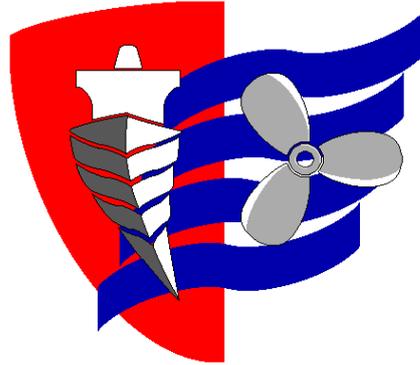


ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA



Trabajo Fin de Grado

**CÁLCULO Y DISEÑO DEL CIRCUITO DE
REFRIGERACIÓN CENTRALIZADA EN UN
BUQUE PORTACONTENEDORES**

*Calculation and design of the centralized
refrigeration circuit of a container ship*

Para acceder al Título de Grado en

INGENIERÍA MARÍTIMA

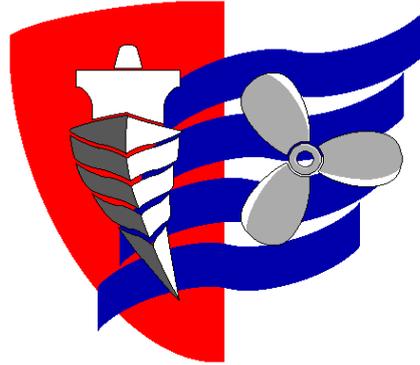
Autora: Olaia Olano Cuñado

Director: Belén Río Calonge

CoDirector: Manuel Alfredo Girón Portilla

Octubre - 2019

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA
UNIVERSIDAD DE CANTABRIA



Trabajo Fin de Grado

**CÁLCULO Y DISEÑO DEL CIRCUITO DE
REFRIGERACIÓN CENTRALIZADA EN UN
BUQUE PORTACONTENEDORES**

*Calculation and design of the centralized
refrigeration circuit of a container ship*

Para acceder al Título de Grado en

INGENIERÍA MARÍTIMA

Octubre- 2019

ÍNDICE

Resumen	5
Palabras clave	5
Summary	6
Keywords	6
1. Memoria.....	8
1.1. Objeto	8
1.2. Alcance	9
1.3. Antecedentes.....	9
1.3.1. Datos principales del buque	10
1.3.2. Datos de los equipos de propulsión y maniobra.....	11
1.3.3. Datos relevantes a la capacidad de carga y de los tanques	11
1.3.4. Clasificación del buque según normativa	12
1.4. Normas y Referencias	12
1.4.1. Normas.....	12
1.4.2. Bibliografía	13
1.5. Definiciones y abreviaturas.....	14
1.6. Requisitos de diseño.....	15
1.6.1. Descripción del circuito de agua de mar	15
1.6.2. Descripción del circuito de baja temperatura	16
1.6.3. Descripción del circuito de alta temperatura	16
1.7. Análisis de soluciones.....	17
1.7.1. Elementos de los circuito de agua de mar	17
1.7.1.1. Tomas de mar	17
1.7.1.2. Descargas al mar	17

1.7.1.3. Válvulas de alimentación y filtros	18
1.7.1.4. Colector estructural de tomas de mar	18
1.7.1.5. Bombas	18
1.7.1.6. Intercambiadores de calor	19
1.7.1.7. tuberías	22
1.7.1.8. Válvulas.....	23
1.7.2. Elementos de los que consta el circuito de baja temperatura ..	25
1.7.2.1. Bombas	25
1.7.2.2. Intercambiadores de calor	25
1.7.2.4. Tanque de compensación	27
1.7.2.5. Válvulas.....	28
1.7.2.6. Tuberías.....	29
1.7.3. Elementos de los que consta el circuito de alta temperatuta ...	29
1.7.3.1. Bombas	29
1.7.3.2. Enfriadores	30
1.7.3.3. Tanque de compensación.....	30
1.7.3.4. Desaireador	30
1.7.3.5. Generador de agua dulce	31
1.7.3.6. Precalentador de agua de baja temperatura	31
1.7.3.7. Válvulas	31
1.7.3.8. Tuberías	32
1.8. Resultados finales	33
1.9. Planificación.....	33
1.9.1. Características de la instalación a construir	34
1.9.2. Plazo de ejecución y cuantía.....	36
1.9.3. Organización esquemática de la obra	36
2. Anexos.....	39
2.1. Sistema de cálculo del circuito de refrigeración.....	39
2.2. Cálculos	40

2.2.1.	Cálculo de los intercambiadores de calor.....	40
2.2.2.	Cálculo de las tuberías.....	43
2.2.3.	Cálculo y selección de bombas.....	47
2.3.	Cálculos Circuito de agua de mar.....	51
2.3.1.	Intercambiadores de calor centrales.....	51
2.3.1.2.	La tubería.....	52
2.3.1.3.	Calculo y selección de la bomba.....	56
2.4.	Cálculos Circuito de agua dulce de baja temperatura.....	63
2.4.1.	Intercambiadores de calor.....	63
2.4.1.1.	Enfriador del aire.....	63
2.4.1.2.	Enfriador del aceite del motor principal.....	64
2.4.1.3.	Enfriador central.....	65
2.4.1.2.	Tubería.....	66
2.4.1.2.1.	Diámetros de la tubería.....	66
2.4.1.2.2.	Longitudes de los tubos.....	68
2.4.1.2.3.	Perdidas de carga.....	69
2.4.1.2.5.	Potencias.....	74
2.4.1.2.6.	Cálculo y selección de la bomba.....	74
2.5.	Cálculos del circuito de alta temperatura.....	75
2.5.1.	Intercambiadores de calor.....	75
2.5.1.1.	Enfriador del aire.....	75
2.5.2.	Tubería.....	76
2.5.2.1.	Diámetros de la tubería.....	76
2.5.2.2.	Longitudes de los tubos.....	78
2.5.2.2.	Perdidas de carga.....	79
2.5.2.3.	Potencias.....	83
2.5.1.4.	Cálculo y selección de la bomba.....	84
3.	Planos.....	87
4.	Pliego de condiciones.....	89

4.1. Pliego de condiciones generales	89
4.1.1. Materiales.....	91
4.1.2. Recepción del material.....	92
4.1.2.1. Control de calidad	92
4.1.2.2. Muestras	93
4.1.3. Organización	93
4.1.4. Interpretación y desarrollo del proyecto	94
4.1.5. Modificaciones.....	95
4.1.6. Ejecución de obras.....	95
4.1.6.1. Comprobación y replanteo	96
4.1.6.2. Programa de trabajo	96
4.1.6.3. Comienzo	96
4.1.7. Plazo de ejecución.....	97
4.1.8. Variaciones del proyecto.....	97
4.1.9. Obras complementarias	98
4.1.10. Obra defectuosa.....	98
4.1.11. Medios auxiliares	98
4.1.12. Conservación de las obras	99
4.1.13. Subcontratación de obras.....	99
4.1.14. Recepción de las obras	99
4.1.14.1. Recepción provisional	99
4.1.14.2. Plazo de garantía	100
4.1.14.3. Recepción definitiva	100
4.1.15. Contrato	100
4.1.15.1. Contratación del astillero.....	100
4.1.15.2. Formalización del contrato	101
4.1.15.3. Recisión del contrato.....	101
4.1.15.4. Responsabilidades.....	102

4.2.	Pliego de condiciones económicas	102
4.2.1.	Mediciones y valoraciones económicas	102
4.2.2.	Abono de las obras	103
4.2.3.	Precios	103
4.2.3.1.	Revisión de precios	103
4.2.3.1.	Precios contradictorios	104
4.2.4.	Penalizaciones por retrasos	104
4.2.5.	Liquidación en caso de rescisión de contrato.....	104
4.2.6.	Fianza	105
4.2.7.	Gastos diversos a cuenta del astillero.....	105
4.2.8.	Conservación de las obras durante el plazo de garantía	106
4.2.9.	Medidas de seguridad	106
4.2.10.	Responsabilidad por daños.....	106
4.2.11.	Demoras	107
4.3.	Pliego de condiciones facultativas	108
4.3.1.	Normas a seguir	108
4.3.2.	Personal	108
4.3.3.	condiciones de los materiales empleados.....	109
4.3.4.	Admisión y retirada de materiales	109
4.3.5.	Reconocimientos y ensayos previos	109
5.	Mediciones y Presupuesto.....	111
5.1.	Análisis del presupuesto	111
5.1.1.	Oficina técnica.....	111
5.1.2.	Intercambiadores.....	111
5.1.2.1.	Materiales	111
5.1.2.2.	Plazo de entrega.....	112

5.1.2.3.	Coste de la mano de obra	112
5.1.3.	Coste de electrobombas	114
5.1.3.1.	Materiales	114
5.1.3.2.	Plazo de entrega.....	115
5.1.3.3.	Coste de la mano de obra	115
5.1.4.	Coste de las válvulas	116
5.1.3.2.	Plazo de entrega	121
5.1.3.3.	Coste de la mano de obra	121
5.1.5.	Tuberías	122
5.1.5.1.	Coste del material.....	122
5.1.5.2.	Características de la tubería	122
5.1.5.3.	Coste de la mano de obra	123
5.1.6.	Generador de agua dulce.....	124
5.1.7.	Pruebas.....	124
5.2.	Presupuesto desglosado en partidas.....	124
5.3.	Balance final del presupuesto.....	125

RESUMEN

El siguiente Trabajo de Fin de Grado tiene como objetivo diseñar el circuito de refrigeración de un buque portacontenedores.

Parte de la energía que se crea en el motor pasa a convertirse en calorífica, si no se consigue una temperatura óptima de trabajo, se pueden ocasionar la fricción entre las piezas en movimiento, lo que conlleva más mantenimiento, se pueden generar agarrotamientos e influye en la vida útil del motor. El circuito de refrigeración de los motores marinos tiene como función la de mantener en un rango de temperaturas óptimas ciertas partes del motor.

Para ello, encontramos dos circuitos:

- De alta temperatura, refrigera camisas, culatas, válvulas de escape y la primera etapa del enfriador del aire de carga
- De baja temperatura, refrigera la segunda etapa del aire de carga y el aceite

Todo ello con la ayuda del agua de mar, el cual conforma el tercer circuito, cuya función es básicamente la de refrigerar los otros dos anteriores.

Para calcular qué elementos cumplen los criterios del motor se han realizado los cálculos pertinentes relativos a todo lo que el circuito conlleva y qué características tienen que tener estos; además, también se ha seguido la normativa vigente para que a parte de asegurarse de que todos los elementos van a cumplir los requerimientos del motor y van a ser de buena calidad.

Con los cálculos hechos, hemos estudiado que tipo modelo de cada elemento que compone el circuito y con ello, hemos podido realizar el presupuesto total de toda la instalación.

PALABRAS CLAVE

Refrigeración, Wartsila 9L46, motor marino, portacontenedores.

SUMMARY

The main objective of this project is design the refrigeration circuit of a container ship.

Some of the energy that is created in the engine becomes calorific, if an optimum working temperature is not achieved, friction between moving parts can be caused, which leads to more maintenance, seizures can be generated and influences the life of the engine. The cooling circuit of marine engines has the function of keeping certain parts of the engine in an optimum temperature range.

To do this, we found two circuits:

- High temperature, cools shirts, cylinder heads, exhaust valves and the first stage of the charge air cooler
- Low temperature, cools the second stage of the cargo air and oil

All this with the help of seawater, which forms the third circuit, whose function is basically to cool the previous two.

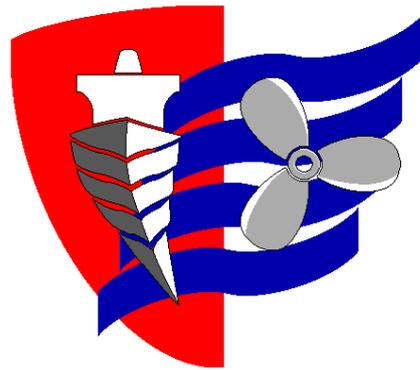
To calculate which elements meet the criteria of the motor, the pertinent calculations have been made regarding everything that the circuit entails and what characteristics they have to have; In addition, the current regulations have also been followed so that apart from ensuring that all the elements will meet the requirements of the engine and will be of good quality.

Finally, with the calculations made, we have studied what kind of model of each element that makes up the circuit and with and a detailed budget has been made for the costs of the entire installation.

KEYWORDS

Refrigeration, Wartsila 9L46, marine engine, container ship.

**ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA
UNIVERSIDAD DE CANTABRIA**



MEMORIA

CÁLCULO Y DISEÑO DEL CIRCUITO DE REFRIGERACIÓN CENTRALIZADA EN UN BUQUE PORTACONTENEDORES	REF: MEMORIA	
	FECHA: 06/09/2019	
	REV: 00	PAG: 8/125

1. MEMORIA

1.1. OBJETO

El objetivo principal de este proyecto es el diseño, desarrollo e implementación de un circuito de refrigeración centralizada que resulte óptimo para el motor Wärtsilä 9L46 que se utilizará para los dos buques hermanos Beatriz B y Ruiloba, fabricados para trabajar línea regular y portacontenedores y que a su vez dicho diseño respete el correcto funcionamiento de los demás sistemas y elementos que podamos encontrar dentro de cada uno de los buques.

El motor, Wärtsilä 9L46, es capaz de desarrollar una potencia al 100% de régimen y 100% de velocidad de 8 MW a 500 r.p.m.

A su vez, cada uno de los buques cuenta con tres motores auxiliares Mitsubishi capaces de desarrollar una potencia de 1 110 kW cada uno.

Las condiciones de diseño se establecerán siguiendo los consejos del manual del motor del propio fabricante, Wärtsilä, con las normas españolas UNE, lugar donde se fabricarán ambos buques y cumpliendo con la normativa vigente a fecha de construcción del buque de la Sociedad de Clasificación Bureau Veritas, a partir de los cuales nos aseguraremos de que incluso en las condiciones más desfavorables el buque no pueda quedarse sin propulsión.

Además, todos los equipos que formen parte de la instalación deberán estar homologados por el Bureau Veritas, realizándose para ello las pertinentes pruebas, ensayos, informes y certificados que pudiera contemplar el Bureau Veritas para que resulte favorable su utilización.

Las características que se adoptarán en el circuito de refrigeración del motor serán aquellas que proporcionen a su vez unas condiciones confortables para el trabajo en la sala de máquinas, teniendo especial cuidado con las zonas que estén sometidas a temperaturas anormales respecto a las habituales en las zonas de trabajo y puedan estar en contacto con superficies más sensibles a ellas.

CÁLCULO Y DISEÑO DEL CIRCUITO DE REFRIGERACIÓN CENTRALIZADA EN UN BUQUE PORTACONTENEDORES	REF: MEMORIA	
	FECHA: 06/09/2019	
	REV: 00	PAG: 9/125

Para realizar todo ello, se deberá tener en cuenta tanto las condiciones normales del funcionamiento del motor a régimen normal como durante el arranque y a pleno rendimiento.

1.2. ALCANCE

El destinatario del presente proyecto es la Escuela Técnica Superior de Náutica de la Universidad de Cantabria, donde se presentará como Trabajo Fin de Grado al objeto de obtener el título de Grado en Ingeniería Marítima.

1.3. ANTECEDENTES

Durante este trabajo, nos centraremos en el primer buque de los dos hermanos que fue construido, el portacontenedores Ruiloba (a partir del año 2009), este buque fue construido en el año 2006 por el astillero de Hijos de J. Barreras en Vigo por orden del naviero valenciano Vicente Boluda para navegar en línea regular entre las Islas Canarias y la península Ibérica. Fue botado en febrero del 2007 y puesto en servicio en julio del mismo año siendo unos de los portacontenedores de la más avanzada generación construidos en Europa por su diseño, funcional y moderno, y por su flexibilidad a la hora de hacer las maniobras de carga y descarga en puerto. Todo ello hace que sea uno de los buques de su clase de tonelaje más polivalentes de la flota española.



Figura 1. Fotografía de la popa del Veronica B. Fuente: Marine Traffic (2017)

1.3.1. DATOS PRINCIPALES DEL BUQUE

Las características del buque Ruiloba son:

- Eslora total: 159,8 m
- Eslora entre perpendiculares: 143 m
- Manga: 24,8 m.
- Puntal a la cubierta principal: 14 m
- Calado máximo: 9,5 m
- Calado de diseño: 8,40 m
- Calado aéreo: 42,5 m desde la quilla
- Desplazamiento: 24 498,9 MT
- Peso muerto: 18 213, 68 MT
- Peso muerto a 9,50 m: 16500 T
- Peso en rosca: 6 285, 22 MT

- Velocidad de crucero: 18 nudos
- Velocidad máxima: 20 nudos
- Tripulación: 20 personas
- Aparatos de salvamento: 20 personas
- Autonomía a velocidad de crucero: 7 000 millas

1.3.2. DATOS DE LOS EQUIPOS DE PROPULSIÓN Y MANIOBRA

Los datos relevantes a sala de máquinas, donde centraremos este proyecto:

- Motor principal: 1 x 10395 kW a 500 r.p.m
- Motores auxiliares: 3 x 1100 kW a 1500 r.p.m
- Grupo electrógeno de emergencia: 1 x 250 kW a 1500 r.p.m
- 1 x hélice principal CP, 4 cuchillas, diámetro de 5800 mm
- 2 motores x 478 kW CP Bow Tunnel Thruster.

1.3.3. DATOS RELEVANTES A LA CAPACIDAD DE CARGA Y DE LOS TANQUES

Aquellos que competen a la capacidad de carga:

- Capacidad de carga ISO: 517 TEUS
- Capacidad de carga ISO en cubiertas de escotilla y cubierta: 750 TEUS
- Capacidad de carga EURO en cubiertas de escotilla y cubierta: 677 TEUS

- Presas totales ISO y cubierta: 1267 TEUS
- Contenedores Reefer: 170

Respecto a la capacidad de los tanques:

- Capacidad de combustible Fuel Oil: 947 m³
- Capacidad de combustible Diesel: 280 m³
- Capacidad de aceite lubricante: 118 m³
- Capacidad de agua dulce: 233 m³

1.3.4. CLASIFICACIÓN DEL BUQUE SEGÚN NORMATIVA

- Número IMO: 9448683
- Número MMSI: 209103000
- Bandera actual: Chipre
- Señal de llamada: 5BUT4
- Para la SSCC Lloyd's Register, se clasifica como: 100 A1 CONTAINER SHIP LI LMC, UMS, SCM, IWS

1.4. NORMAS Y REFERENCIAS

1.4.1. NORMAS

El diseño de este proyecto se ha realizado bajo las pautas indicadas de las siguientes normativas y reglamentaciones:

Reglamentos empleados por las Sociedades de Clasificación:

Bureau Veritas Rules.

CÁLCULO Y DISEÑO DEL CIRCUITO DE REFRIGERACIÓN CENTRALIZADA EN UN BUQUE PORTACONTENEDORES	REF: MEMORIA	
	FECHA: 06/09/2019	
	REV: 00	PAG: 13/125

- NR467 R02, 2019. Steel ships. Part C, Chapter 1, Section C

Normativa española a cumplir:

- UNE-EN 157001, 2014. Criterios generales para la elaboración formal de los documentos que constituyen un proyecto técnico.
- Documento BOE-A-1985-2283. Normas de separadores y oleómetros

1.4.2. BIBLIOGRAFÍA

Wartsila, (2019). Manual de instrucciones Wartsila 46. Disponible en: <https://www.wartsila.com/products/marine-oil-gas/engines-generating-sets/diesel-engines/wartsila-46f> [Consultado: marzo 2019]

De la mar y los barcos. Disponible en: <https://delamarylosbarcos.wordpress.com/tag/cte-beatriz/> [Consultado: marzo 2019]

Portacontenedores Veronica B (2015) Escuela Politecnica Superior de Náutica, máquina y radioelectrónica. Universidad de la Laguna (Trabajo de Fin de Grado)

Marine Traffic. Información de Buque Beatriz B. Disponible en: <https://www.marinetraffic.com/es/ais/details/ships/9348637> [Consultado: marzo 2019]

Marine Traffic. Información Buque Veronica B. Disponible en: <https://www.marinetraffic.com/en/ais/details/ships/shipid:299906/mmsi:255803950/vessel:VERONICA%20B> [Consultado: marzo 2019]

Ruiz Ventrisca, Carlos (2010). *Cálculo y diseño de una instalación de Refrigeración de Alta Temperatura para Motores Principales* (Trabajo de Fin de Grado). Escuela Técnica Superior de Náutica, Santander.

