito del refrigerante que pueda nebulizar el aceite del compresor.
- Parada del compresor por periodos breves, de dos a tres días:
  - Cerrar válvulas de alimentación de refrigerante a los evaporadores.
  - Parar el compresor y cerrar válvulas de aspiración, descarga y retorno de aceite.
  - Quitar corriente a los cuadros de control.
- Parada del compresor durante más de tres días:
  - Cerrar válvula de líquido después del condensador-recibidor.
  - Ajustar presostato de baja y recuperar la mayor cantidad de freón de los evaporadores.
  - Permitir que la temperatura en los evaporadores suba y repetir la operación.
  - Cuando la presión haya bajado hasta la presión atmosférica, parar el compresor y cerrar válvulas de aspiración, descarga y retorno de aceite.
  - Parar refrigeración al condensador.
  - Quitar corriente a los cuadros de control.
  - Inspeccionar el sistema en busca de pérdidas de refrigerante.

3.3.- Pliego de condiciones administrativas

3.3.1.- Medición y valoración de la obra

La naviera verificará los planos y efectuará las mediciones correspondientes. La naviera se pondrá de acuerdo con la contrata, volviendo a verificar las anomalías y en su caso se tomarán las medidas oportunas.

Tal fin pretende asegurar la continuidad de las obras, sin que falte material para su ejecución y evitando de esta forma posibles retrasos.

3.3.2.- Requisitos de contratas y operarios de montaje

La mano de obra que instale los diferentes equipos que componen la instalación estará en todo caso preparada, entrenada y titulada debiendo haber en todo momento Oficiales de Primera con experiencia demostrable:

- Deberán estar en posesión, como mínimo, de un título o certificado de estudios de Oficialía Industrial, en la especialidad de instalador o conservador - reparador frigorista o equivalente.
- Los títulos serán concedidos por las Delegaciones Provinciales del Ministerio de Industria y Energía
- Los instaladores y conservadores - reparadores frigoristas autorizados ejercerán sus actividades dentro de un estricto cumplimiento del Reglamento de Seguridad para Plantas e Instalaciones Frigoríficas.
- Es obligación de la contrata cumplir la normativa vigente en cuanto a Prevención de Riesgos y Protección del Medio Ambiente durante la ejecución de los trabajos

3.3.3.- Abono de la obra

En el contrato se deberá fijar detalladamente la forma y plazos en que se abonará la obra realizada. Las liquidaciones parciales que puedan establecerse tendrán carácter de documentos provisionales a buena cuenta, sujetos a las certificaciones que resulten de la liquidación final, no

suponiendo, dichas liquidaciones, aprobación ni recepción de las obras que comprenden.

Terminadas las obras se procederá a la liquidación final que se efectuará de acuerdo con los criterios establecidos en el contrato.

3.3.4.- Precios

La empresa contratada presentará, al formalizarse el contrato, la relación de los precios de las unidades de obra que integren el proyecto, los cuales de ser aceptados, tendrán valor contractual y se aplicarán a las posibles variaciones que pueda haber.

Estos precios unitarios, se entiende que comprenden la ejecución total de la unidad de obra, incluyendo todos los trabajos, aún los complementarios y los materiales, así como la parte proporcional de imposición fiscal, las cargas laborales y otros gastos repercutibles.

En caso de tener que realizarse unidades de obra no previstas en el proyecto, se fijará su precio, antes de iniciar la obra, y se presentará al armador para su aceptación o no.

3.3.5.- Penalizaciones por retrasos

Al encargarse el trabajo, se fijará por ambas partes, el programa con la fecha de inicio y de terminación.

Es importante realizar el montaje de la instalación en el tiempo estipulado ya que durante ese tiempo el buque estará fuera de servicio, lo que supone un coste para la naviera.

Solo se considerarán demoras excusables los retrasos o interrupciones imputables a causas de fuerza mayor, tales como huelgas generales, catástrofes naturales etc.

Por retrasos en los plazos de entrega de las obra, se podrán establecer tablas de penalización cuyas cuantías y demoras se fijarán en el contrato. Estas cuantías podrán, bien ser cobradas a la finalización de las obras, o bien ser descontadas de la liquidación final.