CÁLCULO Y DISEÑO DEL CIRCUITO DE REFRIGERACIÓN CENTRALIZADA EN UN BUQUE PORTACONTENEDORES	REF: MEMORIA	
	FECHA: 06/09/2019	
	REV: 00	PAG: 14/125

Normas Bureau Veritas: Normativa NR467 Steel Shupos. Disponible en: http://erules.veristar.com/dy/data/bv/steelships/steelships_2019/pdf/n00010003/00010010.pdf [Consultado: marzo 2019]

De la mar y los barcos. Blog. Disponible en: <https://delamarylosbarcos.wordpress.com/tag/cte-beatriz> [Consultado: marzo 2019]

Libro de fundamentos de la hidráulica. Disponible en: <http://biblio3.url.edu.gt/Libros/2012/funda-hidra.pdf> [Consultado en: julio 2019]

Bureau Veritas. Disponible en: <http://www.bureauveritas.es/> [Consultado en julio 2019]

Empresa Asturfluid. Disponible en: <http://www.asturfluid.com> [Consultado: julio 2019]

Empresa Alfalaval. Disponible en: <https://www.alfalaval.com> [Consultado: julio 2019]

Empresa Gefico. Disponible en: <http://www.gefico.com> [Consultado en julio 2019]

1.5. DEFINICIONES Y ABREVIATURAS

- Agarrotamiento: Inmovilización que se produce entre dos piezas en contacto y en movimiento relativo.
- Efectos giroscópicos: fenómeno dinámico que tiene lugar en cuerpos que tienen un movimiento de rotación en torno al eje de simetría el eje puede estar o no fijo, de manera que a medida que cambie su orientación en el espacio el sistema tiene que adaptarse también
- Golpes de ariete: es un aumento repentino de la presión causado por un cambio rápido en la velocidad de caudal de la tubería

- Juntas de acrilonitrilo de butadieno: se trata de un plástico, mucho más complejos que los comunes, con una alta resistencia al impacto

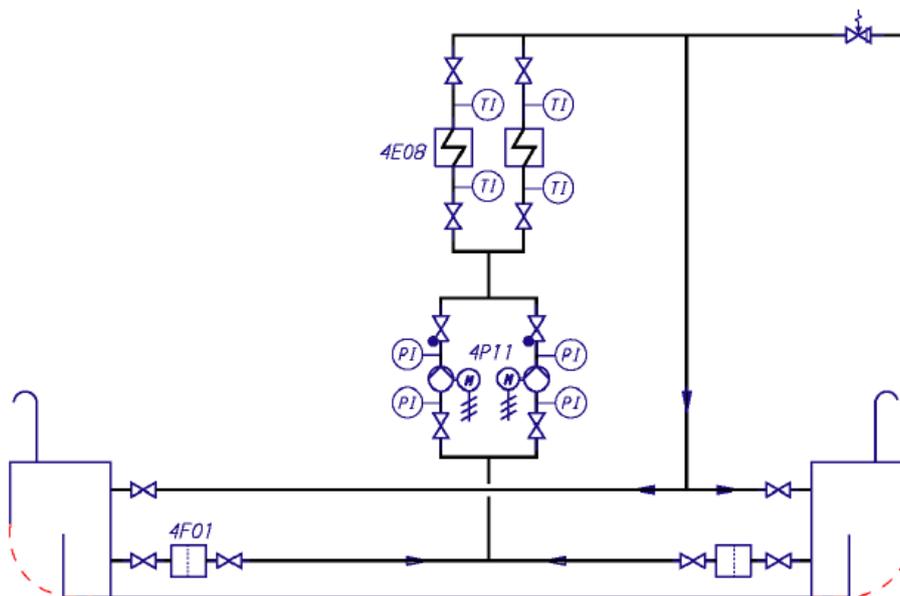
1.6. REQUISITOS DE DISEÑO

A continuación, voy a comentar cómo funcionan los tres circuitos que componen la refrigeración del motor, y cuál es el cometido de cada uno

1.6.1. DESCRIPCIÓN DEL CIRCUITO DE AGUA DE MAR

Este circuito se compone de una serie de válvulas, bombas y tuberías que impulsan el agua de mar a unos intercambiadores de placas cuya función es, a partir del agua del mar enfriar el agua dulce del circuito de baja temperatura; el proceso se termina expulsando de nuevo el agua salada al mar.

El circuito de agua de mar del motor sería así:



System components

4E08	Central cooler
4F01	Suction strainer (sea water)
4P11	Circulating pump (sea water)

1.6.2. DESCRIPCIÓN DEL CIRCUITO DE BAJA TEMPERATURA

Se trata de un circuito cerrado compuesto por un grupo de bombas que impulsa el fluido hacia los enfriadores centrales que enfrían el agua. Estos enfriadores están regulados por una válvula termostática que regula cuando es preciso aumentar o disminuir la temperatura del agua de refrigeración. Tras regular su temperatura el fluido se divide en dos circuitos en función del cometido que va a realizar después:

- Refrigerar el aceite del motor del motor principal y el agua de refrigeración de los cilindros: unos intercambiadores de placas conectados en serie. Tras esto, el fluido se enlaza con el circuito principal
- Enfriar el aire que se dirige hacia el motor principal. A continuación, el fluido vuelve a la aspiración de las bombas de refrigeración.

1.6.3. DESCRIPCIÓN DEL CIRCUITO DE ALTA TEMPERATURA

Este circuito está formado por un grupo de bombas encargadas de refrigerar las camisas de los cilindros, las culatas y las válvulas de escape; se trata de un circuito cerrado que, una vez que pasa refrigerando el fluido por todo el circuito, pasa al generados de agua dulce y al enfriador de alta temperatura para empezar de nuevo el recorrido. Para asegurarse de que la temperatura del fluido en su paso por el motor principal es la apropiada, el flujo de agua será regulado por una válvula termostática a la salida del motor constante a 80°C, esto hará que sea necesario un tanque de compensación, para asegurarse que el volumen del agua en el circuito siempre va a ser el mismo.

CÁLCULO Y DISEÑO DEL CIRCUITO DE REFRIGERACIÓN CENTRALIZADA EN UN BUQUE PORTACONTENEDORES	REF: MEMORIA	
	FECHA: 06/09/2019	
	REV: 00	PAG: 17/125

Este circuito tiene como peculiaridad frente a los dos anteriores la presencia de un precalentador, que mantiene el fluido a la misma temperatura cuando está el buque en puerto y un desaireador, encargado de eliminar todo el aire que pueda tener el circuito.

1.7. ANÁLISIS DE SOLUCIONES

1.7.1. ELEMENTOS DE LOS CIRCUITO DE AGUA DE MAR

1.7.1.1. TOMAS DE MAR

Son, básicamente, una abertura en el casco protegida por una rejilla de bronce o de acero inoxidable que se atornilla al casco con tornillos cosidos con alambre de seguridad. Su estructura interior se asemeja a un cajón con varias perforaciones. Por seguridad, deberán tener una aireación óptima hasta cubierta para evacuar las bolsas de aire y de una pequeña resistencia por si se formara hielo.

Los cajones deberán dimensionarse adecuadamente ya que este será el caudal que entre en el circuito y, por tanto, a las bombas, las cuales han sido dimensionadas para que entren en ellas un rango de caudal específico; si no podríamos tener los problemas que anteriormente han sido detallados cuando hay exceso o defecto de caudal en las bombas.

Se dispondrá de dos tomas de mar situadas simétricamente a ambos lados del pantoque y comunicadas entre sí por un colector que atraviesa la cámara de banda, tal y como dicta la Norma de Bureau Veritas Sección 10, Apartado 10.7.1.

1.7.1.2. DESCARGAS AL MAR

Estará situado a 0,6m por encima de la línea de flotación, se la dotará de una válvula de mariposa y otra de anti-retorno para evitar su llenado cuando no esté utilizándose.

CÁLCULO Y DISEÑO DEL CIRCUITO DE REFRIGERACIÓN CENTRALIZADA EN UN BUQUE PORTACONTENEDORES	REF: MEMORIA	
	FECHA: 06/09/2019	
	REV: 00	PAG: 18/125

1.7.1.3. VÁLVULAS DE ALIMENTACIÓN Y FILTROS

Encontraremos en el circuito dos válvulas de mariposa, una por cada toma de mar, que servirá para aislarlas del circuito si fuera necesario.

Dispondremos también de un filtro por cada toma de mar de tipo canastilla y de una contra válvula de mariposa. El filtro deberá ser limpiado sin tener que parar el suministro tal y como dicta la Norma de Bureau Veritas Sección 10, Apartado 10.7.3.

1.7.1.4. COLECTOR ESTRUCTURAL DE TOMAS DE MAR

Tras el filtro del apartado anterior, se instalará el colector de agua de mar, que comunicará con la otra toma de mar, uniéndolas así para suministrar el caudal necesario incluso en las peores condiciones de demanda.

Por Norma, las aspiraciones deberán situarse de menor a mayor, es decir, las tomas de bombas pequeñas y de poca capacidad de aspiración deberán situarse en las zonas más próximas a las cajas de mar, colocándose en este orden hasta llegar a las mayores que serán las más próximas a la zona del colector.

Aspiraciones: estarán injertos al colector e irán provistos de una válvula de cierre de mariposa a una distancia de 0.45m como mínimo, según la Norma de Bureau Veritas, Sección 10, Apartado 5.9.2.

1.7.1.5. BOMBAS

Se dispondrán de dos bombas, una en funcionamiento y otra que se active automáticamente si la primera fallara; al y como manda la Norma de Bureau Veritas en la sección 10, Apartado 10.3.2.

Escogeremos bombas de tipo vertical porque no ocupan mucho espacio dentro de la sala de máquinas.

CÁLCULO Y DISEÑO DEL CIRCUITO DE REFRIGERACIÓN CENTRALIZADA EN UN BUQUE PORTACONTENEDORES	REF: MEMORIA	
	FECHA: 06/09/2019	
	REV: 00	PAG: 19/125

Características que tendrá la bomba

Se encuentran fijadas por el manual del motor

- La temperatura de servicio: 50°C como máximo
- La presión de descarga

Respecto al material con el que son construidas, dependerá del tipo de fluido, las partículas en suspensión y la temperatura de funcionamiento; dicho esto, sabiendo que el fluido que circulará será agua de mar y cuáles son sus características y según el catálogo del fabricante, la bomba tendrá estos materiales:

- Cuerpo: Bronce RG-5
- Tapa: Bronce RG-5
- Eje: AISI-316L
- Impulsor: GSnBz₁₀
- Anillos de desgaste: Bronce RG-7

Para comprobar que estos materiales son los correctos para la bomba y el uso que se le va a dar, se tendrá que realizar un ensayo de materiales de todo el conjunto y, particularmente, la tapa y el cuerpo de la bomba deberán de hacer además una prueba hidrostática que cerciore que son capaces de soportar una presión de 4,5 bar. Los resultados se tendrán que emitir mediante un Certificado de Clase como prueba legal de que son aptos, tal y como dice la Norma de Bureau Veritas Apartado 10, Sección 20.3.2.

Para el mantenimiento de las bombas, se añadirán unas bombas de acoplamiento distanciador para poder realizarlo sin necesidad de desembridar las tuberías ni desacoplar el motor eléctrico.

1.7.1.6. INTERCAMBIADORES DE CALOR

Según la Norma de Bureau Veritas, Sección 10, Apartado 10.3.2, tendrá que disponerse de dos intercambiadores de calor capaces de suministrar cada uno el 50% de las necesidades de diseño.

Para reducir el tiempo de inactividad navegando en las operaciones de mantenimiento, la idea principal sería que ambos intercambiadores de calor fueran capaces de suministrar el 100% de las necesidades de refrigeración del circuito de baja temperatura.

Los materiales empleados para su construcción tendrán que ser resistentes a la corrosión que produce el agua del mar. Por ello, las placas serán de titanio y las juntas de unión de acrilonitrilo de butadieno.

Deberán estar provistas de válvulas de incomunicación y de termómetros a la entrada y salida del enfriador, tal y como consta en la Norma de Bureau Veritas Sección 10, Apartado 10.7.2.

Las características técnicas serán las especificadas en el manual del motor, son:

- Calor a disipar: 8 600 kW
- Presión de circulación: 3 bar
- T^a máxima del lado frío: 50°C
- T^a máxima del lado caliente: 60°C

Los intercambiadores serán de tipo por placas ya que presentan numerosas ventajas frente a las desventajas que nos podemos encontrar, estas las encontramos especificadas en la siguiente tabla:

Ventajas	Inconvenientes
Fácil accesibilidad a ambas caras de cada placa → mejor inspección y limpieza	Limitaciones de funcionamiento <ul style="list-style-type: none"> - T^a máxima: 250 °C - Presión máxima: 20 bar
Fácil sustitución de los elementos con la consiguiente → facilita las reparaciones	Mayor pérdida de presión
Menores pérdidas de caloríficas, sólo los bordes de las placas están expuestas al ambiente exterior. Además de tener pequeños espesores que pueden aislarse fácilmente	Más caro que los multitubulares

<p>Menores dimensiones respecto a otros dada su elevada relación superficie de intercambio / volumen total →</p> <p>la cantidad de líquido contenido por unidad de superficie de intercambio es muy baja en comparación con otros intercambiadores.</p> <ul style="list-style-type: none"> - Menores pérdidas de fluido al abrir el cambiador - Menores problemas de depósito de residuos en los períodos de funcionamiento - Menor inercia térmica en la puesta en marcha o en los cambios de régimen 	
<p>Elevada turbulencia en la circulación de fluidos → velocidades de circulación del fluido menores → menor ensuciamiento</p>	
<p>Elevados valores del coeficiente de transmisión superficial → valores muy elevados del coeficiente global de transmisión del calor</p>	
<p>Si se deterioran las juntas, se produce escape de fluido hacia el exterior, siendo posible repararlas inmediatamente, evitando mezclas o contaminaciones de fluidos</p>	

Esta tabla, también nos sirve para conocer cuál será las condiciones de su mantenimiento, ya que:

- Se puede desmontar y limpiar fácilmente: deberán seguirse las instrucciones del fabricante para llevarlas a cabo
- Revisión periódica de las temperaturas de entrada y salida, por si hubiera ensuciamiento en algunos lados del intercambiador
- Se pueden detectar fácilmente las averías y roturas

Para comprobar que los intercambiadores de calor son óptimos para las condiciones a las que les vamos a exponer, deberemos realizarles una prueba de presión del 50% más que la presión máxima de trabajo a la que van a estar expuestos; la presión de trabajo será de 5,5 bar pero ellos tendrán que soportar 8,5 bares para que sean adecuados para el circuito tal y como dicta la Norma de Bureau Veritas Sección 2, Apartado 4.4.2.

1.7.1.7. TUBERÍAS

El tipo de materiales empleados en el diseño, la forma de unión, el tratamiento térmico a realizar y el procedimiento de soldadura de las tuberías y sus accesorios estarán acorde con el tipo de fluido que transporte, la presión y la temperatura y a partir de la Norma de Bureau Veritas Sección 10, Apartado 1.5.

Las condiciones de diseño vienen marcadas por el manual del motor, el cual establece:

- Temperatura de diseño: 50°C
- Presión de diseño: 3 bar

Con estas condiciones, y según el Bureau Veritas Tabla 5, las tuberías serán de clase II. Para este tipo de fluido, se utilizará acero estirado negro o acero al carbono, sin soldaduras con un límite de temperatura de 400°C. Los codos serán de radio largo y las reducciones de acero negro, acorde a la Norma DIN.

En cuanto al espesor, se seguirá el código ASTM, que cumplen con las directrices propuestas por el Bureau Veritas Sección 10, que hablan acerca de los espesores mínimos y la resistencia a Tensión.

Para comprobar que las tuberías cumplen los requisitos para funcionar correctamente, se deberá tener en cuenta:

- Los materiales, al ser un material metálico, tendrá que cumplir los siguientes requerimientos:

CÁLCULO Y DISEÑO DEL CIRCUITO DE REFRIGERACIÓN CENTRALIZADA EN UN BUQUE PORTACONTENEDORES	REF: MEMORIA	
	FECHA: 06/09/2019	
	REV: 00	PAG: 23/125

- Para diámetros mayores de 50 milímetros, se realizará una probeta y se emitirá un certificado de clase según el Bureau Veritas
- Para diámetros menores de 50 milímetros, se hará lo mismo, pero sin ser de Clase
- Las pruebas hidráulicas: tendrán que superar el 50% de la presión de trabajo estando la bomba a su máxima potencia. Se realizará un certificado de Clase si pasara la prueba

Para su unión, se utilizarán bridas atornilladas para todos los diámetros, del tipo A1, A2, B1, B2 y B3, para el agua de mar; estas deben estar normalizadas por la Sociedad de Clasificación para que se cumpla los requisitos necesarios, para soportar la presión y temperatura, tanto en dimensiones y materiales como medidas de tornillos; aplicaremos para ellos la Norma UNE-EN-ISO 1092-1.

Al estar en contacto con el agua de mar, habrá que tener especial cuidado en las zonas de unión por soldadura porque son las zonas más desprotegidas durante la corrosión; por ello, haremos lo que dicta la Norma Sección 10, Apartado 5.8 del Bureau Veritas, tratarla mediante galvanización en caliente por baño después de construida.

1.7.1.8. VÁLVULAS

Todas las válvulas serán construidas siguiendo un Standard reconocido por el Bureau Veritas, Sección 10, Apartado 2.7. En este circuito, todas serán de tipo mariposa cuyo funcionamiento se basa en controlar la circulación con el eje de su orificio en ángulos rectos (Cada $\frac{1}{4}$ de vuelta) con el sentido de la circulación mediante un disco circular.

- Válvula de aspiración y descargas al mar

En función de su uso como válvulas de aspiración y descargas al mar, las de tipo *Lug* ya que son ideales para la incomunicación de circuitos.

Estarán fabricadas con el cuerpo de fundición nodular GGG40, con los accesorios con una aleación de acero inoxidable AISI 316, el asiento será de elastómero. Todas ellas para poderlas instalar en el buque, habrán tenido que superar la prueba de presión hidrostática soportando 1.5 veces la presión máxima de trabajo; además, durante su instalación, deberá estar presente un Inspector de la Clase y emitirse el Certificado favorable.

Se accionarán mediante palanca, salvo en excepciones, y todas ellas deberán estar correctamente verificadas según normativa.

Además, las que se encuentren en la aspiración del agua del mar, deberán ser accionadas neumáticamente por un telemando además de *in situ*, según el Bureau Veritas Sección 10, Apartado 2.7.3.

- Válvulas intermedias

Serán de tipo *Wafer*, sencillas, económicas y de fácil montaje que además son ideales para mantenerlas en posiciones intermedias. Se utilizan para incomunicar total o relativamente las bombas, enfriadores y demás equipos.

Los materiales empleados en este tipo de válvulas serán de hierro fundido GG25 para el cuerpo y de acero inoxidable AISI 316 y de elastómero para los accesorios, el eje y la mariposa.

El accionamiento y las Pruebas y Certificados emitidos serán los mismos que en el tipo de válvula *Lug* (la anterior).

- Válvulas intermedias de ángulo

Serán de tipo globo. Se colocarán a la descarga de las bombas para:

- Poder aislar las bombas del circuito sin tener que interrumpir el servicio, esto viene impuesto por normativa
- Tener el circuito presurizada
- Evitar que durante la parada de la bomba el líquido retroceda girando a contrasentido y pudiendo provocar una parada del motor por sobreintensidad

Se fabricarán de: el cuerpo de Hierro fundido GG25 y los accesorios de acero inoxidable tipo AISI 316. Cumplirán con los requisitos establecidos para las válvulas de mariposa.

1.7.2. ELEMENTOS DE LOS QUE CONSTA EL CIRCUITO DE BAJA TEMPERATURA

1.7.2.1. BOMBAS

Como en el circuito de agua salada, también se encontrará, al menos, dos bombas, una en funcionamiento y otra en posición de arranque automático. También serán del mismo tipo que las del circuito anterior: bombas centrífugas verticales con las siguientes características, según el manual del motor:

- Presión de descarga: 2,5 bar
- Tª máxima de servicio: 38°C

La única diferencia con las bombas anteriores, será el fluido que transporte, esto repercutirá en los materiales, ya que al no ser un fluido tan abrasivo se podrán utilizar un mayor rango de materiales, pero, por comodidad, se ha decidido utilizar las mismas bombas, con el mismo tipo de material.

En cuanto a las pruebas hidrostáticas y el mantenimiento de las mismas, también serán las mismas que en las anteriores.

1.7.2.2. INTERCAMBIADORES DE CALOR

Como tampoco se especifica ningún intercambiador de calor, se usarán los mismos tipos de intercambiadores de que en el circuito de agua salada.

1.7.2.2.1. Aceite de lubricación del motor principal

En lo relativo a este circuito, se necesitará conocer del aceite de lubricación la presión de trabajo y la temperatura máxima.

Las características de los intercambiadores de calor encargados de refrigerar el aceite de lubricación serán las siguientes:

- Resistente al agua dulce y salada, SAE30
- Las placas serán de acero inoxidable AISI 304
- Las juntas de unión entre placas serán de acrílonitril butadieno, estables a la corrosión y a la temperatura

La temperatura de trabajo máxima, la presión de circulación y la caída de presión del aceite estarán propuestos por el fabricante del motor, siendo:

- Calor disipado: 780 Kw
- En el lado frío:
 - o Temperatura máxima: 60 °C
 - o Presión de circulación: 3,5 bar
- En el lado caliente:
 - o Temperatura máxima: 80 °C
 - o Presión de circulación: 4,5 bar

Deberán llevar una válvula de incomunicación en las entradas y salidas del fluido según el Bureau Veritas, Sección 10, Apartado 10.7.2. Además de sistemas de detección de aceite según el Bureau Veritas, Sección 10, Apartado 10.5.

Tendrán que ir provistos de controles de ensuciamiento y termómetros a la entrada y salida de los fluidos.

En cuanto a las pruebas y certificados de evaluación, serán los mismos que en el circuito anterior. Al igual que hemos comentado su mantenimiento.

1.7.2.2. Agua de alta temperatura

Pertenece a otro circuito, pero se encuentra influenciado con este. Es el encargado de enfriar el agua del circuito de alta temperatura

CÁLCULO Y DISEÑO DEL CIRCUITO DE REFRIGERACIÓN CENTRALIZADA EN UN BUQUE PORTACONTENEDORES	REF: MEMORIA	
	FECHA: 06/09/2019	
	REV: 00	PAG: 27/125

1.7.2.3. Enfriador de aire

Este equipo tiene la función de refrigerar el aire de aspiración, se encuentra integrado dentro del propio motor.

Se tratará de un enfriador de tipo de superficie abierta, el aire estará canalizado a través de la aspiración conducido a través de un haz tubular. Las características del enfriador vienen recogidas en el manual del motor, son las siguientes:

- Q_a disipar: 577 kW
- En el lado frío
 - o T^a máxima: 20°C
 - o Presión de circulación: 12 bar
- En el lado caliente
 - o T^a máxima: 50°C
 - o Presión de circulación: 30 bar

Las pruebas para cerciorarnos de su correcto funcionamiento se realizarán solo en la zona de haz tubular y serán de tipo hidrostática, cumpliendo con el Bureau Veritas, Sección 2, Apartado 4.4. El mantenimiento se realizara siguiendo el procedimiento del manual.

1.7.2.4. TANQUE DE COMPENSACIÓN

Permite controlar el volumen de agua del circuito en caso de que pudiera haber fugas. Serán dimensionadas según el Bureau Veritas, Sección 1, Apartado 10.4, en el que se comenta que al menos deberán tener:

- Indicadores de niveles
- Línea de alimentación
- Una desaireación
- Un drenaje

Las dimensiones vendrán dictadas por el Manual del motor que contemplara un circuito a una presión de entre 0,7 y 1,5 bar; un volumen de una décima parte del volumen total y una ubicación a una altura de 7 metros sobre la tubería del circuito de baja temperatura del motor principal.

CÁLCULO Y DISEÑO DEL CIRCUITO DE REFRIGERACIÓN CENTRALIZADA EN UN BUQUE PORTACONTENEDORES	REF: MEMORIA	
	FECHA: 06/09/2019	
	REV: 00	PAG: 28/125

1.7.2.5. VÁLVULAS

Cumplirán con los mismos requisitos establecidos que para el circuito de agua de mar.

1.7.2.5.1. Válvulas de mariposa

Se utilizarán para incomunicar las bombas, los enfriadores y algunos otros equipos. También serán de tipo *Wafer*, como en el caso del circuito de agua salada por la misma razón. Los materiales empleados durante su construcción también serán iguales, de fundición nodular GGG 40 en el cuerpo y los accesorios y demás de acero inoxidable tipo AISI 316. Se accionarán manualmente también y tendrán que pasar las mismas pruebas que en el caso de las del circuito de agua salada.

1.7.2.5.2. Válvulas intermedias de ángulo

Serán de tipo globo y de retención colocada a 90° con las mismas características y pasando las mismas pruebas con los mismos resultados que las válvulas intermedias del circuito de agua de mar.

1.7.2.5.3. Válvulas termostáticas

Salvo en lo referente a las pruebas y certificados, que deberán pasar aquellos establecidos para las válvulas del circuito de agua de mar del circuito anterior, son las válvulas que más podemos diferenciar del circuito anterior.

Son las encargadas de regular el flujo, recirculando todo o parte como válvula de mezcla en función de la temperatura prefijada de entre 35 y 44 °C a la salida del agua de los enfriadores del circuito. Estas válvulas tendrán el sensor colocado a la descarga de las bombas y después de la salida del agua de los enfriadores centrales.

La válvula será de tres vías con un actuador eléctrico regulado por un termostato. Estará fabricado con hierro fundido GGG 20 el cuerpo, el eje de acero inoxidable tipo AISI 316 y los demás accesorios de bronce Rg 5, cumpliendo las mismas condiciones de compatibilidad que las demás válvulas.

1.7.2.6. TUBERÍAS

Responderá a las mismas características que las tuberías del circuito de agua salada; estarán construidas con acero al carbono estirado galvanizado en caliente y, después de construidas tendrán que ser sometidas a un tratamiento de galvanización caliente mediante baño; la unión entre ellas se hará mediante bridas atornilladas. Las pruebas e inspecciones que tendrán que realizarse también serán las mismas que para las tuberías del circuito anterior. Las condiciones de diseño serán:

- Tª: 44°C
- Presión: 2,5 ~ 3,4 bar

1.7.3. ELEMENTOS DE LOS QUE CONSTA EL CIRCUITO DE ALTA TEMPERATURA

1.7.3.1. BOMBAS

Como en los dos circuitos anteriores, tendrá que haber dos bombas, una en funcionamiento y otra para si ocurriera algún problema. En este caso, las bombas tendrán que ser capaces de suministrar un caudal de 100 m³/h a una temperatura de entre 93 y 103°C y a una presión de 4 bar.

Serán bombas centrífugas no autoaspirantes con la disposición del grupo electrobomba en vertical, tal y como dicta el manual del motor.

En cuanto a los materiales empleados, el mantenimiento y las pruebas que tiene que superar para cerciorarse que son las adecuadas, serán las mismas que para los circuitos ya comentados.

CÁLCULO Y DISEÑO DEL CIRCUITO DE REFRIGERACIÓN CENTRALIZADA EN UN BUQUE PORTACONTENEDORES	REF: MEMORIA	
	FECHA: 06/09/2019	
	REV: 00	PAG: 30/125

1.7.3.2. ENFRIADORES

Al no especificarse nada en concreto, se cogerá el mismo enfriador central de placas cuyo mantenimiento será igual que en los anteriores casos así como las pruebas a las que tiene que someterse.

La única diferencia que se puede encontrar en este enfriador frente a los otros dos, son sus características:

- El calor a disipar (Q_{dis}), en este caso, se diseñara con un margen del 10% de la potencia según el manual, siendo: 680 kW
- En el lado frío:
 - o Temperatura máxima: 73°C
 - o Presión de circulación: 2,5 bar
- En el lado caliente:
 - o Temperatura máxima: 93°C
 - o Presión de circulación: 3,8 bar

1.7.3.3. TANQUE DE COMPENSACIÓN

Tendrá las mismas características que el de baja temperatura

1.7.3.4. DESAIREADOR

Es el encargado de eliminar la formación de aire dentro de las tuberías del circuito, evitando así la posibilidad de producirse fenómenos de cavitación, que delimitan la vida útil de los equipos y accesorios que lo componen.

Estará colocado entre la salida de los enfriadores y la aspiración de las bombas.

CÁLCULO Y DISEÑO DEL CIRCUITO DE REFRIGERACIÓN CENTRALIZADA EN UN BUQUE PORTACONTENEDORES	REF: MEMORIA	
	FECHA: 06/09/2019	
	REV: 00	PAG: 31/125

1.7.3.5. GENERADOR DE AGUA DULCE

Será un accesorio en el circuito, no tendrá ninguna función en el, pero permitirá evaporar el agua de mar y obtener agua destilada.

Funciona de manera que, el agua de mar se calienta en un haz tubular gracias a la temperatura de salida del agua de camisas, en el haz al haber mayor presión que la atmosférica, llega a un punto de ebullición con menor temperatura, mediante un eyector, el fluido deposita en la bandeja de condensados para después enviarlo al tanque de almacén de agua destilada.

Esto trae múltiples ventajas, es capaz de generar agua destilada sin necesidad de energía además de conseguir rebajar unos grados la temperatura de agua de refrigeración, lo que conseguirá que el enfriador rebaje menos temperatura.

Producirá mayor o menor cantidad de agua destilada según el régimen del motor.

Las características técnicas vendrán dadas por el proveedor.

1.7.3.6. PRECALENTADOR DE AGUA DE BAJA TEMPERATURA

Se utilizará para calentar el agua del circuito del motor principal cuando el buque esté en Puerto, en este circuito mantenerse una temperatura constante de entre 60 y 70 °C para evitar en la medida de lo posible cambios bruscos de temperatura porque si no se podrían ocasionar fallos por grietas.

En este caso, sus características técnicas también vendrán dadas por el proveedor, pero capaces de sostener una caída de presión de 0,8 bar y un caudal de 0,9 m³/h por cilindro.

1.7.3.7. VÁLVULAS

1.7.3.7.1. Válvulas mariposa

Tendrán la misma función, el mismo diseño y las mismas características que las válvulas de este tipo en los circuitos anteriores.

CÁLCULO Y DISEÑO DEL CIRCUITO DE REFRIGERACIÓN CENTRALIZADA EN UN BUQUE PORTACONTENEDORES	REF: MEMORIA	
	FECHA: 06/09/2019	
	REV: 00	PAG: 32/125

1.7.3.7.2. Válvulas intermedias de ángulo

Misma función, diseño y características que las de este tipo de válvula en los dos circuitos anteriores.

1.7.3.7.3. Válvulas de retención

Empleadas en las descargas de las bombas y termostáticas, ocurrirá el mismo caso que con las dos válvulas anteriores; tendrán el mismo diseño y características que en los circuitos anteriores.

1.7.3.7.4. Válvulas termostáticas

Tendrán las mismas características que las del circuito de baja temperatura, pero en este caso, se podrán diferenciar dos tipos de válvulas:

- Enfriadoras: funcionará haciendo bypass dirigiéndolo a la aspiración de las bombas o como válvula distribuidora desviando el fluido hacia los enfriadores. La temperatura prefijada será de 51°C.
- Evaporadoras: se encarga de llevar el agua de alimentación del circuito al evaporador. La temperatura para la entrada del generador de agua será de 70 °C. No funcionará por debajo de regímenes inferiores al 50%.

1.7.3.8. TUBERÍAS

Tendrá las mismas características, condiciones, materiales, tratamiento y tendrá que pasar las mismas pruebas e inspecciones que las tuberías del circuito de agua de mar y que del circuito de agua de baja temperatura.

1.8. RESULTADOS FINALES

Todos los elementos seleccionados para la instalación están puestos en el anexo de cálculos con su justificación correspondiente

1.9. PLANIFICACIÓN

Para realizar el proyecto, se van a seguir unos criterios generales especificados bajo la Norma UNE 157001:2014: "*Criterios generales para la elaboración formal de los documentos que constituyen un proyecto técnico*"; elaborado por el comité AEN/CTN 157 Proyectos. Esta Norma especifica como debe realizarse un proyecto para que pueda ser correctamente interpretado, con todos los detalles, para que quien deba desarrollarlo no necesite acudir al autor del mismo para aclarar ninguna duda. El proyecto consta de las siguientes partes:

- Un resumen en el cual se presenta todo lo que se va a realizar en el proyecto.
- Una memoria donde encontraremos:
 - El objetivo del trabajo
 - Referencia de a quién va destinado este proyecto
- Datos generales del buque y del motor principal para ajustar el diseño a las condiciones que ambos requieren
- Los cálculos realizados para su construcción según la norma UNE-EN 378:2008+A2:2012: "*Sistemas de refrigeración y bombas de calor. Requisitos de seguridad y medioambientales*".
- Una vez hallados los cálculos, se dan los resultados finales y el tipo de materiales y piezas que se requiere para el correcto funcionamiento del motor tanto en mar como navegando
- Se adjunta un Plano correspondiente a cada conducto de la sala de máquinas, para entender el concepto en su conjunto y un plano detallado del motor y del circuito de refrigeración de este.

1.9.1. CARACTERÍSTICAS DE LA INSTALACIÓN A CONSTRUIR

En general, todos los equipos de la sala de máquinas están diseñados para ocupar el mínimo espacio y tener el mínimo peso posible ofreciendo además garantías de fiabilidad y con un costo mantenido. Además, deberán permitir realizar tareas de mantenimiento fáciles y rápidas.

Refiriéndonos concretamente al tema del proyecto, al circuito de refrigeración del motor, intentaremos optimizar el sistema de manera que nos ahorraremos costes en el material y haremos de la instalación un proceso más fácil. Con esto llegamos a la conclusión que la tarea de diseño es una de las más importantes para tener en cuenta en este proyecto.

Primeramente, se dispondrá, de una orientación Proa-Popa para minimizar los efectos giroscópicos.

La base de soporte tendrá que estar bien afirmada en la Sala de Máquinas de manera que en caso de desmontaje se valga por si sola.

Todos los equipos deberán llevar su correspondiente Placa de Características Técnicas donde aparezcan las principales características, así como los datos del fabricante.

La instalación constara de los siguientes elementos principales:

1. Grupo de bombeo:

- Las bombas de aceite serán de husillos. Se tratan de unas bombas volumétricas capaces de generar presiones muy elevadas con productos viscosos. Funcionan usando el desplazamiento positivo, con un tornillo helicoidal excéntrico se hace fluir el fluido del tornillo a la camisa. Este fluido es atrapado a medida que el tonillo gira, para después ser empujado a salir por el otro extremo al que ha entrado
- Las bombas para agua serán centrífugas de tipo vertical con la bomba dispuesta en sentido horizontal. y las de aceite serán de husillos, estarán lo suficientemente dimensionadas para desempeñar su labor perfectamente durante toda su vida útil.

Ambas serán accionadas mediante un motor eléctrico, con un aislamiento tipo F, y con protecciones para evitar posible riesgo de agarrotamiento.

En la medida que sea posible, se intentará aislar a las bombas de las vibraciones externas.

2. Sistema de tuberías que dirijan el fluido:

Las tuberías seguirán el Standard normalizado por el Código ASTM A106 GR.B SCH 40. Serán de acero al carbono sin soldaduras tanto los tubos como reducciones y codos se empleen. Además, recibirán un tratamiento de galvanización tanto para agua dulce como agua de mar después de elaborarse y antes de su instalación a bordo. Se unirán entre ellas utilizando bridas atornilladas, según Norma DIN-2476.

Se seguirá la Normativa establecida por el Astillero cumpliendo con los requisitos del Bureau Veritas, en cuanto a Procedimientos y Criterios de Aceptación para todos los elementos que precisen de ser soldados como bridas, codos, reducciones, injertos, etc.

Las válvulas, encargadas de dirigir el fluido por las tuberías, serán de un material que, al igual que la tubería, será resistente al fluido que circula por su interior siendo, de Fundición Nodular con accesorios de Bronce o A/Inox. y deberán poseer un Certificado de Colada y otro de Prueba Hidrostática acorde a los requerimientos del Bureau Veritas. Las válvulas termostáticas se dispondrán siguiendo las instrucciones del fabricante del motor y permitirán regular el flujo en todo momento hacia los enfriadores en función de una temperatura fijada recomendada por Wartsila.

Todas las válvulas serán de Mariposa, Ángulo de cierre y retención para las descargas de las bombas.

3. Enfriadores que permitan disipar el calor generado durante el proceso de combustión del motor principal.

Los enfriadores serán de Placas y de titanio para el agua de mar, para el resto serán de Acero Inoxidable AISI 304.

1.9.2. PLAZO DE EJECUCIÓN Y CUANTÍA

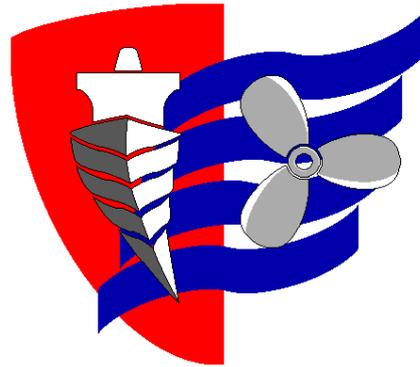
A partir de la recepción de todos los materiales, equipos y herramientas, se dispondrá de un plazo de ejecución máximo de 30 días laborables a razón de 9 horas, sin contar aquellas partes de la obra que prefabricadas o montadas por separado hasta tener todos lo necesario. Si se diera el caso de alguna complicación, el tiempo no se excederá de 40 días hábiles a partir del cual se establece penalizaciones por día retrasado en la finalización de los trabajos.

1.9.3. ORGANIZACIÓN ESQUEMÁTICA DE LA OBRA

TRABAJOS DE OFICINA (5 días)
Oficina técnica
Periodo de llegada de los materiales (10 a 20 días)
INSTALACIÓN DE LOS ELEMENTOS BÁSICOS DEL CIRCUITO (6 días)
Tuberías Bombas Válvulas
INSTALACIÓN DE LAS MÁQUINAS QUE COMPONEN EL SISTEMA (4 días)
Intercambiadores de calor Generadores de agua dulce
PRUEBAS (1 día)
Revisión de posibles fugas o fallos tras haber realizado la prueba (margen de 1 o dos días)

CÁLCULO Y DISEÑO DEL CIRCUITO DE REFRIGERACIÓN CENTRALIZADA EN UN BUQUE PORTACONTENEDORES	REF: MEMORIA	
	FECHA: 06/09/2019	
	REV: 00	PAG: 37/125

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA
UNIVERSIDAD DE CANTABRIA



ANEXOS

2. ANEXOS

Para empezar a realizar los cálculos, tendremos que partir de las condiciones ambientales a las cuales vamos a someter al buque, concretamente a la parte que nos concierne que es el circuito de refrigeración, las condiciones son: la temperatura del agua del mar y la temperatura del aire; gracias a la temperatura del agua del mar podremos calcular las potencias caloríficas a disipar de los enfriadores, además del caudal de las bombas, entre otros. A su vez, tendremos que contar con las condiciones internas, estas son las del funcionamiento del motor principal; con esto conseguiremos que, en la medida de la potencia del motor, el buque pueda navegar sin restricciones.

Para cerciorarnos de que el motor va a tener una refrigeración idónea, vamos a partir de la condición más desfavorable a la que se pueda encontrar, ósea, la temperatura más alta del agua del mar que son las aguas tropicales con una temperatura de 32°C, tal y como especifica el Bureau Veritas bajo el nombre de “condiciones ambientales de diseño” en el apartado C, capítulo 1, sección 1, punto 2.5. Si partimos de esta base es debido a que la diferencia de temperaturas de los enfriadores es menos, obligando así a necesitar mayores caudales de agua de refrigeración y a sobredimensionar los equipos. Por otro lado, también hay que establecer la temperatura ambiental para calcular la potencia disipada por los enfriadores por radiación con el medio circundante, esta será de 45°C en la sala de máquinas y 40°C en el exterior.

2.1. SISTEMA DE CÁLCULO DEL CIRCUITO DE REFRIGERACIÓN

Podemos considerar que el sistema de refrigeración del motor se divide en dos circuitos diferentes: de alta temperatura y de baja temperatura.

La primera etapa se produce en la turbo, el revestimiento del cilindro y la culata están conectados al circuito de alta. Mientras que el enfriador del aceite lubricante y la segunda etapa en la turbo están conectados al de baja.

El caudal de agua que pasa por el circuito de la etapa de baja temperatura en el aire carga más fresca es controlada por una de las válvulas termostáticas

manteniendo la temperatura del aire de admisión deseado, independientemente de la carga, nivel o variaciones en la temperatura del agua de refrigeración. Así, tendremos que calcular las dimensiones de los intercambiadores de calor, los diámetros de las tuberías y las electrobombas.

2.2. CÁLCULOS

2.2.1. CÁLCULO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR

Los intercambiadores de calor basan su funcionamiento en dos fluidos en contacto, sin mezclarse, cada uno de ellos a una temperatura diferente, de manera que el fluido más frío adquirirá el calor del fluido más caliente, y viceversa. Para calcular el tipo de intercambiador que necesitaremos, necesitaremos estudiar las condiciones de diseño a partir de los siguientes datos:

- Las propiedades de los fluidos que van a circular por el. Esto es, la densidad y el calor específico del agua dulce, del agua de mar y del aceite de lubricación. En la siguiente tabla se recogen estos datos:

Fluido	Densidad (kg/m ³)	Calor específico (J/kg°C)
Agua dulce	1 000	4 180
Agua de mar	1 025	3 950
Aceite de lubricación SAE 30 75 cST a 50°C	990	1 860

- Temperatura de los fluidos

Con los datos que tenemos, se ha podido rellenar la siguiente tabla:

Fluido	Enfriador central		Enfriador de aceite		Enfriador de alta t ^a	
	T ^a Interior	T ^a Exterior	T ^a In	T ^a Ex	T ^a In	T ^a Ex

Agua de mar	32		14			
Agua de baja temperatura		38			44	
Agua de alta temperatura					75	
Aceite de lubricación				45		

Para saber las demás temperaturas, partiremos de la siguiente fórmula:

$$Q_{dis} = m \cdot C_e \cdot (T_{ex} - T_{in}) = \Phi \cdot \rho \cdot C_e \cdot (T_{ex} - T_{in}) \rightarrow \Delta T = \frac{Q_{dis}}{\Phi \cdot \rho \cdot C_e}$$

Donde,

- Q_{dis} : calor a disipar al fluido
- m : gasto de agua
- C_e : calor específico del fluido
- Φ : caudal
- ρ : densidad del fluido

- Calor a disipar y caudal

Para estos datos, tendremos que ir al manual que nos proporciona Wartsila sobre el motor donde aparecen la energía calorífica que debe disiparse en los enfriadores de cada uno de los servicios dependiendo del régimen del motor; estos cálculos también incluyen un coeficiente de sobredimensionamiento y un margen de seguridad del enfriador.

Wärtsilä 8L46		ME	ME	DE	DE	ME	DE	DE
Cylinder output	kW	975	1050	1050	1050	1155	1155	1155
Engine speed	rpm	500	500	500	514	500	500	514
Heat balance at 100% load (Note 3)								
Jacket water, HT-circuit	kW	840	867	867	867	933	933	933
Charge air, HT-circuit	kW	1333	1587	1587	1587	1900	1900	1900
Charge air, LT-circuit	kW	880	973	973	973	1100	1100	1100
Lubricating oil, LT-circuit	kW	1027	1080	1080	1080	1133	1133	1133
Radiation	kW	210	220	220	220	240	240	240

Tabla 1. Calores a disipar en el circuito de refrigeración

En la tabla anterior nos faltaría el calor a disipar de los enfriadores centrales que será la suma de todos ellos añadiéndole un 20% de margen de seguridad. Quedaría:

$$840 + 133 + 880 + 1027 + 210 = 3\,090 \text{ kW} \rightarrow 3\,090 \cdot 2 = 6\,180$$

$$\rightarrow 6\,180 + (6\,180 \cdot 0,18) = 7\,292,4 \text{ kW}$$

Aprox. 7 300 kW a disipar

Con los datos anteriores, obtendremos las siguientes condiciones de diseño para los intercambiadores:

Enfriador	Calor a disipar (kW)	Caudal (m ³ /h)	
		Lado caliente	Lado frío
Central	7 300	490	490
Agua de Alta Temperatura	840	115	141
Aceite	1 027	190	147
Intercambiador de aire de Alta Temperatura	1 333	107	
Intercambiador de aire de Baja Temperatura	880	191	

- Caída de presión y superficie de transmisión total

Facilitando los datos recogidos anteriormente, bien calculados, bien aquellos que nos ha dado el fabricante, el suministrador nos dará una

hoja con las características técnicas de la caída de presión en el enfriador y con la superficie efectiva.