3.3.6.- Medidas de seguridad

La empresa contratada deberá cumplir en todo momento las leyes y regulaciones relativas a seguridad e higiene en el trabajo. El incumplimiento de éstas, será objeto de sanción, siguiendo las especificaciones redactadas en el contrato, donde vendrán reflejadas las distintas cuantías en función de la falta detectada laboral.

La empresa contratada tiene la obligación de realizar la evaluación de riesgos de la obra y tomar las medidas oportunas para ejecutar el trabajo de acuerdo a la normativa vigente en cuanto a seguridad y protección del medioambiente.

Los trabajadores deberán recibir la formación en cuanto a seguridad en el buque, conociendo su función en el plan de evacuación del buque y lucha contraincendios

DOCUMENTO IV

PRESUPUESTO

4.- Presupuesto

Para el cálculo del presupuesto se tendrá en cuenta todos los elementos seleccionados en el apartado 1.8 del Documento I: Memoria, la mano de obra, los gastos generales, el beneficio industrial, los gastos de licencias y trámites, los honorarios del proyectista y el IVA.

4.1.- Partida de material

A continuación se muestra el coste del material necesario para realizar la ejecución del proyecto.

COMPRESOR			
MARCA	**UNIDADES**	**PRECIO POR UNIDAD**	**IMPORTE TOTAL**
Bitzer Serie III Y	2	1900 eur./unid.	**3800**

CONDENSADOR			
MARCA	**UNIDADES**	**PRECIO POR UNIDAD**	**IMPORTE TOTAL**
Bitzer K073HB	2	850 eur./unid.	**1700**

EVAPORADOR			
MARCA	**UNIDADES**	**PRECIO POR UNIDAD**	**IMPORTE TOTAL**
Friga Bohn MRE-160	1	1025 eur./unid.	1025
Friga Bohn MR-110	1	1150 eur./unid	1150
TOTAL	-	-	**2175**

VÁLVULA DE EXPANSIÓN TERMOSTÁTICA			
MARCA	**UNIDADES**	**PRECIO POR UNIDAD**	**IMPORTE TOTAL**
Danfoss TS 2N	2	55,5 eur./unid.	**111**

TUBERÍAS				
MARCA	**MARCA**	**UNIDADES**	**PRECIO POR UNIDAD**	**IMPORTE TOTAL**
Línea de aspiración	Tubería de cobre 35 mm DIN-EN 12735-1	40 m	21,14 eur./m	844
	Codos a 90º de cobre 35 mm	22	6,6 eur./unid.	145,20
	T recta de cobre 35 mm	1	7,91 eur./unid.	7,91
	Aislamiento FOF/Armaflex	40 m	3,11 eur./m	124,40
Línea de descarga	Tubería de cobre 18 mm DIN-EN 12735-1	0,5 m	10,46 eur./m	5,23
Línea de líquido	Tubería de cobre 15 mm DIN-EN 12735-1	45	16,10 eur./m	724,50
	Codos a 90º de cobre 15 mm	30	0,49 eur./unid.	14,70
	T recta de cobre 15 mm	1	0,70 eur/unid	0,70
TOTAL	**-**	**-**	**-**	**1866,64**

VÁLVULAS			
MARCA	**UNIDADES**	**PRECIO POR UNIDAD**	**IMPORTE TOTAL**
Válvula de cierre recta BML 12 Danfoss	3	21,10 eur./unid.	63,30
Válvula de cierre en ángulo SVA 10 angle Danfoss	2	30,50 eur./unid.	71
Válvula de cierre recta BML 6 angle Danfoss	8	21,10 eur./unid.	168,80
Válvula de cierre en ángulo SVA 6 angle Danfoss	6	30,50 eur./unid.	183
Válvula de seguridad de presión SFA 15 Danfoss	2	23,30 eur./unid.	46,60
Válvulas solenoides AKV 10-6 Danfoss	2	37,20 eur./unid.	74,40
Válvula reguladora de presión KVP 12	1	225 eur./unid.	225
Válvula agua condensador WVFX 25^2	1	129	129
TOTAL	**-**	**-**	**961,10**

ESTANTERÍAS			
MARCA	**UNIDADES**	**PRECIO POR UNIDAD**	**IMPORTE TOTAL**
Estantería inoxidable con paneles propileno y cajones Esmelux ref 11378904	5	245	**1225**