2.2.2. CÁLCULO DE LAS TUBERÍAS

Para determinar el diámetro, deberemos saber:

- La velocidad del fluido
- El caudal
- Las pérdidas de carga por fricción: no es un dato relevante para calcular el diámetro si tenemos los dos anteriores

El caudal es el único dato que tenemos, la velocidad del fluido la deberemos de suponer, diferenciando entre la velocidad del fluido en aspiración y la de descarga.

Para dar un valor a las velocidades más o menos aproximado habrá que hacer caso a la Norma de Bureau Veritas que se encuentra en la sección 10, apartado 5.8 además de al fabricante del motor, Wartsila, el cual recomienda que la velocidad del fluido en las tuberías de agua no sea nunca superior a 3 m/s en las descargar y 1,5 m/s en las aspiraciones de las bombas; además habrá que tener en cuenta lo siguiente:

- Para un mismo caudal, si la velocidad aumente y el diámetro es pequeño en relación con el caudal y a la velocidad se ocasionan mayores pérdidas de carga por rozamiento, se originan golpes de ariete, ruidos y, con el tiempo, erosión.
- Para un mismo caudal, si la velocidad disminuye y el diámetro es grande con relación al caudal y a la velocidad del fluido, se pueden originar problemas de decantación de las partículas en suspensión, esto podrá traer a la larga problemas de obstrucción, sin contar con el coste por peso y mano de obra que traería este sobredimensionamiento innecesario de las tuberías.

CÁLCULO DEL DIÁMETRO

Partiremos de la siguiente fórmula:

$$Q = S \cdot v \rightarrow Q = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot v \rightarrow d = 2 \cdot \sqrt{\frac{Q}{\pi \cdot v}}$$

Donde,

- Q: caudal
- v: velocidad del fluido
- S: la sección de la tubería
- d: diámetro interior teórico de la tubería

Con el diámetro obtenido, cogeremos la tabla siguiente donde encontramos los diámetros normalizados siguiendo el código ASTM y escogeremos aquel diámetro que se asemeje más al que necesitamos.

El diámetro interior de nuestra tubería será:

$$d = DN - 2 \cdot e$$

Donde,

- DN: diámetro nominal
- e: espesor de la pared del tubo

Hallado el diámetro, podremos calcular la velocidad final en el interior de la tubería con la siguiente fórmula:

$$v = \frac{4 \cdot Q}{\rho \cdot D^2}$$

Donde,

- v: velocidad del fluido
- Q: caudal
- ρ : densidad
- D: diámetro interno

Pérdidas de carga

Las pérdidas de carga se traducen como una reducción de la presión son efecto del rozamiento. Las podemos dividir en primarias y secundarias, siendo las pérdidas totales la suma de ambas.

- Pérdidas primarias, son las mayores; se producen por la energía de fricción que se utiliza para vencer los esfuerzos de corte existentes en el sistema. Se deben calcular para todos los tramos de las tuberías donde se encuentre una variación de sección

Para determinar la pérdida de carga:

- Se calcula el número de Reynolds para determinar que tipo de flujo es.

Según Reynolds, existen tres tipos de flujo:

- Flujo laminar: $N^{\circ} Re = 2\ 300$
- Flujo de transición crítico: $N^{\circ} Re = 2\ 300 \sim 4\ 000$
- Flujo turbulento: $N^{\circ} Re > 4\ 000$

El tipo de flujo lo determinaremos con la siguiente fórmula:

$$Re = \frac{v \cdot D}{\mu}$$

Donde,

- v: velocidad del fluido
 - D: diámetro interior de la tubería
 - μ : viscosidad cinemática del fluido, en este caso, agua= $1,3 \cdot 10^{-6}$ m/s
- Se calcula la rugosidad relativa y a partir de esta y de las tablas correspondientes, la rugosidad absoluta
 - A través del diagrama de Moody metiendo los datos calculados anteriormente: el número de Reynolds y la rugosidad relativa; hallamos el factor de fricción

Las pérdidas de carga primarias será el resultado de:

$$\Delta P_{PR} = \frac{f \cdot L \cdot v^2}{2 \cdot g \cdot D}$$

Donde,

- f: factor de fricción
- L: longitud de la tubería
- v: velocidad del fluido
- g: aceleración de la gravedad
- D: diámetro interior de la tubería

Si nos encontráramos en el caso de tener un flujo turbulento, se deberá recurrir a datos experimentales. La caída de presión debidas a la fricción en el interior de la tubería dependerá del diámetro, de la longitud y de la rugosidad de la misma y de la velocidad, la viscosidad y la densidad del fluido que se encuentra en la tubería. Las pérdidas de carga primarias serían igual a:

$$\Delta P_{PR} = \frac{f \cdot L \cdot v^2}{2 \cdot D}$$

Donde,

- f: factor de fricción. Se entrará en las tablas con:

- $Re = \frac{v \cdot D}{\mu}$

- $Rugosidad\ relativa = \frac{e}{D}$

- L: longitud de la tubería
- v: velocidad del fluido
- D: diámetro interior de la tubería

- Pérdidas secundarias

Son las pérdidas de carga que encontramos en los conectores, codos o cambios de secciones. Para determinar las pérdidas secundarias,

primero tendremos que analizar los elementos que provocan dichas pérdidas, que son:

- Las entradas y salidas
- Los aumentos y contracciones
- Los codos de tuberías
- Las válvulas y conectores

Para cada uno de estos elementos tendremos unos valores fijos calculados de forma experimental que los calcularemos mediante las tablas y esquemas en el anexo siguiente.

Las pérdidas de carga secundarias serán el resultado de:

$$\Delta P_{sec} = \frac{k \cdot v^2}{2 \cdot g}$$

Donde,

- k: coeficiente de pérdidas de carga
- v: velocidad del fluido en la sección
- g: aceleración de la gravedad

2.2.3. CÁLCULO Y SELECCIÓN DE BOMBAS

Sabiendo el caudal a bombear y la altura a la cual se debe mandar, podremos calcular la potencia de la bomba y la del motor que necesitará.

POTENCIA EN EL EJE DE LA BOMBA

La podremos calcular con la siguiente fórmula:

$$P_{eje} = \frac{Q \cdot \rho \cdot \Delta P}{75 \cdot \eta}$$

Donde,

- Q = Caudal
- ρ : densidad del fluido
- ΔP : pérdida de carga
- η : rendimiento mecánico de la bomba. Factor determinado por el fabricante:

Bombas centrífugas	
Caudal (m ³ /h)	Rendimiento
> 500	0,77
300 - 500	0,75
100 - 300	0,71
30 - 100	0,65
2 - 30	0,60
< 2	0,40

Bombas de husillos	
Caudal (m ³ /h)	Rendimiento
> 250	0,50
200 - 250	0,49
125 - 200	0,48
60 - 125	0,47
30 - 60	0,46
10 - 30	0,45
5 - 10	0,44
1,5 - 5	0,42
0,5 - 1,5	0,40

POTENCIA ABSORBIDA POR EL MOTOR ELECTRICO

El funcionamiento del motor tendrá que ir dispuesto a un voltaje de 380 voltios, una frecuencia de 50 hercios y a 1 450 revoluciones por minuto

La potencia absorbida por el motor eléctrico viene dada por la siguiente expresión:

$$P_N = P_e \cdot K = \frac{P_b}{\mu_e} \cdot K$$

Donde,

- P_b : potencia al eje de la bomba
- μ_e : rendimiento eléctrico:

Potencia en el eje (kW)	Rendimiento
> 45	0,92
45 - 25	0,91
15 - 25	0,90
7 - 15	0,88
5 - 7	0,86
3,5 - 5	0,83
1,5 - 3,5	0,80
0,4 - 1,5	0,73
< 0,4	0,70

- k : factor de seguridad. Este factor tiene en cuenta las vibraciones, variaciones del caudal, sobrecargas y sobrecalentamientos. Irá en función de la potencia de las bombas:

Bombas centrífugas y alternativas	
Potencia en el eje (kW)	K
> 55	1,10
18 - 55	1,13
5,5 - 18	1,16
3 - 5,5	1,20
< 3	1,25

Bombas de tornillo	
Caudal (m ³ /h)	K
> 60	1,05
< 60	1,10

SELECCIÓN DE GRUPO

Para hacer la selección de las bombas, necesitaremos:

- El caudal que tiene que suministrar
- La presión o la altura de la columna de líquido que debe enviar el fluido, venciendo los cambios de altura y los de área y la fricción ocasionada por la rugosidad de los materiales empleados
- El fluido a bombear, en este caso, el agua

Con todo ello, entramos en el catálogo de bombas y seleccionaremos aquella que más concuerde con los cálculos de diseño. Una vez elegida, el fabricante nos remitirá un informe con las características técnicas para comprobarlos con los que hemos calculado.

Las cajas deberán estar adecuadamente dimensionadas para que el caudal aspirado corresponda al calculado, de lo contrario, las bombas de condensado de carga tendrían exceso o defecto de caudal; como ya hemos visto, en ambos casos resulta negativo para la vida útil de las bombas

2.3. CÁLCULOS CIRCUITO DE AGUA DE MAR

2.3.1. INTERCAMBIADORES DE CALOR CENTRALES

Partiendo de los datos que ya tenemos:

Dato	Valor
$Q_{disipar}$	7 300 kW
Caudal (Q)	490 m ³ /h
T ^a interior	32°C
Densidad (ρ)	1 025 kg/m ³
Velocidad del fluido	1,5 m/s
Calor específico (C_e)	3 950 J/kgK

Se podrá calcular:

1. La temperatura de entrada de agua del circuito de baja temperatura.

Aplicando:

$$\Delta T = \frac{Q_{dis}}{\phi \cdot \rho \cdot C_e} = \frac{7\,300}{490 \cdot 1\,025 \cdot 3\,950} \cdot \frac{3600}{1\,000} = 13,24$$

$$\Delta T = T_{in} - T_{sal} = 13,24 \rightarrow T_{sal} = 32 + 13,24$$

$$T_{sal} = 45,24 \text{ } ^\circ\text{C}$$

2. Las pérdidas de carga y superficie efectiva

Son datos proporcionados por el fabricante:

- Pérdidas de carga en el lado caliente (ΔP_{Lcal}): 1,6 bar
- Superficie efectiva (S_{ef}): 630 m²

2.3.1.2. LA TUBERÍA

Para ser más concisos, se dividirá el circuito en varias partes según las variaciones que hagan modificar los diámetros, calculando tanto estos como las pérdidas de carga.

a. La aspiración

Antes que nada, consideraremos el interior del colector como un depósito, por lo tanto, la velocidad de la que parte el fluido es de 0 m/s. Utilizando la fórmula para calcular el diámetro interior:

$$D^2 = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v} \cdot \frac{1}{3600} = \sqrt{\frac{4 \cdot 490}{\pi \cdot 1,5 \cdot 3600}} \rightarrow D \text{ interior} = 0,34 \text{ m}$$
$$\equiv 340 \text{ mm}$$

Entrando en tablas con las dimensiones de la tubería, escogemos un tubo de DN450, con ambos diámetros obtendremos la nueva velocidad a partir de los siguientes cálculos:

$$D' = DN - 2 \cdot e \rightarrow D' = 457 - 2 \cdot 12,7 \rightarrow D' = 431,6 \text{ mm} \equiv 0,432$$

$$v = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D'^2} \cdot \frac{1}{3600} = \frac{4 \cdot 490}{\pi \cdot 0,432^2} \cdot \frac{1}{3600} = 0,93 \text{ m/s}$$

b. La aspiración de bombas

En este caso se dividirá el caudal del fluido en 2, ya que al estar trabajando dos bombas de aspiración al 50%, el fluido se divide en ambas.

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v} \cdot \frac{1}{3600}} = \sqrt{\frac{4 \cdot \frac{490}{2}}{\pi \cdot 1,5} \cdot \frac{1}{3600}} = 0,240 \text{ m} \rightarrow D = 240 \text{ mm}$$

Entrando en tablas, cogemos el tubo de DN250 y, con esto, obtendremos la nueva velocidad:

$$D = DN - 2 \cdot e \rightarrow DN = 273 - 2 \cdot 9,3 \rightarrow DN = 254,5 \text{ mm} \equiv 0,255 \text{ m}$$

$$v = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D_{in}^2} = \frac{4 \cdot \frac{490}{2}}{\pi \cdot 0,255^2} \cdot \frac{1}{3600} = 1,33 \text{ m/s}$$

- Diámetro de las bombas de descarga:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v} \cdot \frac{1}{3600}} = \sqrt{\frac{4 \cdot \frac{490}{2}}{\pi \cdot 2,5} \cdot \frac{1}{3600}} = 0,1862 \text{ m} \rightarrow D_{int} \\ = 186,2 \text{ mm}$$

Se entra en tablas para hallar el tubo y así calcular la velocidad, al ser de diámetro parecido al anterior, en tablas nos sale el mismo tubo, por lo tanto, tendrá la misma velocidad de 1,17 m/s.

c. Unión de descargas:

Es el punto de encuentro de dos ramales de las bombas, por lo tanto, el caudal será de 490 m³/h

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v} \cdot \frac{1}{3600}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 490}{\pi \cdot 2,5} \cdot \frac{1}{3600}} = 0,2633m$$

$$D = 263,3 \text{ mm}$$

El tubo será tipo DN350, con ello:

$$D = DN - 2 \cdot e \rightarrow DN = 355,6 - 2 \cdot 9,5 \rightarrow DN = 336,6mm \\ \equiv 0,337 \text{ m}$$

$$v = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D_{in}^2} = \frac{4 \cdot 490}{\pi \cdot 0,337^2} \cdot \frac{1}{3600} = 1,53 \text{ m/s}$$

d. Bombas de descarga al mar

Solo estará un enfriador por el que pasará toda el agua a través de él.

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v} \cdot \frac{1}{3600}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 490}{\pi \cdot 1,53} \cdot \frac{1}{3600}} = 0,3365m \rightarrow D \\ = 336,5 \text{ mm}$$

El tubo será tipo DN350

$$D = DN - 2 \cdot e \rightarrow DN = 355,6 - 2 \cdot 9,5 \rightarrow DN = 336,6mm$$

$$\cong 0,337 m$$

La velocidad será de 1,53 m/s, la misma que la que se da en la unión de las bombas de descarga

Longitudes de los tubos

Es el primer paso para calcular las pérdidas de carga. Para calcular dichas longitudes, nos deberemos basar en el Diagrama de Servicio de Refrigeración Centralizada y en los Planos de Disposición de los Equipos de la Sala de Máquinas. Los datos necesarios que hemos conseguido obtener han sido:

Dato	Valor
Longitud entre cuadernas	700 mm
Manga	24,8 m
Puntal a cubierta principal	14 m

Con los datos aportados y aquellos que se han ido calculando, podremos obtener la longitud de las tuberías:

Línea	DN	Longitud de la tubería
Aspiración de bombas del colector	450	5 100
Aspiración de bombas	250	300
Descarga de bombas	250	4 100

Descarga al mar	350	10 200
-----------------	-----	--------

2.3.1.3. CALCULO Y SELECCIÓN DE LA BOMBA

2.3.1.3.1. Pérdidas de carga

Para calcular las pérdidas, consideraremos las condiciones de diseño del motor y que las dos bombas están funcionando a la vez.

No se calcularán las pérdidas de carga de las tomas de agua de mar ya que, al estar debajo de la línea de flotación y descargar en el colector, por una parte, tendremos aspiración positiva, que en carga esto se traduce que no es necesario el funcionamiento de las bombas para aspirar y por otra, al suponer el colector como depósito partimos de velocidad 0m/s. Tampoco se considerarán las pérdidas de carga posibles en el interior del colector.

Para que no resulte tan lioso, en las siguientes tablas vamos a encontrar:

- Los datos que necesitamos para calcular las perdidas
- El resultado de las pérdidas de carga totales, desglosado en las primarias y las secundarias

- Aspiración de las bombas del colector

DATOS	FÓRMULA	VALOR	Unidad
Longitud de la tubería (L)		5 100	mm
Diámetro interior (D)		431,6	mm
Velocidad (v)		0,93	m/s
Viscosidad cinemática (μ)		0,0000013	m ² /s

Rugosidad absoluta (e)		0,15	
Número de Reynolds (NRe)	$\frac{v \cdot D}{\mu}$	441560	
Rugosidad relativa	e/D	0,34754402	
Factor de fricción	F	0,011	
Cálculo de los <i>f</i> en pérdidas secundarias	Sumatorio	7,815	
· Válvulas de mariposa	$N_1 \cdot k_1$	0,015	
Cantidad	N_1	5	
Factor de fricción	k_1	0,003	
· Salida del depósito de aspiración	$N \cdot k_2$	0,8	
Cantidad	N_2	1	
Factor de fricción	k_2	0,8	
· Codos	$N \cdot k_3$	2	
Cantidad	N_3	5	
Factor de fricción	k_3	0,4	
· Válvulas de clapeta	$N \cdot k_4$	5	
Cantidad	N_4	2	
Factor de fricción	k_4	2,5	
Primarias	$\frac{f \cdot L \cdot v^2}{2 \cdot g \cdot D}$	0,01171887	m.c.a

Secundarias	$\frac{k \cdot v^2}{2 \cdot g}$	0,07045848	m.c.a
PERDIDAS DE CARGA TOTALES	$\Delta P_{\text{prim}} + \Delta P_{\text{sec}}$	0,08217735	m.c.a

– Pérdidas en las bombas de aspiración

DATOS	FÓRMULA	VALOR	Unidad
Longitud de la tubería (L)		300	mm
Diámetro interior (D)		240	mm
Velocidad (v)		1,33	m/s
Viscosidad cinemática (μ)		0,0000013	m ² /s
Rugosidad absoluta (e)		0,15	
Número de Reynolds (NRe)	$\frac{v \cdot D}{\mu}$	245538,4615	
Rugosidad relativa	e/D	0,625	
Factor de fricción	F	0,011	
Cálculo de los <i>f</i> en pérdidas secundarias			
· Válvulas de mariposa	N·k	0,009	
Cantidad	N	3	
Factor de fricción	k	0,003	

Primarias	$\frac{f \cdot L \cdot v^2}{2 \cdot g \cdot D}$	0,001239673	m.c.a
Secundarias	$\frac{k \cdot v^2}{2 \cdot g}$	0,000811422	m.c.a
PERDIDAS DE CARGA TOTALES	$2 \cdot (\Delta P_{\text{prim}} + \Delta P_{\text{sec}})$	0,00410219	m.c.a

Se multiplican las pérdidas por dos para calcular las pérdidas totales en los circuitos, no de cada una de las bombas.

- Pérdidas de carga en las bombas de descarga

DATOS	FÓRMULA	VALOR	Unidad
Longitud de la tubería (L)		4100	mm
Diámetro interior (D)		263,3	mm
Velocidad (v)		1,53	m/s
Viscosidad cinemática (0,0000013	m ² /s
Rugosidad absoluta (e)		0,15	
Número de Reynolds (NRe)	$\frac{v \cdot D}{\mu}$	309883,8462	
Rugosidad relativa	e/D	0,569692366	
Factor de fricción	F	0,011	
Cálculo de los <i>f</i> en perdidas secundarias	Sumatorio	16,166	
· Válvulas de mariposa	N ₁ ·k ₁	0,006	

Cantidad	N ₁	2	
Factor de fricción (k ₁)	k ₁	0,003	
· Válvulas de ángulo	N ₂ ·k ₂	15	
Cantidad	N ₂	3	
Factor de fricción (k ₂)	k ₂	5	
· Codos	N ₃ ·k ₃	1,12	
Cantidad	N ₃	7	
Factor de fricción (k ₃)	k ₃	0,16	
· Ensanchamientos	N ₄ ·k ₄	0,04	
Cantidad	N ₄	2	
Factor de fricción (k ₄)	k ₄	0,02	
Primarias	$\frac{f \cdot L \cdot v^2}{2 \cdot g \cdot D}$	0,020436642	m.c.a
Secundarias	$\frac{k \cdot v^2}{2 \cdot g}$	1,928796606	m.c.a
PERDIDAS DE CARGA TOTALES	2·(ΔP _{prim} +ΔP _{sec})	3,898466495	m.c.a

– Pérdidas en las bombas de descarga al mar

DATOS	FÓRMULA	VALOR	Unidad
Longitud de la tubería (L)		10200	mm
Diámetro interior (D)		336,5	mm

Velocidad (v)		1,53	m/s
Viscosidad cinemática (μ)		0,0000013	m ² /s
Rugosidad absoluta (e)		0,15	
Número de Reynolds (NRe)	$\frac{v \cdot D}{\mu}$	396034,6154	
Rugosidad relativa	e/D	0,44576523	
Factor de fricción	F	0,011	
Cálculo de los <i>f</i> en pérdidas secundarias	Sumatorio	2,509	
· Válvulas de mariposa	$N_1 \cdot k_1$	0,009	
Cantidad	N_1	3	
Factor de fricción (k_1)	k_1	0,003	
· Salida del depósito de aspiración	$N_2 \cdot k_2$	2,5	
Cantidad	N_2	1	
Factor de fricción (k_2)	k_2	2,5	
Primarias	$\frac{f \cdot L \cdot v^2}{2 \cdot g \cdot D}$	0,039782461	m.c.a
Secundarias	$\frac{k \cdot v^2}{2 \cdot g}$	0,299353624	m.c.a
PERDIDAS DE CARGA TOTALES	$\Delta P_{\text{prim}} + \Delta P_{\text{sec}}$	0,67827217	m.c.a

- Pérdidas de carga en los enfriadores

En este circuito, solo encontraremos el enfriador de placas, cuyas pérdidas de carga son aproximadamente 10 m.c.a.

- Pérdida de carga total

Sumando las pérdidas de carga totales de cada tipo de bombas y las del enfriador:

- Aspiración de las bombas del colector: 0,08217735 m.c.a.
- Pérdidas en las bombas de aspiración: 0,00410219 m.c.a
- Pérdidas de carga en las bombas de descarga: 3,898466495 m.c.a
- Pérdidas en las bombas de descarga al mar: 0,67827217 m.c.a
- Perdidas en el enfriador de placas: 10 m.c.a.

Total: 14,663018205 m.c.a → Pérdidas de carga: 1,466 bar

Para poder vencer las pérdidas de carga del circuito la altura que tendrá que elevar la bomba será de 1,47 bar; sin embargo, como partimos de unas condiciones de diseño, tendremos más en cuenta la presión que nos indica el manual del motor, 3 bar.

2.3.1.3.2. Potencias

- Potencia entregada al eje

El caudal, de 245 m³/h (la mitad del caudal para cada una de las bombas), nos establece el rendimiento del 68%.

Las pérdidas de carga son, como dicen en el manual del motor de 3 bar (30 m.c.a)

La densidad será la propia del agua de mar de 1 025 kg/m³

$$P_{bba} = \frac{Q \cdot \rho \cdot \Delta P}{75 \cdot \eta} = \frac{245 \cdot 1\,025 \cdot 30}{75 \cdot 0,68} \cdot \frac{1}{3\,600} = 49,41 \text{ CV}$$

$$P_{bba} = 36,32 \text{ kW}$$

- Potencia absorbida por el motor eléctrico

Viene establecida por el rendimiento eléctrico, del 91%

$$P_e = \frac{P_{bba}}{\mu_e} = \frac{36,32}{0,91} = 39,91 \text{ kW}$$

Aplicándole el factor de corrección de 1,13: la potencia en el motor tendrá que ser:

$$P_N = P_e \cdot 1,13 = 45,1 \text{ kW}$$

2.3.1.3.3. Selección de la bomba

Los datos que hemos calculado para su selección son:

- El caudal: 215 m³/h
- La presión: 3 bar
- La potencia 45,1 kW

Con ello, se puede entrar en las tablas de bombas centrífugas serie IL para buscar el modelo que más se adapte a la necesidad del circuito: sería la BOMBA IL 125/315

2.4. CÁLCULOS CIRCUITO DE AGUA DULCE DE BAJA TEMPERATURA

2.4.1. INTERCAMBIADORES DE CALOR

Encontramos tres tipos:

2.4.1.1. ENFRIADOR DEL AIRE

Partimos con los datos que ya tenemos y utilizamos, igual que en el apartado anterior, la *Ecuación de Transmisión de Calor*.

Dato	Valor
------	-------

Q _{disipar}	577 kW
Caudal ϕ	130 m ³ /h
T ^a interior	50°C
Densidad (ρ)	1 000 kg/m ³
Calor específico (C _e)	4 180 J/kgK

$$\Delta T = \frac{Q_{disipada}}{\phi \cdot \rho \cdot C_e} = \frac{577}{130 \cdot 1\,000 \cdot 4\,180} \cdot 3\,600 \cdot 1000 \rightarrow \Delta T = 3,82 \text{ } ^\circ\text{C}$$

La temperatura del agua sería:

$$\Delta T = T_{out} - T_{in} \rightarrow T_{out} = 50 - 3,82 \rightarrow T_{out} = 46,18 \text{ } ^\circ\text{C}$$

2.4.1.2. ENFRIADOR DEL ACEITE DEL MOTOR PRINCIPAL

Dato	Valor
Q _{disipar}	780 kW
Caudal ϕ	130 m ³ /h
T ^a interior	60 °C
Densidad del aceite (ρ)	990 kg/m ³
Calor específico del aceite (C _e)	1 860 J/kgK

Al igual que las anteriores, se calculará la salida del agua del circuito de baja con la Ecuación de Transmisión de calor, siendo:

$$\Delta T = \frac{Q_{disipada}}{\phi \cdot \rho \cdot C_e} = \frac{780}{142 \cdot 1\,000 \cdot 1\,860} \cdot 3\,600 \cdot 1000 \rightarrow \Delta T = 10,63 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T = T_{out} - T_{in} \rightarrow T_{out} = 60 - 10,63 \rightarrow T_{out} = 49,37^\circ\text{C}$$

Las pérdidas de carga y la superficie efectiva, que serán proporcionado por el fabricante, siendo:

- Pérdidas de carga en el lado caliente: 1 bar
- Superficie efectiva: 90 m²

2.4.1.3. ENFRIADOR CENTRAL

Partiendo de los datos que ya tenemos:

Dato	Valor
Q _{disipar}	7 300 kW
Caudal ϕ	490 m ³ /h
T ^a interior	45°C
Densidad (ρ)	1 000 kg/m ³
Calor específico (C _e)	4 180 J/kgK

Podremos calcular la temperatura de entrada del agua mediante la ecuación de *Transmisión de calor*:

$$\Delta T = \frac{Q_{disipada}}{\phi \cdot \rho \cdot C_e} = \frac{7\,300}{490 \cdot 1\,000 \cdot 4\,180} \cdot 3\,600 \cdot 1000 \rightarrow \Delta T = 12,83 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T = T_{out} - T_{in} \rightarrow T_{out} = 45 - 12,83 \rightarrow T_{out} = 32^\circ\text{C}$$

Las pérdidas de carga y la superficie efectiva, que serán proporcionado por el fabricante, siendo:

- Pérdidas de carga en el lado caliente: 1,6 bar
- Superficie efectiva: 630 m²

2.4.1.2. TUBERÍA

2.4.1.2.1. DIÁMETROS DE LA TUBERÍA

- Enfriadores de descarga de bomba B.T y bypass

Se tendrá en cuenta que tanto en la línea de enfriadores como en el bypass circula todo el caudal; la válvula termostática lo desviará hacia un lado u otro según la situación, pero tendríamos que considerar que en ambos lados tiene que poder pasar todo el caudal.

Los datos que se necesita para calcular el diámetro de la tubería son:

- La velocidad del fluido: 2,5 m/s
- El caudal: 126 m³/h

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v} \cdot \frac{1}{3600}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 126}{\pi \cdot 2,5 \cdot 3600}} = 0,1335 \text{ m} \rightarrow \text{Diámetro: } 133,5 \text{ mm}$$

Entrando en tablas con las dimensiones, se cogería un tubo de DN200, obteniendo el diámetro interno y la nueva velocidad:

$$DN200 = 219,1 - 2 \cdot 8,2 = 202,7 \text{ mm}$$

$$v' = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D_{in}^2} \cdot \frac{1000}{3600} = \frac{4 \cdot 126 \cdot 1000}{\pi \cdot 202,7^2 \cdot 3600} \rightarrow v' = 1,085 \text{ m/s}$$

- Enfriadores en serie de baja temperatura y de aceite

Se encarga de alimentar los enfriadores con un caudal aproximado de 140 m³/h y la velocidad de 2,5 m/s; el diámetro será:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v} \cdot \frac{1}{3600}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 140}{\pi \cdot 2,5 \cdot 3600}} = 0,1417 \text{ m}$$

→ *Diámetro: 144,7 mm*

Entrando en tablas, el tubo más recomendable sería DN150, con esto, obtenemos el diámetro interior y la nueva velocidad:

$$DN150 = 168,3 - 2 \cdot 7,1 = 154,1 \text{ mm}$$

$$v' = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D_{in}^2} \cdot \frac{1000}{3600} = \frac{4 \cdot 140 \cdot 1000}{\pi \cdot 154,1^2 \cdot 3600} \rightarrow v' = 2,085 \text{ m/s}$$

- Aspiración de bombas

Se unen los dos ramales con el caudal utilizando el dato de la velocidad de 2,5 m/s y con un caudal de 126 m³/h, por lo que:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v} \cdot \frac{1}{3600}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 126}{\pi \cdot 2,5 \cdot 3600}} = 0,1462 \text{ m}$$

→ *Diámetro: 146,20 mm*

Con esto, entramos en la tabla del tubo de DN200 y con ello, obtenemos el diámetro interno y la nueva velocidad:

$$DN200 = 219,1 - 2 \cdot 8,2 = 202,6 \text{ mm}$$

$$v' = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D_{in}^2} \cdot \frac{1\,000}{3\,600} = \frac{4 \cdot 126 \cdot 1\,000}{\pi \cdot 202,6^2 \cdot 3\,600} \rightarrow v' = 1,086 \text{ m/s}$$

2.4.3.3.3. LONGITUDES DE LOS TUBOS

Este es un dato necesario para poder calcular las pérdidas de carga en el circuito. Para ello, como en el circuito anterior, deberemos hacer un recorrido sobre la sala de máquinas y construir líneas isométricas basándonos en el diagrama de servicio y de los planos de disposición de los equipos en la sala de máquinas. Los datos de los que partiremos serán también los mismos que en el apartado anterior, que son:

Dato	Valor
Longitud entre cuadernas	700 mm
Manga	24,8 m
Puntal a cubierta principal	14 m

Así, podremos obtener la longitud de las tuberías:

Línea	DN	Longitud de la tubería	Codos	Ensanchamiento	Reducciones
Descarga de las bombas a la salida del termostato	200	6 200	6		

Enfriadores en serie	150	6 500	6	2	2
Aspiración de la bomba	200	900			1

2.4.3.3.4. PERDIDAS DE CARGA

Serán necesarias para saber las condiciones de diseño de funcionamiento del motor y para conocer las temperaturas del caudal que pasa por los enfriadores centrales. Para hacer los cálculos, seguiremos utilizando la forma de dividir el circuito como en los apartados anteriores.

- Descarga de la bomba de baja temperatura

DATOS	FÓRMULA	VALOR	Unidad
Longitud de la tubería (L)		6200	mm
Diámetro interior (D)		202,7	mm
Velocidad (v)		1,085	m/s
Viscosidad cinemática (μ)		0,0000013	m ² /s
Rugosidad absoluta (e)		0,15	
Número de Reynolds (NRe)	$\frac{v \cdot D}{\mu}$	169176,5385	
Rugosidad relativa	e/D	0,740009867	
Factor de fricción	F	0,02	
Cálculo de los <i>f</i> en pérdidas secundarias	Sumatorio	10,967	
· Válvulas de mariposa	N ₁ ·k ₁	0,007	

Cantidad	N ₁	1	
Factor de fricción	k ₁	0,007	
· Salida del depósito de aspiración	N·k ₂	10	
Cantidad	N ₂	2	
Factor de fricción	k ₂	5	
· Codos	N·k ₃	0,96	
Cantidad	N ₃	6	
Factor de fricción	k ₃	0,16	
Primarias	$\frac{f \cdot L \cdot v^2}{2 \cdot g \cdot D}$	0,036705269	m.c.a
Secundarias	$\frac{k \cdot v^2}{2 \cdot g}$	0,658033974	m.c.a
PERDIDAS DE CARGA TOTALES	$\Delta P_{\text{prim}} + \Delta P_{\text{sec}}$	1,389478486	m.c.a

- Enfriadores en serie de baja temperatura y de aceite

DATOS	FÓRMULA	VALOR	Unidad
Longitud de la tubería (L)		6500	mm
Diámetro interior (D)		154,1	mm
Velocidad (v)		2,085	m/s
Viscosidad cinemática (μ)		0,0000013	m ² /s
Rugosidad absoluta (e)		0,15	

Número de Reynolds (NRe)	$\frac{v \cdot D}{\mu}$	247152,6923	
Rugosidad relativa	e/D	0,9733939	
Factor de fricción	F	0,02	
Cálculo de los f en pérdidas secundarias	Sumatorio	21,548	
· Válvulas de mariposa	$N_1 \cdot k_1$	0,008	
Cantidad	N_1	2	
Factor de fricción	k_1	0,004	
· Válvulas de ángulo	$N_2 \cdot k_2$	20	
Cantidad	N_2	4	
Factor de fricción	k_2	5	
· Codos	$N_3 \cdot k_3$	0,96	
Cantidad	N_3	6	
Factor de fricción	k_3	0,16	
· Reducciones	$N_4 \cdot k_4$	0,12	
Cantidad	N_4	2	
Factor de fricción	k_4	0,06	
· Ensanchamientos	$N_5 \cdot k_5$	0,46	
Cantidad	N_5	2	
Factor de fricción	k_5	0,23	

Primarias	$\frac{f \cdot L \cdot v^2}{2 \cdot g \cdot D}$	0,186919164	m.c.a
Secundarias	$\frac{k \cdot v^2}{2 \cdot g}$	4,774414083	m.c.a
PERDIDAS DE CARGA TOTALES	$\Delta P_{\text{prim}} + \Delta P_{\text{sec}}$	9,922666492	m.c.a

- Pérdidas de aspiración en las bombas

DATOS	FÓRMULA	VALOR	Unidad
Longitud de la tubería (L)		900	mm
Diámetro interior (D)		202,6	mm
Velocidad (v)		1,086	m/s
Viscosidad cinemática (μ)		0,0000013	m ² /s
Rugosidad absoluta (e)		0,15	
Número de Reynolds (NRe)	$\frac{v \cdot D}{\mu}$	169248,9231	
Rugosidad relativa	e/D	0,000740375	
Factor de fricción	F	0,019	
Cálculo de los <i>f</i> en pérdidas secundarias	Sumatorio	0,068	
· Válvulas de mariposa	$N_1 \cdot k_1$	0,008	
Cantidad	N_1	2	

Factor de fricción	k_1	0,004	
· Reducciones	$N_2 \cdot k_2$	0,06	
Cantidad	N_2	1	
Factor de fricción	k_2	0,06	
Primarias	$\frac{f \cdot L \cdot v^2}{2 \cdot g \cdot D}$	0,020294451	m.c.a
Secundarias	$\frac{k \cdot v^2}{2 \cdot g}$	0,004087611	m.c.a
PERDIDAS DE CARGA TOTALES	$\Delta P_{prim} + \Delta P_{sec}$	0,048764124	m.c.a

- Pérdidas de carga en los enfriadores

Vienen dadas por el fabricante:

- Para el enfriador central, las pérdidas de carga ascienden a 10 bar
- Para el enfriador del aceite de lubricación, las pérdidas de carga son de 4,33 bar
- Para el enfriador de aire de baja temperatura, las pérdidas de carga son de 8,33 bar

En total, las pérdidas de carga de los enfriadores serían de: 22,66 bar

- Pérdidas de carga totales

$$\begin{aligned}
 \text{Pérdida de carga total} &= P_{desc\ bba} + P_{enf\ BT} + P_{asp\ bba} + P_{T\ enf} \\
 &= 1,3894 + 9,9227 + 0,0488 + 22,66 = 34,0209 \text{ m. c. a} \\
 &\rightarrow \text{Pérdidas de carga totales: } 3,402 \text{ bar}
 \end{aligned}$$

2.4.3.3.5. POTENCIAS

La potencia se calculará igual que en el circuito anterior:

Potencia entregada al eje

El caudal, de 126 m³/h (la mitad del caudal para cada una de las bombas), nos establece el rendimiento del 71%.

La densidad será la propia del agua destilada de 1 000 kg/m³

$$P_{bba} = \frac{Q \cdot \rho \cdot \Delta P}{75 \cdot \eta} = \frac{126 \cdot 1\,000 \cdot 34,02}{75 \cdot 0,71} \cdot \frac{1}{3\,600} = 22,36 \text{ CV}$$

$$P_{bba} = 16,44 \text{ kW}$$

Potencia absorbida por el motor eléctrico

Viene establecida por el rendimiento eléctrico, del 88%

$$P_e = \frac{P_{bba}}{\mu_e} = \frac{16,44}{0,88} = 18,68 \text{ kW}$$

Aplicándole el factor de corrección de 1,13: la potencia en el motor tendrá que ser:

$$P_N = P_e \cdot 1,13 = 21,11 \text{ kW}$$

2.4.3.3.6. CÁLCULO Y SELECCIÓN DE LA BOMBA

Con el caudal de 126 m³/h y la presión de 34,03 bar, se puede entrar en las tablas de bombas centrífugas serie IL para buscar el modelo que más se adapte a la necesidad del circuito: sería la BOMBA IL 100/315.

2.5. CÁLCULOS DEL CIRCUITO DE ALTA TEMPERATURA

2.5.1. INTERCAMBIADORES DE CALOR

Encontramos tres tipos:

2.5.1.1. ENFRIADOR DEL AIRE

Partimos con los datos que ya tenemos y utilizamos, igual que en los apartados anteriores, la *Ecuación de Transmisión de Calor*:

Dato	Valor
$Q_{disipar}$	1 247 kW
Caudal ϕ	100 m ³ /h
T ^a interior	73 °C
Densidad (ρ)	1 000 kg/m ³
Calor específico (C_e)	4 180 J/kgK

$$\Delta T = \frac{Q_{disipada}}{\phi \cdot \rho \cdot C_e} = \frac{1\,247}{100 \cdot 1\,000 \cdot 4\,180} \cdot 3\,600 \cdot 1000 \rightarrow \Delta T = 10,74 \text{ } ^\circ\text{C}$$

La temperatura del agua sería:

$$\Delta T = T_{out} - T_{in} \rightarrow T_{out} = 73 - 10,74 \rightarrow T_{out} = 62,26 \text{ } ^\circ\text{C}$$

2.5.2. TUBERÍA

2.5.2.1. DIÁMETROS DE LA TUBERÍA

- Enfriadores de descarga de bomba de alta temperatura hasta la válvula termostática de los enfriadores

Los datos que se necesita para calcular el diámetro de la tubería son:

- La velocidad del fluido: 2,5 m/s
- El caudal: 100 m³/h

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v} \cdot \frac{1}{3600}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 100}{\pi \cdot 2,5 \cdot 3600}} = 0,1189 \text{ m} \rightarrow \text{Diámetro: } 118,9 \text{ mm}$$

Entrando en tablas con las dimensiones, se cogería un tubo de DN125, obteniendo el diámetro interno y la nueva velocidad:

$$DN125 = 139,7 - 2 \cdot 6,5 = 126,7 \text{ mm}$$

$$v' = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D_{in}^2} \cdot \frac{1}{3600} = \frac{4 \cdot 100}{\pi \cdot 126,7^2 \cdot 3600} \rightarrow v' = 2,2 \text{ m/s}$$

- Tuberías del generador de agua dulce

En este punto, el fluido se desvía o hacia el generador de agua dulce o hacia los enfriadores, por lo que suponemos que la velocidad será la misma pero el caudal va a ser la mitad, ósea, 50 m³/h. Por lo tanto, el diámetro será:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v} \cdot \frac{1}{3600}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 50}{\pi \cdot 2,5 \cdot 3600}} = 0,0841 \text{ m}$$

→ Diámetro: 84,1 mm

Entrando en tablas, el tubo más recomendable sería DN80, con esto, obtenemos el diámetro interior y la nueva velocidad:

$$DN80 = 84,1 - 2 \cdot 5,5 = 77,9 \text{ mm}$$

$$v' = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D_{in}^2} \cdot \frac{1\,000}{3\,600} = \frac{4 \cdot 50 \cdot 1\,000}{\pi \cdot 77,9^2 \cdot 3\,600} \rightarrow v' = 2,91 \text{ m/s}$$

- Salida de la válvula termostática a la aspiración de bombas

Se unen los dos ramales con el caudal utilizando el dato de la velocidad de 2,5 m/s y con un caudal de 100 m³/h, por lo que:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v} \cdot \frac{1}{3\,600}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 100}{\pi \cdot 2,5 \cdot 3\,600}} = 0,1189 \text{ m}$$

→ Diámetro: 118,9 mm

Con esto, entramos en la tabla del tubo de DN125 y con ello, obtenemos el diámetro interno y la nueva velocidad:

$$DN125 = 139,7 - 2 \cdot 6,5 = 126,7 \text{ mm}$$

$$v' = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D_{in}^2} \cdot \frac{1\,000}{3\,600} = \frac{4 \cdot 100 \cdot 1\,000}{\pi \cdot 126,7^2 \cdot 3\,600} \rightarrow v' = 2,2 \text{ m/s}$$

- Aspiración de bombas

La línea se bifurca en las dos aspiraciones de las bombas, pero como solo funciona una y la otra está en función de arranque automático, tomaremos como caudal el total del 100 m³/h y la velocidad a la salida de las válvulas reguladoras de la temperatura, de 2,2 m/s, quedando así:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v} \cdot \frac{1}{3600}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 100}{\pi \cdot 2,2 \cdot 3600}} = 0,1268 \text{ m}$$

→ *Diámetro: 126,8 mm*

Con esto, entramos en la tabla del tubo de DN150 y con ello, obtenemos el diámetro interno y la nueva velocidad:

$$DN125 = 168,3 - 2 \cdot 7,1 = 154,1 \text{ mm}$$

$$v' = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D_{in}^2} \cdot \frac{1000}{3600} = \frac{4 \cdot 100 \cdot 1000}{\pi \cdot 154,1^2 \cdot 3600} \rightarrow v' = 1,49 \text{ m/s}$$

2.5.2.2. LONGITUDES DE LOS TUBOS

Las longitudes de los tubos las calcularemos de la misma forma que lo hemos hecho en los dos apartados anteriores.

Dato	Valor
Longitud entre cuadernas	700 mm
Manga	24,8 m
Puntal a cubierta principal	14 m

La longitud de las tuberías de esta forma, sería:

Línea	DN	Longitud de la tubería	Codos	Ensanchamiento	Reducciones
Descarga de las bombas hasta la entrada del termostato	125	12 400	7	1	
Generador de agua dulce	80	11 200	2		
Salida termostática a la aspiración de las bombas	125	19 200	3		1

2.5.2.2. PERDIDAS DE CARGA

Serán necesarias para saber las condiciones de diseño de funcionamiento del motor y para conocer las temperaturas del caudal que pasa por los enfriadores centrales. Para hacer los cálculos, seguiremos utilizando la forma de dividir el circuito como en los apartados anteriores.