REFRIFERANTE R404A			
MARCA	**UNIDADES**	**PRECIO POR UNIDAD**	**IMPORTE TOTAL**
Eurorefrigerant Ref. TR404 10 kg	1	169	**169**

ACEITE COMPRESOR BSE 32			
MARCA	**UNIDADES**	**PRECIO POR UNIDAD**	**IMPORTE TOTAL**
Bitzer BSE 32 5 l	1	37,20	**37,20**

ACCESORIOS			
MARCA	**UNIDADES**	**PRECIO POR UNIDAD**	**IMPORTE TOTAL**
Filtro deshidratador DML 032 Danfoss	1	105 eur./unid.	105
Separador de aceite OUB 1 Danfoss	2	175 eur./unid	350
Visor de líquido SGP 10s Danfoss	1	34,40 eur./unid.	34,40
Separador de líquido LCY 16 Carly	1	117 eur./unid.	120
TOTAL	-	-	**609,4**

REGULACIÓN Y CONTROL			
MARCA	**UNIDADES**	**PRECIO POR UNIDAD**	**IMPORTE TOTAL**
Presostato KP 1 Danfoss	1	41,70	41,70
Presostato KP 5 Danfoss	1	41,70	41,70
Manómetro (alta y baja) M2-500-DS-R-507 Refco	2	14,10 eur/unid.	28,20
Termostato RT-11 Danfoss	1	159,40 eur./unid.	159,40
Termostato RT-14 Danfoss	1	159,40 eur./unid.	159,40
Termómetros F-87-R-100	2	47,40 eur./unid.	95,40
TOTAL	-	-	**525,80**

INSTALACIÓN ELÉCTRICA			
MARCA	**UNIDADES**	**PRECIO POR UNIDAD**	**IMPORTE TOTAL**
Material eléctrico diverso	-	-	**2000**

4.2.- Partida de personal y seguridad en el trabajo

La partida de personal comprende el coste de la mano de obra. La mano de obra será personal cualificado, y se intentará simultanear los trabajos para disminuir el número de días de parada de la instalación.

La jornada laboral será de ocho horas y el trabajo se realizará en un total de siete días.

Los trabajos a realizar por la empresa contratada son:

1. Desmontar instalación antigua, retirar estanterías cámaras, retirar iluminación, retirar instalación eléctrica,...
2. Montaje compresor, condensador y evaporador.
3. Montaje tuberías y válvulas.
4. Pintura.
5. Montaje de estanterías en cámaras.
6. Montaje instalación eléctrica.
7. Pruebas instalación y purga circuito.

PARTIDA DE PERSONAL				
TRABAJO	**OPERARIOS**	**TIEMPO (días)**	**COSTE (eur/h)**	**COSTE TOTAL**
1	2	3	25	1200
2	2	3	50	2400
3	2	3	50	2400
4	1	1	25	200
5	2	1	35	280
6	2	2	50	1600
7	2	2	50	1600
TOTAL	**-**	**-**	**-**	**9680**

La partida de seguridad en este caso es cero ya que no son necesarios andamios, medios de elevación,… Los únicos medios de seguridad a aplicar son los EPIS de los trabajadores de la contrata, que por ley, corren a cuenta de su propia empresa.

4.3.- Presupuesto general

El presupuesto general es la suma de las partidas de material, de personal y de seguridad, añadiendo un 10% en gastos de licencias y trámites, un 9% de gastos generales, un 13% de beneficio industrial, los honorarios del proyectista y el IVA.

PRESUPUESTO GENERAL	
PARTIDA	**COSTE (euros)**
Material	15.614,57
Personal	9.680
Seguridad	0
Total partidas – Base imponible	**25.474,57**
Licencias y trámites (10% total partidas)	**2.547,45**
Gastos Generales (9%)	**2.292,71**
Beneficio Industrial (13%)	**3.311,69**
Honorarios proyectista	**2.000**
Total	**35.626,42**
IVA (21%)	**7.481,54**
Presupuesto total	**43.108**

El importe total del cálculo de la renovación de la instalación de refrigeración de la gambuza y de su montaje del buque "Serantes" es de cuarenta y tres mil ciento ocho euros.

Presupuesto total: 43.108 euros

Ingeniero Técnico Naval

Jorge Soler Osteicoechea