Descarga de la bomba de alta temperatura

DATOS	FÓRMULA	VALOR	Unidad
Longitud de la tubería (L)		12400	mm
Diámetro interior (D)		126,7	mm
Velocidad (v)		2,2	m/s
Viscosidad cinemática (μ)		0,0000013	m ² /s

Rugosidad absoluta (e)		0,023	
Número de Reynolds (NRe)	$\frac{v \cdot D}{\mu}$	214415,3846	
Rugosidad relativa	e/D	0,001183899	
Factor de fricción	f	0,019	
Cálculo de los f en perdidas secundarias	Sumatorio	22,12	
· Válvulas de mariposa	$N_1 \cdot k_1$	0,02	
Cantidad	N_1	5	
Factor de fricción	k_1	0,004	
· Salida del depósito de aspiración	$N \cdot k_2$	20	
Cantidad	N_2	4	
Factor de fricción	k_2	5	
· Codos	$N \cdot k_3$	2,1	
Cantidad	N_3	7	
Factor de fricción	k_3	0,3	
Primarias	$\frac{f \cdot L \cdot v^2}{2 \cdot g \cdot D}$	0,458717205	m.c.a
Secundarias	$\frac{k \cdot v^2}{2 \cdot g}$	5,456717635	m.c.a
PERDIDAS DE CARGA TOTALES	$\Delta P_{\text{prim}} + \Delta P_{\text{sec}}$	14,58317291	m.c.a

Generador de agua dulce

DATOS	FÓRMULA	VALOR	Unidad
Longitud de la tubería (L)		6500	mm
Diámetro interior (D)		154,1	mm
Velocidad (v)		2,085	m/s
Viscosidad cinemática (μ)		0,0000013	m ² /s
Rugosidad absoluta (e)		0,15	
Número de Reynolds (NRe)	$\frac{v \cdot D}{\mu}$	247152,6923	
Rugosidad relativa	e/D	0,9733939	
Factor de fricción	f	0,02	
Cálculo de los f en perdidas secundarias	Sumatorio	21,548	
· Válvulas de mariposa	$N_1 \cdot k_1$	0,008	
Cantidad	N_1	2	
Factor de fricción	k_1	0,004	
· Válvulas de ángulo	$N_2 \cdot k_2$	20	
Cantidad	N_2	4	
Factor de fricción	k_2	5	
· Codos	$N_3 \cdot k_3$	0,96	
Cantidad	N_3	6	
Factor de fricción	k_3	0,16	

· Reducciones	$N_4 \cdot k_4$	0,12	
Cantidad	N_4	2	
Factor de fricción	k_4	0,06	
· Ensanchamientos	$N_5 \cdot k_5$	0,46	
Cantidad	N_5	2	
Factor de fricción	k_5	0,23	
Primarias	$\frac{f \cdot L \cdot v^2}{2 \cdot g \cdot D}$	0,186919164	m.c.a
Secundarias	$\frac{k \cdot v^2}{2 \cdot g}$	4,774414083	m.c.a
PERDIDAS DE CARGA TOTALES	$\Delta P_{\text{prim}} + \Delta P_{\text{sec}}$	9,922666492	m.c.a

Pérdidas de aspiración en las bombas

DATOS	FÓRMULA	VALOR	Unidad
Longitud de la tubería (L)		19200	mm
Diámetro interior (D)		77,9	mm
Velocidad (v)		2,98	m/s
Viscosidad cinemática (μ)		0,0000013	m ² /s
Rugosidad absoluta (e)		0,15	
Número de Reynolds (NRe)	$\frac{v \cdot D}{\mu}$	178570,7692	

Rugosidad relativa	e/D	0,001925546	
Factor de fricción	f	0,025	
Cálculo de los f en pérdidas secundarias	Sumatorio	11,394	
· Válvulas de mariposa	$N_1 \cdot k_1$	6	
Cantidad	N_1	6	
Factor de fricción	k_1	0,04	
· Aire a alta temperatura		5,394	
Primarias	$\frac{f \cdot L \cdot v^2}{2 \cdot g \cdot D}$	2,788928015	m.c.a
Secundarias	$\frac{k \cdot v^2}{2 \cdot g}$	5,157149725	m.c.a
PERDIDAS DE CARGA TOTALES	$\Delta P_{\text{prim}} + \Delta P_{\text{sec}}$	15,89215548	m.c.a

- Pérdidas de carga totales

$$\begin{aligned}
 \text{Pérdida de carga total} &= P_{\text{desc bba}} + P_{\text{enf BT}} + P_{\text{asp bba}} \\
 &= 14,58317291 + 9,922666492 + 15,89215548 \\
 &= 40,39794882 \text{ m.c.a} \rightarrow \text{Pérdidas de carga totales: 4,04bar}
 \end{aligned}$$

2.5.2.3. POTENCIAS

La potencia se calculará igual que en el circuito anterior:

Potencia entregada al eje

El caudal, de 100 m³/h (la mitad del caudal para cada una de las bombas), nos establece el rendimiento del 71%.

La densidad será la propia del agua destilada de 1 000 kg/m³

$$P_{bba} = \frac{Q \cdot \rho \cdot \Delta P}{75 \cdot \eta} = \frac{100 \cdot 1\,000 \cdot 40,398}{75 \cdot 0,71} \cdot \frac{1}{3\,600} = 21,07 \text{ CV}$$

$$P_{bba} = 11,38 \text{ kW}$$

Potencia absorbida por el motor eléctrico

Viene establecida por el rendimiento eléctrico, del 88%

$$P_e = \frac{P_{bba}}{\mu_e} = \frac{11,38}{0,88} = 12,93 \text{ kW}$$

Aplicándole el factor de corrección de 1,13: la potencia en el motor tendrá que ser:

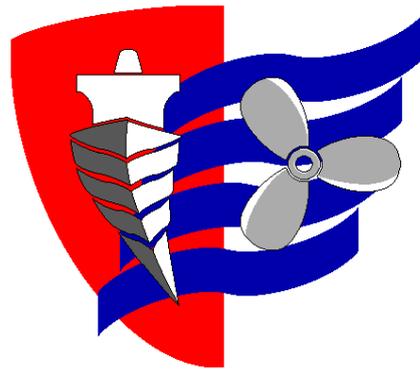
$$P_N = P_e \cdot 1,13 = 14,61 \text{ kW}$$

2.5.1.4. CÁLCULO Y SELECCIÓN DE LA BOMBA

Con el caudal de 100 m³/h y la presión de 4,04 bar, se puede entrar en las tablas de bombas centrífugas serie IL para buscar el modelo que más se adapte a la necesidad del circuito: sería la BOMBA IL 80/315.

CÁLCULO Y DISEÑO DEL CIRCUITO DE REFRIGERACIÓN CENTRALIZADA EN UN BUQUE PORTACONTENEDORES	REF: ANEXOS	
	FECHA: 06/09/2019	
	REV: 00	PAG: 85/125

**ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA
UNIVERSIDAD DE CANTABRIA**



PLANOS

CÁLCULO Y DISEÑO DEL CIRCUITO DE REFRIGERACIÓN CENTRALIZADA EN UN BUQUE PORTACONTENEDORES	REF: PLANOS	
	FECHA: 206/09/2019	
	REV: 00	PAG: 87/125

3. PLANOS

3.1. DISPOSICIÓN DE EQUIPOS DE SALA DE MÁQUINAS

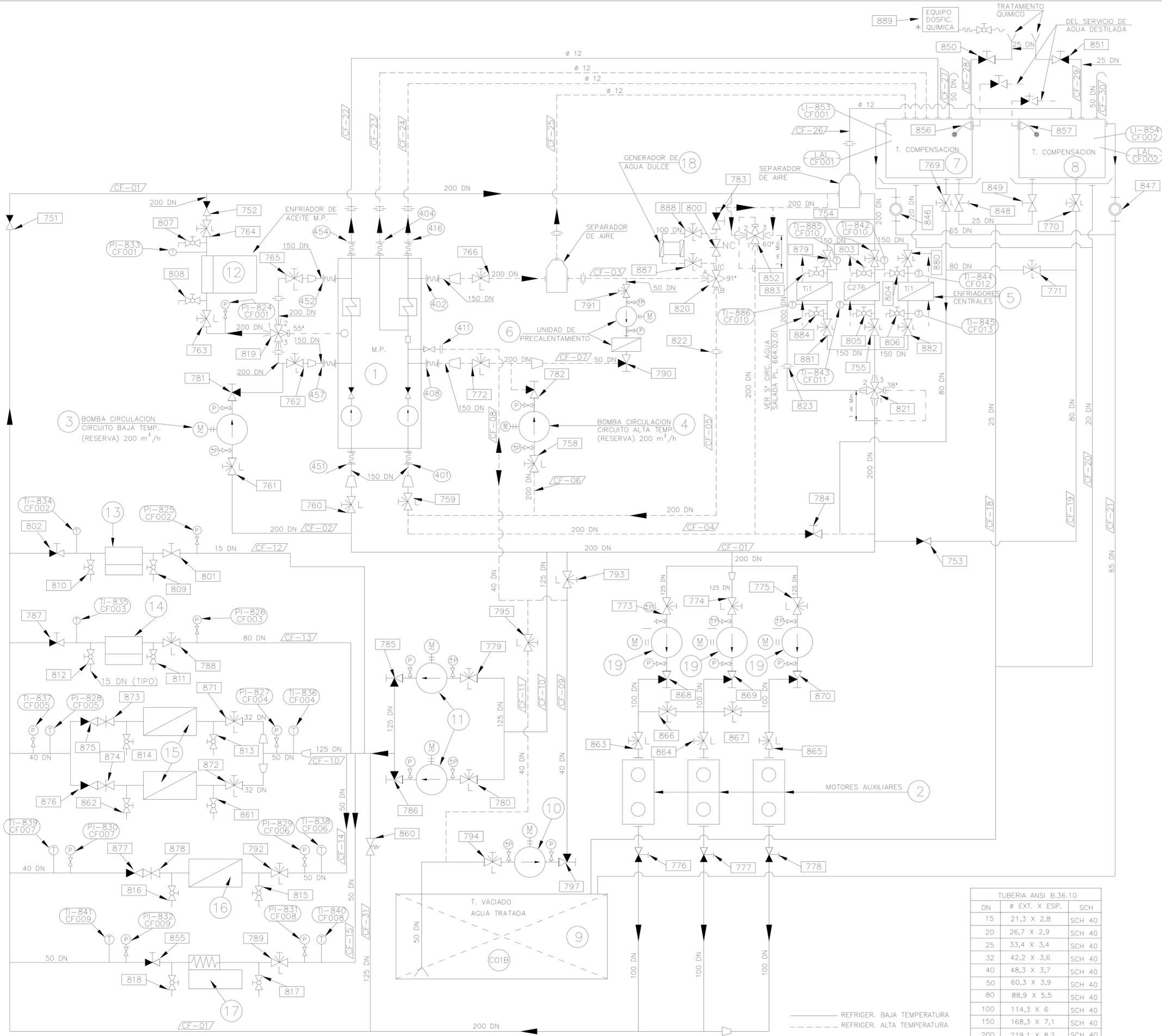
Planos 1 y 2

3.2. REFRIGERACIÓN CENTRALIZADA

Plano 3

3.3. SISTEMA DE AGUA DE REFRIGERACIÓN INTERNO

Plano 4 y 5



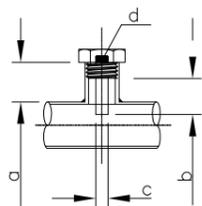
EQUIPOS			
MARCA	ELEMENTOS	CANT.	DATOS TECNICOS
①	MOTOR PRINCIPAL WARTSILA 9L46D	1	10395 kW, 500 r.p.m.
②	MOTORES AUXILIARES	3	1100 kW, 1500r.p.m.
③	BOMBA CIRCULACION CIRCUITO BAJA TEMP.	1	200 m ³ /h A 25 m.c.a.
④	BOMBA CIRCULACION CIRCUITO ALTA TEMP.	1	200 m ³ /h A 25 m.c.a.
⑤	ENFRIADOR CENTRAL DE PLACAS	3	1 C276 10,010 kW 2 TI1 5005 kW
⑥	UNIDAD PRECALENTAMIENTO	1	100 kW (MAX)
⑦	TANQUE COMPENSACION	1	
⑧	TANQUE COMPENSACION	1	
⑨	TANQUE VACIADO AGUA TRATADA CIL.	1	5200 Lts.
⑩	BOMBA TRASIEGO AGUA TRATADA	1	10 m ³ /h, 20 m.c.a.
⑪	BOMBA CIRCULACION A.D. EQUIPO AUXILIAR	2	80 m ³ /h, 25 m.c.a.
⑫	ENFRIADOR ACEITE M.P.	1	1587 kW
⑬	UNIDAD HIDRAULICA HELICE PASO VARIABLE	1	10 kW
⑭	ENFRIADOR ACEITE REDUCTOR	1	190 kW
⑮	CONDENSADOR FRIGORIFICA	2	27 kW
⑯	UNIDAD AIRE ACONDICIONADO CABINA CONTROL	1	45 kW
⑰	TANQ. CISTERNA Y OBSERV. PURGAS	1	121 kW
⑱	GENERADOR A.D.	1	25 Tr/día
⑲	BOMBA REFRIG. MM. AA.	3	60 m ³ /h

- 1.- TUBERIA.
- 1.1.- MATERIAL.
ACERO NEGRO ESTIRADO SIN SOLDADURA Y DIMENSIONADA SEGUN TABLA ADJUNTA.
- 1.2.- UNIONES.
BRIDAS O UNIONES DE TIPO COMERCIAL O CASQUILLOS DE UNION DE ACUERDO CON EL ESTANDAR DEL ASTILLERO
- 2.- JUNTAS.
LAS JUNTAS SERAN NA 1100 PARA DIAMETROS MENOR O IGUAL A 80 DN. PARA DIAMETROS MAYORES SERAN NA 1002.
- 3.- VALVULAS.
LAS VALVULAS MENORES DE 40 DN SERAN DE BRONCE. LAS DE 40 DN Y MAYORES SERAN DE HIERRO FUNDIDO Y BRONCE.
- 4.- CONDICIONES.
TEMPERATURA: 100°C
PRESION DE TRABAJO - 3 BAR
PRESION DE PRUEBA - 4,5 BAR
FLUIDOS: AGUA DULCE
- 5.- NOTAS.
LOS NUMEROS ENMARCADOS SE CORRESPONDEN CON LAS CONEXIONES DEL MOTOR, TAL COMO DESCRIBE EL MOTOR PRINCIPAL W9L46D.
- ④01 ENTRADA AGUA ALTA TEMPERATURA
 - ④02 SALIDA AGUA ALTA TEMPERATURA
 - ④04 AIREACION AGUA ALTA TEMPERATURA
 - ④08 ENTRADA AGUA ALTA TEMPERATURA DESDE BOMBA RESERVA
 - ④11 PURGA AGUA ALTA TEMPERATURA
 - ④16 AIREACION AGUA ALTA TEMPERATURA
 - ④51 ENTRADA AGUA BAJA TEMPERATURA
 - ④52 SALIDA AGUA BAJA TEMPERATURA
 - ④54 AIREACION AGUA BAJA TEMPERATURA
 - ④68 AGUA BAJA TEMPERATURA, BYPASS DEL ENFRIADOR DE AIRE
- * EL EQUIPO DE DOSIFICACION QUIMICA SE SITUARA ENCIMA Y LO MAS PROXIMO POSIBLE A LOS TANQUES DE COMPENSACION

TUBERIA ANSI B.36.10		
DN	Ø EXT. X ESP.	SCH
15	21,3 X 2,8	SCH 40
20	26,7 X 2,9	SCH 40
25	33,4 X 3,4	SCH 40
32	42,2 X 3,6	SCH 40
40	48,3 X 3,7	SCH 40
50	60,3 X 3,9	SCH 40
80	88,9 X 5,5	SCH 40
100	114,3 X 6	SCH 40
150	168,3 X 7,1	SCH 40
200	219,1 X 8,2	SCH 40

30/05/07		AS BUILT		6	
HIJOS DE J. BARRERAS S.A.					
CONSTRUCCION N° C-1651-52			ARMADOR:		
TIPO: PORTACONTENEDORES DE 1200 TEU					
DENOMINACION:		PLANO N°		MOD	
SERVICIO DE REFRIGERACION CENTRALIZADA		662.02/01		⑥	
		HOJA 1 DE 1			
ESCALA:	FECHA:	CLASE DE MODIFICACION			
	04/11/05	MOD. DE ACUERDO CON COMENTARIOS RECIBIDOS			
	26/12/05	ACTUALIZADO SEGUN INFORMACION SUMINISTRADOR			
	10/01/06	ACTUALIZADO SEGUN INFORMACION SUMINISTRADOR			
FECHA:	23/01/06	MODIFICA N° ENFRIADORES CENTRALES MARCA-5			
NOMBRE:	08/03/06	MODIFICA CONEXIONES GENERADOR AGUA DULCE			
HIJOS DE J. BARRERAS se reserva la propiedad de este plano con prohibicion de reproducirlo o enviarlo a terceros sin su autorizacion por escrito					

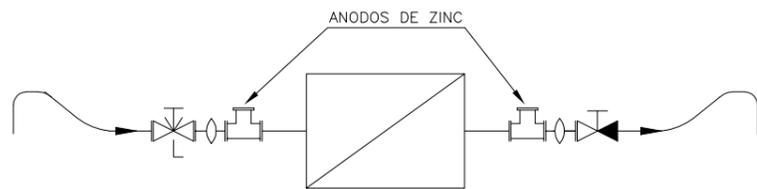
— REFRIGER. BAJA TEMPERATURA
- - - REFRIGER. ALTA TEMPERATURA



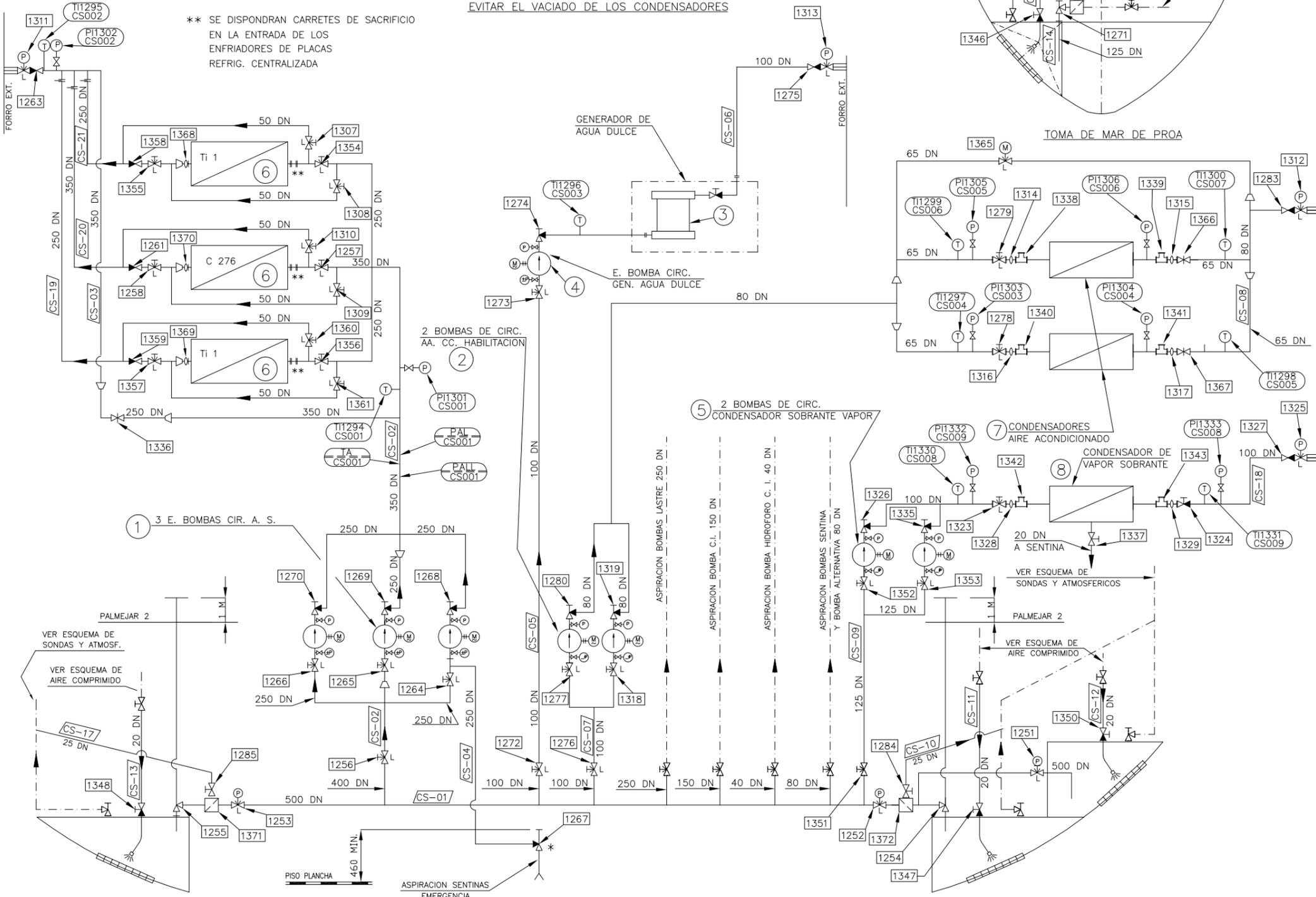
ANODOS DE SACRIFICIO					
tipo	codigo	a	b	c	d
471907351040		40	40	10	3/8"
471907371650		50	50	16	1/2"

DETALLE ANODO DE ZINC

** SE DISPONDRAN CARRETES DE SACRIFICIO EN LA ENTRADA DE LOS ENFRIADORES DE PLACAS REFRIG. CENTRALIZADA



DETALLE CONEXIONADO DE TUBERIA PARA EVITAR EL VACIADO DE LOS CONDENSADORES



EQUIPOS			
MARCA	ELEMENTOS	CANT.	DATOS TECNICOS
①	E. BOMBAS DE CIRC. A.S.	3	400 m ³ /h - 25 m.c.a.
②	E. BOMBA CIRCUL. AA. CC. HABILIT.	2	40 m ³ /h
③	GENERADOR AGUA DULCE	1	25 Tn/día
④	E. BOMBA CIRCUL. GEN. AGUA DULCE	1	50 m ³ /h
⑤	E. BOMBA CIRCUL. COND. SOBR. VAPOR	2	80 m ³ /h - 2,5 m.c.a.
⑥	ENFRIADOR PLACAS REFR. CENTRALIZADA	3	1 C276 10010 Kw 2 Ti1 5005 Kw
⑦	CONDENSADOR AIRE ACONDICIONADO	2	20 m ³ /h
⑧	CONDENSADOR VAPOR SOBRANTE	1	80 m ³ /h

TUBERIA ANSI B.36.10			
DN	Ø EXT. X ESP.	SCH.	OBSERV.
15	21,3 X 2,8	SCH. 40	GALV.
25	33,4 X 3,4	SCH. 40	GALV.
40	48,3 X 3,7	SCH. 40	GALV.
80	88,9 X 5,5	SCH. 40	GALV.
100	114,3 X 6	SCH. 40	GALV.
125	139,7 X 6,5	SCH. 40	GALV.
250	273 X 9,3	SCH. 40	GALV.
300	323,8 X 9,5	SCH. 40	GALV.
350	355,6 X 9,5	SCH. 40	GALV.
400	406,4 X 9,5	SCH. 40	GALV.
500	508 X 9,5	SCH. 40	GALV.

- TUBERIA**
 - MATERIAL: ACERO ESTIRADO SIN SOLDADURA, GALVANIZADO DESPUES DE ELABORAR
 - UNIONES: BRIDAS ATORNILLADAS EN TRAMOS DESMONTABLES O CASQUILLOS SOLDADOS, DONDE SEA NECESARIO.
- JUNTAS**

LAS JUNTAS SERAN NA 1100 PARA DIAMETROS MENOR O IGUAL A 80 DN. PARA DIAMETROS MAYORES SERAN DE KLINGERSIL NA 1002
- VALVULAS**

LAS VALVULAS MENORES DE 40 DN SERAN DE BRONCE. LAS DE 40 DN Y MAYORES, SERAN DE HIERRO FUNDIDO Y BRONCE, EXCEPTO LAS TOMAS Y DESCARGAS AL MAR QUE SERAN DE ACERO MOLDEADO Y BRONCE, Y CLASIFICADAS.

 - LAS VALVULAS DE MARIPOSA TENDRAN CUERPO DE FUNDICION NODULAR Y ACCESORIOS DE BRONCE O ACERO INOX. CON ELASTOMETRO DE EPDM.
 - LAS VALVULAS DE MARIPOSA CON ACCIONAMIENTO NEUMATICO DISPONDRAN DE MANDO A DISTANCIA Y MANDO MANUAL " IN SITU "
- CONDICIONES**

TEMPERATURA ≤ 60°C
PRESION DE TRABAJO - 2,5 BAR
PRESION DE PRUEBA - 3,75 BAR
FLUIDO - AGUA SALADA
- NOTAS**
 - LA VALVULA MARCADA CON * LLEVARA UNA PLACA QUE DIGA: "USAR SOLAMENTE EN CASO DE EMERGENCIA."
 - LAS DESCARGAS AL MAR TENDRAN PIEZAS DE DISTANCIA S/NORMAS NAE.
 - TODOS LOS PASOS DE TUBERIA EN MAMPAROS ESTANCOS SERAN ESTANCOS.

	CAUDALES AGUA SALADA T.M. CMRA. MAQ.		CAUDALES AGUA SALADA T.M. PROA	
	S° PERMANENTE	S° INTERM.	S° PERMANENTE	S° INTERM.
BBAS ENFRIADORES	800 m ³ /h	-	-	-
BBA. GENERADOR A.D.	50 m ³ /h	-	-	-
BBAS C.I.	-	160 m ³ /h	-	80 m ³ /h
BOMBAS DE LASTRE	-	500 m ³ /h	-	-
BBA. A.A. HABILITACION	40 m ³ /h	-	-	-
BBAS. CIRCUL. COND. SOBRANTE VAPOR	80 m ³ /h	-	-	-
Total	970 m³/h	660 m³/h	-	80 m³/h

18/07/07	AS BUILT	7
09/04/07	LO INDICADO CON	6

HIJOS DE J. BARRERAS S.A.

CONSTRUCCION N° C-1651-52 ARMADOR:

TIPO: PORTACONTENEDORES DE 1200 TEU

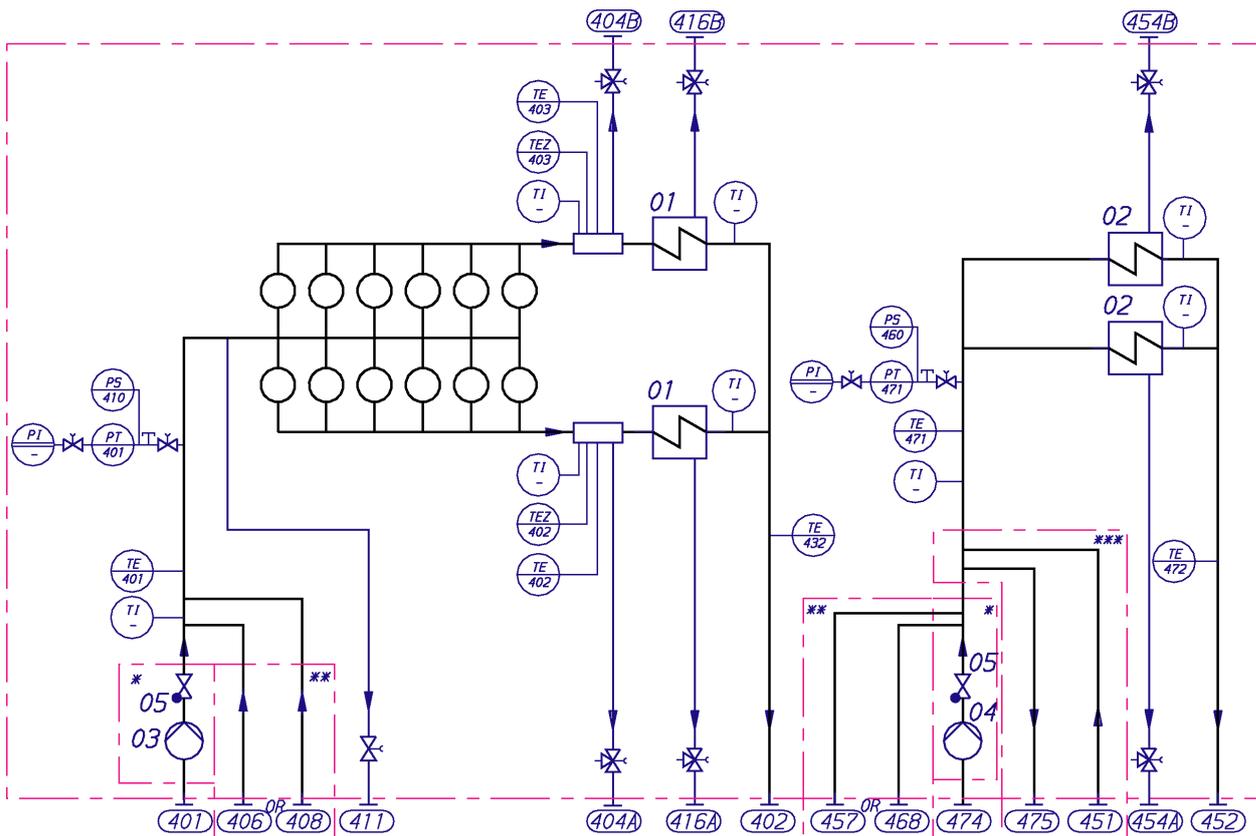
DENOMINACION: **SERVICIO DE CIRCULACION DE AGUA SALADA** PLANO N° **664.02/01** MOD **⑦**

HOJA 1 DE 1

ESCALA:	FECHA	CLASE DE MODIFICACION	MOD
	05/09/05	MOD. DE ACUERDO CON COMENTARIOS RECIBIDOS	1
	04/11/05	MOD. DE ACUERDO CON COMENTARIOS RECIBIDOS	2
	26/12/05	LO INDICADO CON	3
FECHA	25/01/06	MODIFICA N° DE ENFRIADORES CENTRALES MARCA 6	4
NOMBRE	10/03/06	LO INDICADO CON	5

HIJOS DE J. BARRERAS se reserva la propiedad de este plano con prohibicion de reproducirlo o enviarlo a terceros sin su autorizacion por escrito

Figure 9.2 Internal cooling water system, V-engines (DAAE018499b)



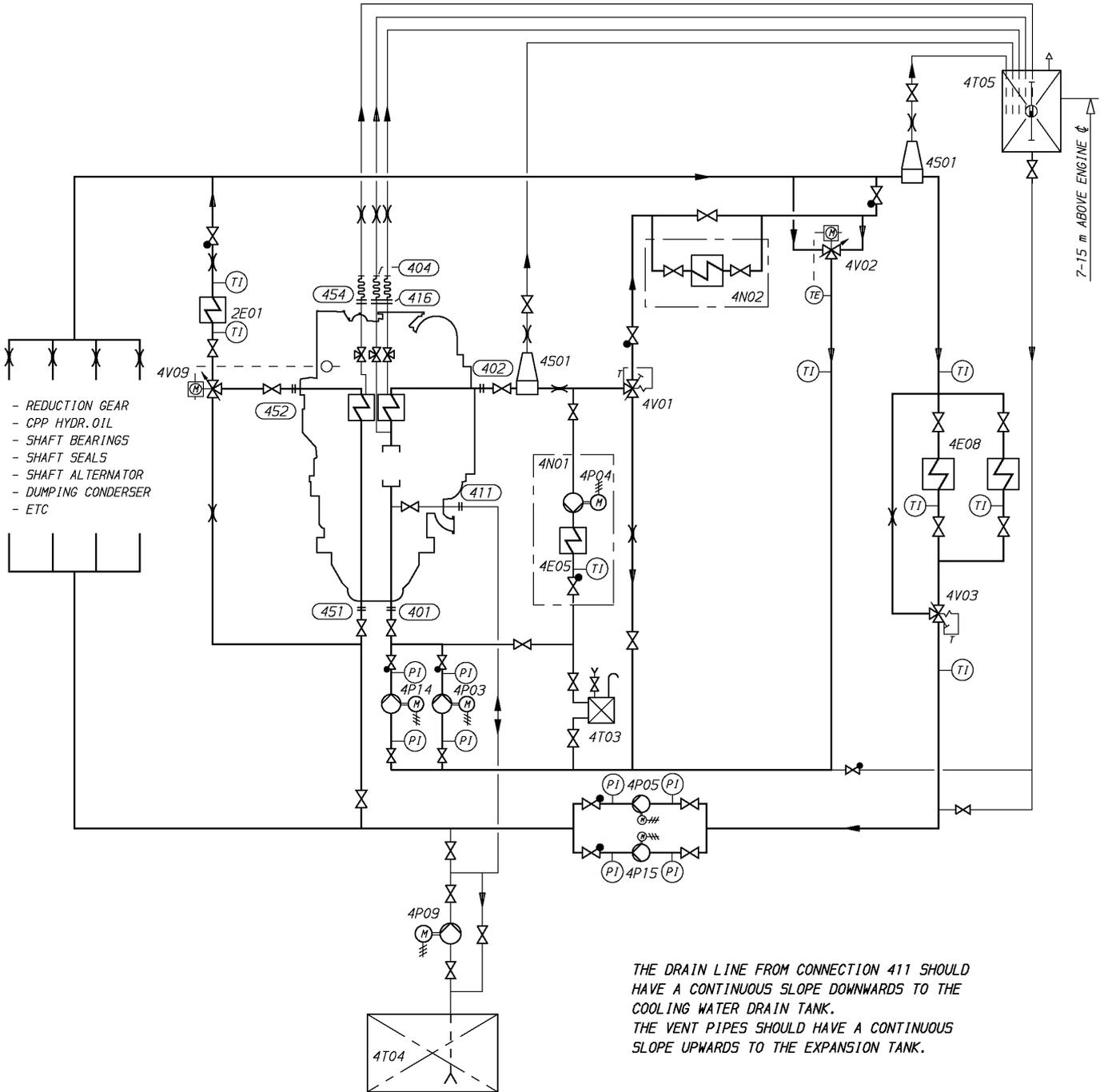
- * OPTIONAL ENGINE DRIVEN PUMP
- ** ALTERNATIVE CONNECTIONS WITH ENGINE DRIVEN PUMP
- *** CONNECTIONS WITH ENGINE DRIVEN PUMP AND TC IN DRIVING END

System components	Pipe connections	Size	Pressure class	Standard
01 Charge air cooler (HT)	401 HT-water inlet	DN200	PN10	ISO 7005-1
02 Charge air cooler (LT)	402 HT-water outlet	DN200	PN10	ISO 7005-1
03 HT-water pump	404A HT-water air vent, A-bank	OD12		
04 LT-water pump	404B HT-water air vent, B-bank	OD12		
05 Non return valve	406 Water from pre-heater to HT-circuit	DN40	PN40	ISO 7005-1
	408 HT-water from stand-by pump	DN150	PN16	ISO 7005-1
	411 HT-water drain	OD48		
PI Manometer	416A HT-water air vent from air cooler, A-bank	OD12		
TI Thermometer	416B HT-water air vent from air cooler, B-bank	OD12		
	451 LT-water inlet	DN200	PN10	ISO 7005-1
	452 LT-water outlet	DN200	PN10	ISO 7005-1
	454A LT-water air vent from air cooler, A-bank	OD12		
	454B LT-water air vent from air cooler, B-bank	OD12		
	457 LT-water from stand-by pump	DN200	PN10	ISO 7005-1
	468 LT-water, air cooler by-pass	DN200	PN10	ISO 7005-1
	474 LT-water to engine drive pump	DN200	PN16	ISO 7005-1
	475 LT-water from engine drive pump	DN200	PN16	ISO 7005-1

Sensors and indicators

PT401	HT-water inlet pressure	TE432	HT-water outlet temperature, CAC outlet
TE401	HT-water inlet temperature	PS410	HT-water inlet pressure (if stand-by pump)
TE402	HT-water outlet temperature, A-bank	PT471	LT-water inlet pressure

Figure 9.8 External cooling water system example, Wärtsilä L46 without built-on pumps (3V76C5829)



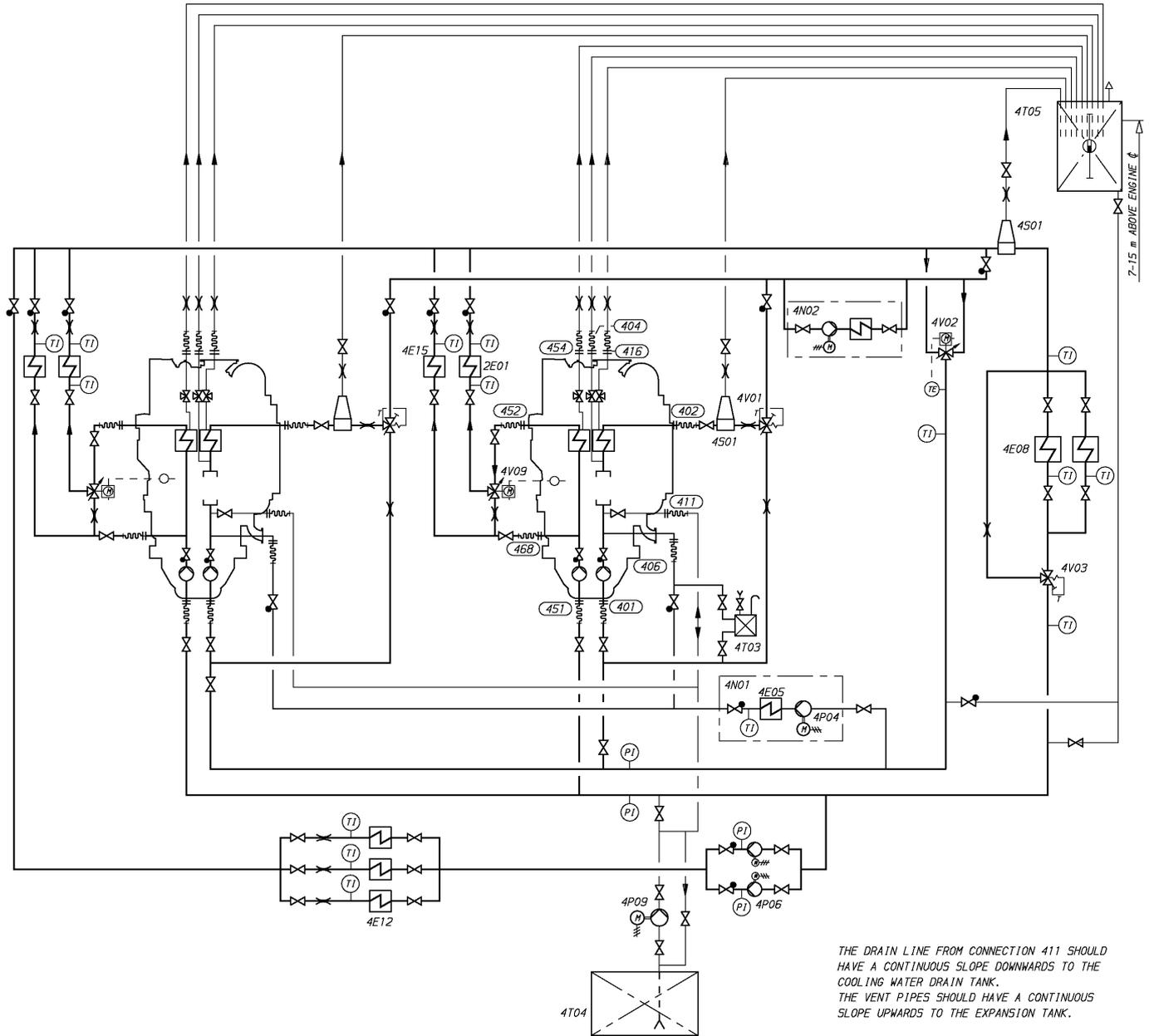
System components

2E01	Lubricating oil cooler
4E05	Heater (pre-heating unit)
4E08	Central cooler
4N01	Pre-heating unit
4N02	Evaporator unit
4P03	Stand-by pump (HT)
4P04	Circulating pump (pre-heating unit)
4P05	Stand-by pump (LT)
4P09	Transfer pump
4P14	Circulating pump (HT)

Pipe connections

4P15	Circulating pump (LT)	401	HT-water inlet
4S01	Air venting	402	HT-water outlet
4T03	Additive dosing tank	404	HT-water air vent
4T04	Drain tank	411	HT-water drain
4T05	Expansion tank	416	HT-water air vent from air cooler
4V01	Temperature control valve (HT)	451	LT-water inlet
4V02	Temperature control valve (heat recovery)	452	LT-water outlet
4V03	Temperature control valve (LT)	454	LT-water air vent from air cooler
4V09	Temperature control valve (charge air)		

Figure 9.9 External cooling water system example, 2 x Wärtsilä L46 with built-on pumps (2V76C5830)



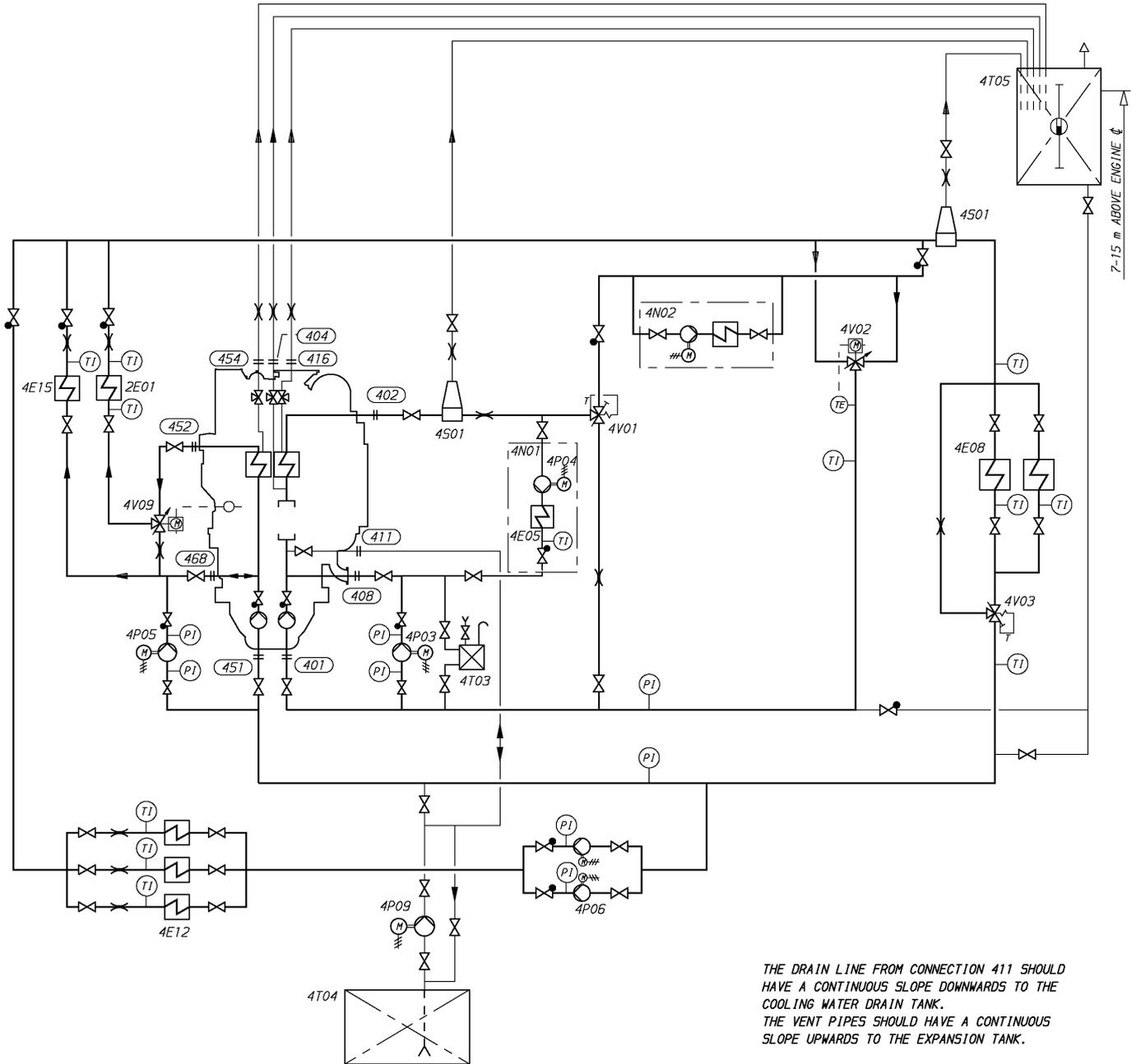
System components

2E01	Lubricating oil cooler
4E05	Heater (pre-heating unit)
4E08	Central cooler
4E12	Cooler (installation parts)
4E15	Cooler (generator)
4N01	Pre-heating unit
4N02	Evaporator unit
4P04	Circulating pump (pre-heating unit)
4P06	Circulating pump

Pipe connections

4P09	Transfer pump	401	HT-water inlet
4S01	Air venting	402	HT-water outlet
4T03	Additive dosing tank	404	HT-water air vent
4T04	Drain tank	406	Water from pre-heater to HT-circuit
4T05	Expansion tank	411	HT-water drain
4V01	Temperature control valve (HT)	416	HT-water air vent from air cooler
4V02	Temperature control valve (heat recovery)	451	LT-water inlet
4V03	Temperature control valve (LT)	452	LT-water outlet
4V09	Temperature control valve (charge air)	454	LT-water air vent from air cooler
		468	LT-water, air cooler by-pass

Figure 9.10 External cooling water system example, 1 x Wärtsilä L46 with built-on pumps (3V76C5831)



THE DRAIN LINE FROM CONNECTION 411 SHOULD HAVE A CONTINUOUS SLOPE DOWNWARDS TO THE COOLING WATER DRAIN TANK. THE VENT PIPES SHOULD HAVE A CONTINUOUS SLOPE UPWARDS TO THE EXPANSION TANK.

System components

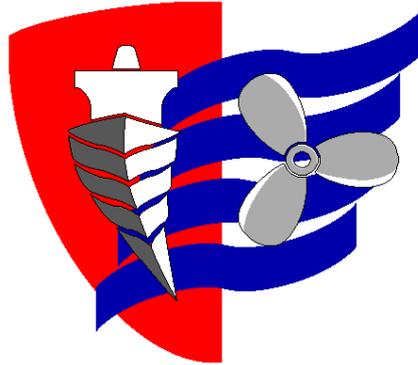
2E01	Lubricating oil cooler
4E05	Heater (pre-heating unit)
4E08	Central cooler
4E12	Cooler (installation parts)
4E15	Cooler (generator)
4N01	Pre-heating unit
4N02	Evaporator unit
4P03	Stand-by pump (HT)
4P04	Circulating pump (pre-heating unit)
4P05	Stand-by pump (LT)

4P06	Circulating pump
4P09	Transfer pump
4S01	Air venting
4T03	Additive dosing tank
4T04	Drain tank
4T05	Expansion tank
4V01	Temperature control valve (HT)
4V02	Temperature control valve (heat recovery)
4V03	Temperature control valve (LT)
4V09	Temperature control valve (charge air)

Pipe connections

401	HT-water inlet
402	HT-water outlet
404	HT-water air vent
408	HT-water from stand-by pump
411	HT-water drain
416	HT-water air vent from air cooler
451	LT-water inlet
452	LT-water outlet
454	LT-water air vent from air cooler
468	LT-water, air cooler by-pass

**ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA
UNIVERSIDAD DE CANTABRIA**



PLIEGO DE CONDICIONES

CÁLCULO Y DISEÑO DEL CIRCUITO DE REFRIGERACIÓN CENTRALIZADA EN UN BUQUE PORTACONTENEDORES	REF: PLIEGO DE CONDICIONES	
	FECHA: 06/09/2019	
	REV: 00	PAG: 89/125

4. PLIEGO DE CONDICIONES

El presente pliego de condiciones tiene por objeto determinar los requisitos a que se debe ajustar la ejecución de la instalación del circuito de refrigeración en el buque partiendo de los planos como base de su implementación y de las características técnicas que se encuentran especificadas en los documentos que componen el presente trabajo.

Este documento no tiene aplicación práctica ya que se redacta con carácter de Trabajo Fin de Grado para la obtención del Título de Grado en Ingeniera Marítima, que versa todos los pasos que se deben llevar a cabo para el cálculo, diseño e implementación del sistema de refrigeración del motor principal de un buque portacontenedores.

La instalación objeto del proyecto consistirá en la ejecución de las obras necesarias para llevar a cabo una correcta instalación del sistema de refrigeración del motor principal en función de las propias necesidades del mismo, así como optimizando todos los recursos que se llevan a cabo durante el proceso y además teniendo en cuenta los demás sistemas y circuitos que componen la sala de máquinas y el propio motor principal.

La instalación de este sistema del sistema de este proyecto estará basada de acuerdo a la vigente sociedad de clasificación Bureau Veritas además de a sus instrucciones complementarias, así como la legislación vigente al respecto.

4.1. PLIEGO DE CONDICIONES GENERALES

Todas las unidades de obra que formen parte de este proyecto se ejecutarán cumpliendo con las prescripciones indicadas en los reglamentos de seguridad y las normas técnicas de obligado cumplimiento para este tipo de instalaciones, tanto de ámbito internacional, como nacional y el

CÁLCULO Y DISEÑO DEL CIRCUITO DE REFRIGERACIÓN CENTRALIZADA EN UN BUQUE PORTACONTENEDORES	REF: PLIEGO DE CONDICIONES	
	FECHA: 06/09/2019	
	REV: 00	PAG: 90/125

autonómico, además de todas las otras que se establezcan en la memoria descriptiva de este proyecto.

Además, se tendrán que adaptar las presentes condiciones particulares que complementarán las indicadas por los reglamentos y normas citadas.

La causalidad principal de la creación del presente pliego de condiciones es definir al Astillero, el alcance del proyecto y la ejecución cualitativa de este. Determinando así los requisitos a los que se deben de ajustar a la ejecución del sistema de refrigeración del motor principal cuyas características técnicas encontramos ya especificadas.

El Astillero estará obligado al cumplimiento de la reglamentación del trabajo correspondiente, a la contratación de un seguro obligatorio, seguro de enfermedad y de todas aquellas reglamentaciones de carácter social vigentes o que en el futuro se dictaminen. Concretamente, estará obligado a cumplir con lo

dispuesto en la norma UNE 24042 “Contratación de Obras. Condiciones Generales”, siempre que no lo modifique el presente pliego.

Mandos y responsabilidades:

- Jefe de obra: el contratista dispondrá a pie de obra de un técnico cualificado cuyo deber será ejercer como el responsable de controlar y de organizar los trabajos dispuestos en el contrato. Además, será el interlocutor válido frente a la propiedad.
- Vigilancia: de esta tarea el contratista será el responsable de esta en los trabajos el que el astillero sea el responsable bajo contrato hasta el día de la recepción provisional.
- Limpieza: en este caso, también será el contratista el responsable de mantener el recinto de la obra libre de la acumulación de materiales de desecho, escombros y suciedad, siendo conveniente su retirada de las zonas de trabajo.

CÁLCULO Y DISEÑO DEL CIRCUITO DE REFRIGERACIÓN CENTRALIZADA EN UN BUQUE PORTACONTENEDORES	REF: PLIEGO DE CONDICIONES	
	FECHA: 06/09/2019	
	REV: 00	PAG: 91/125

El contratista tendrá como obligación eliminar adecuadamente por cuenta propia los desechos que se produzcan durante los trabajos a ejecutar. Siendo aconsejable, para una mayor limpieza, dejar el puesto y las zonas de trabajo limpias y ordenadas al abandonar el trabajo cada jornada.

Partiendo de lo anterior como tareas de trabajo diario, el contratista estará obligado al finalizar la instalación, entregarla completamente limpia y libre de herramientas, andamiajes y materiales.

Aparte, todos los gastos derivados del suministro, la distribución y el consumo de todas las energías y fluidos necesarios para el correcto y normal desarrollo de los trabajos objeto de su cuenta serán responsabilidad del contratista.

Subcontratación

El contratista podrá subcontratar cualquier obra del proyecto firmado que dese, sin embargo, el responsable de las mismas en todo caso será el contratista, el cual responderá ante la Dirección Facultativa de Obra y la Propiedad de la labor de sus subcontratistas como si fuese labor propia. La propiedad podrá recusar antes la contratación, cualquiera de las subcontratas que el subcontratista tenga previsto utilizar, con la obligación de presentar nombres alternativos.

4.1.1. MATERIALES

Todos los materiales empleados serán de la calidad especificada en el contrato, deberán cumplir con las especificaciones y tendrán las características indicadas en el proyecto y en las normas técnicas generales,

CÁLCULO Y DISEÑO DEL CIRCUITO DE REFRIGERACIÓN CENTRALIZADA EN UN BUQUE PORTACONTENEDORES	REF: PLIEGO DE CONDICIONES	
	FECHA: 06/09/2019	
	REV: 00	PAG: 92/125

así como todas las relativas a la conservación de estos atendiendo a las particularidades en este caso de un medio hostil como es el marino.

Cualquier especificación o característica de relativa a los mismos que figuren en cualquier documento del proyecto, aún sin figurar en los restantes es igualmente obligatoria. En caso de existir contradicción u omisión en los documentos del proyecto, aun sin figurar en los restantes es igualmente obligatoria.

En caso de existir contradicción u omisión en los documentos del proyecto, el Astillero que realizará las obras tendrá la obligación de ponerlo de manifiesto al Técnico Director de Obra, quien decidirá sobre el particular. En ningún caso podrá suplir la falta directamente y por decisión propia sin la autorización expresa.

4.1.2. RECEPCIÓN DEL MATERIAL

El responsable del material suministrado será el Director de Obra de acuerdo con el Astillero dará a su debido tiempo su aprobación sobre el material suministrado y confirmará que todo ello resulta apto para llevar a cabo la instalación de manera adecuada. El astillero será responsable de la vigilancia y conservación del material suministrado.

4.1.2.1. CONTROL DE CALIDAD

Correrá por cuenta del contratista el control de Calidad de la obra de acuerdo con la legislación vigente. El control de calidad comprenderá los siguientes aspectos:

- Control de materias primas
- Control de equipos o materiales suministrados a obra
- Calidad de ejecución de las obras: construcción y montaje

CÁLCULO Y DISEÑO DEL CIRCUITO DE REFRIGERACIÓN CENTRALIZADA EN UN BUQUE PORTACONTENEDORES	REF: PLIEGO DE CONDICIONES	
	FECHA: 06/09/2019	
	REV: 00	PAG: 93/125

- Calidad de la obra terminada: inspección y pruebas

En cualquier caso, si durante la ejecución de las obras o durante el período de garantía, la Dirección del Proyecto detectase alguna unidad de obra o algún material que no cumpliera con los requisitos de calidad exigidos, el contratista podría exigir su demolición y posterior reconstrucción. Corriendo con todos los costes derivados de dichas actividades por cuenta del Contratista, el cual no tendrá derecho a presentar reclamación por tal hecho.

4.1.2.2. MUESTRAS

El contratista deberá presentar muestras de los materiales que se van a utilizar para su posterior aprobación con la antelación suficiente como para no causar ningún retraso al comienzo del proyecto. La dirección del proyecto tendrá un plazo de tres días para dar la aprobación de la pieza o para exigir un cambio, en caso de que las muestras fueran rechazadas por no cumpliera todos los requisitos. En el caso de que las muestras fueran rechazadas, el contratista se encargará de presentar nuevas muestras, siempre y cuando el plazo de aprobación por parte de la dirección de obra no afecte al plazo de inicio de la obra. Si aún así, se manifiesta algún retraso causado por el rechazo de los materiales será considerado como imputable al contratista.

4.1.3. ORGANIZACIÓN

El Astillero actuará de patrono legal, esto significa que será el encargado de asumir legalmente todas las responsabilidades establecidas por decretos u órdenes sobre el buque durante la ejecución de la obra y quedando obligado al pago de salarios y de otras cargas que legalmente están

CÁLCULO Y DISEÑO DEL CIRCUITO DE REFRIGERACIÓN CENTRALIZADA EN UN BUQUE PORTACONTENEDORES	REF: PLIEGO DE CONDICIONES	
	FECHA: 06/09/2019	
	REV: 00	PAG: 94/125

establecidas y en general, a todo cuanto legisle en decretos u ordenes sobre el particular durante la ejecución de la obra.

Dentro de lo estipulado en el pliego de condiciones, la organización de la obra, así como la determinación de la procedencia de los materiales empleados, estará bajo la supervisión del propio Astillero, el cual será el responsable de la seguridad ante posibles accidentes.

El Astillero tendrá como deber informar al Director de Obra de todos los planes de organización técnica de la obra, y estará obligado a solicitarle al Director de obra la previa aprobación para los contratos de trabajo, la compra de material o alquiler de elementos auxiliares que es Astillero considere oportuno llevar a cabo la obra, corriendo todo ello a cuenta propia del Astillero.

4.1.4. INTERPRETACIÓN Y DESARROLLO DEL PROYECTO

La interpretación técnica de los documentos del proyecto es una de las tareas que recaen sobre el Técnico Director de Obra. El Astillero está obligado a someter a este ante cualquier duda, aclaración o discrepancia que surja durante la ejecución de la obra por causa del proyecto, o circunstancias ajenas a este, siempre cumpliendo con la suficiente antelación, en función de la importancia del asunto, con el fin de darle solución lo antes posible.

El Astillero se hace responsable de cualquier error motivado por la omisión de esta obligación y consecuentemente deberá rehacer a su costa los trabajos que correspondan a la correcta interpretación del proyecto. El Astillero está obligado a realizar todo cuanto sea necesario para la buena ejecución de la obra aun cuando no se halle explícitamente reflejado en el pliego de condiciones o en los documentos del proyecto.

El Astillero notificará por escrito o en persona directamente al Director de Obra y con suficiente antelación las fechas en que quedarán preparadas para la inspección cada una de las partes de la obra para las que se ha

CÁLCULO Y DISEÑO DEL CIRCUITO DE REFRIGERACIÓN CENTRALIZADA EN UN BUQUE PORTACONTENEDORES	REF: PLIEGO DE CONDICIONES	
	FECHA: 06/09/2019	
	REV: 00	PAG: 95/125

indicado necesidad o conveniencia de estas o para aquellas que parcial o totalmente deban quedar ocultas.

En cuanto a las unidades de obra que deban quedar ocultas, se tomarán antes de ello, los datos precisos para su medición, a los efectos de liquidación y que sean suscritos por el Técnico Director de Obra de hallarlos correctos. Si no se diese el caso, la liquidación se realizará en base a los datos o criterios de medición aportados por este.

4.1.5. MODIFICACIONES

El Astillero está obligado a realizar las obras que se encarguen resultantes de las posibles modificaciones del proyecto, tanto en aumento como en

disminución o simplemente variación, siempre y cuando el importe de las mismas no altere en más o menos de un 25% del valor contratado.

La variación de los mismos se hará de acuerdo con los valores establecidos en el presupuesto entregado por el Astillero y este ha sido tomados como base de contrato.

El Director de Obra tendrá plena facultad para introducir aquellas modificaciones que considere oportunas de acuerdo a su criterio, en cualquier unidad de obra, durante la construcción, siempre que cumpla las condiciones técnicas referidas al proyecto y de modo que no varíe el importe total de la obra. Así como tendrá la obligación de deshacer toda clase de obra que no se ajuste a las condiciones expresadas en este documento

4.1.6. EJECUCIÓN DE OBRAS

CÁLCULO Y DISEÑO DEL CIRCUITO DE REFRIGERACIÓN CENTRALIZADA EN UN BUQUE PORTACONTENEDORES	REF: PLIEGO DE CONDICIONES	
	FECHA: 06/09/2019	
	REV: 00	PAG: 96/125

4.1.6.1. COMPROBACIÓN Y REPLANTEO

Todo lo que concierne al replanteo de las obras efectuadas del proyecto se comprobará en presencia del Director de Obra, de un representante del Astillero y del armador del barco antes de la licitación en un plazo máximo de 15 días hábiles a partir de la adjudicación definitiva al Astillero, extendiéndose a la correspondiente Acta de Comprobación del Reglamento.

El Acta de Comprobación del Reglamento refleja la conformidad del replanteo de los documentos contractuales. En el supuesto de que se diera el caso contrario, si se refleja disconformidad, se puede ver afectado el cumplimiento del contrato. Cuando tal Acta muestre alguna variación respecto a los documentos contractuales del proyecto, deberá ser acompañada de un nuevo presupuesto valorado a los precios del contrato.

4.1.6.2. PROGRAMA DE TRABAJO

El Astillero presentará el programa de trabajo de la obra en un plazo de 15 días hábiles a partir de la adjudicación definitiva, siguiendo el orden de obra que especifique el Director de la misma para su correcta realización. Todo esto debe presentarse previamente por escrito antes de llevarlo a cabo.

Cuando sea necesario modificar cualquier condición contractual del programa de trabajo, dicho programa deberá ser redactado contradictoriamente por el Astillero y el Director de Obra, con la correspondiente modificación para su tramitación.

4.1.6.3. COMIENZO

CÁLCULO Y DISEÑO DEL CIRCUITO DE REFRIGERACIÓN CENTRALIZADA EN UN BUQUE PORTACONTENEDORES	REF: PLIEGO DE CONDICIONES	
	FECHA: 06/09/2019	
	REV: 00	PAG: 97/125

El Astillero estará obligado a notificar la fecha de comienzo de los trabajos al Director de Obra, tanto de manera escrita como de manera personal.

4.1.7. PLAZO DE EJECUCIÓN

La obra se realizará en el plazo que se estipule en el contrato definido por la propiedad o, en su defecto, en las condiciones que se especifiquen en este pliego.

Cuando el Astillero solicite una inspección, de acuerdo con alguno de los extremos contenidos en el Presente Pliego de Condiciones, o bien mediante el contrato establecido con la propiedad, para poder realizar algún trabajo anterior que esté condicionado por la misma, estará obligado a tener preparada en dicha inspección, una cantidad de obra que corresponda a un ritmo normal de trabajo.

En su defecto, cuando el ritmo de trabajo estipulado por el Astillero no sea normal, se podrá convenir una programación de inspecciones obligatorias de acuerdo con el plan de obra.

4.1.8. VARIACIONES DEL PROYECTO

Se consideran mejoras o variaciones aquellas que hayan sido ordenadas por el Director de Obra sin variación del importe contratado.

CÁLCULO Y DISEÑO DEL CIRCUITO DE REFRIGERACIÓN CENTRALIZADA EN UN BUQUE PORTACONTENEDORES	REF: PLIEGO DE CONDICIONES	
	FECHA: 06/09/2019	
	REV: 00	PAG: 98/125

4.1.9. OBRAS COMPLEMENTARIAS

El Astillero tiene la obligación de realizar todas las obras complementarias que sean indispensables para llevar a cabo cualquiera de las partes que componen la obra en su conjunto específicas en cualquiera de los documentos del proyecto, aunque en el mismo no figuren explícitamente mencionadas dichas complementarias, todo ello son variación del importe contratado.

4.1.10. OBRA DEFECTUOSA

Cuando el Astillero detecte cualquier defecto de obra que no se ajuste a lo especificado en el Proyecto o en este Pliego de Condiciones, el Director de Obra tendrá dos opciones: aceptarlo o rechazarlo. Si lo aceptara, este fijará el precio que crea justo con arreglo a las diferencias que hubiera, estando el Astillero obligado a aceptar dicha valoración.

En el otro caso, se reconstruirá a expensas del Astillero la parte que esté mal ejecutada cuantas veces sean necesarias sin que ello sea motivo de una reclamación económica o de ampliación del plazo de ejecución.

4.1.11. MEDIOS AUXILIARES

Correrán por cuenta del Astillero todos los medios y maquinarias auxiliares que sean necesarias para la ejecución de la Obra. En el uso de los mismo, estará obligado a cumplir todos los Reglamentos de Seguridad e Higiene en el trabajo vigentes y a utilizar por los medios de protección adecuados para sus operarios.

CÁLCULO Y DISEÑO DEL CIRCUITO DE REFRIGERACIÓN CENTRALIZADA EN UN BUQUE PORTACONTENEDORES	REF: PLIEGO DE CONDICIONES	
	FECHA: 06/09/2019	
	REV: 00	PAG: 99/125

En cualquier caso, todos los medios auxiliares quedarán en propiedad del Astillero una vez que haya finalizado la obra, aunque no tendrán derecho a reclamar en el caso de que hayan dado lugar a desperfectos mientras se daba uso de estos.

4.1.12. CONSERVACIÓN DE LAS OBRAS

El Astillero está obligado a la conservación en perfecto estado de las unidades de obra realizadas hasta la fecha de recepción definitiva por la propiedad. Los gastos corren a cargo del Astillero.

4.1.13. SUBCONTRATACIÓN DE OBRAS

Salvo que el contrato disponga lo contrario o que, dada su naturaleza y condiciones se deduzca que la obra ha de ser ejecutada directamente por el Astillero, podrá este concretar con terceros la realización de determinadas unidades de obra, previo conocimiento por escrito al Director de Obra. Los gastos derivados de la subcontratación correrán a cargo del Astillero.

4.1.14. RECEPCIÓN DE LAS OBRAS

4.1.14.1. RECEPCIÓN PROVISIONAL

La recepción provisional se realizará una vez que la obra esté terminada y para ello se realizará un reconocimiento por parte del Director de Obra y la propiedad en presencia del Astillero, dando el acta y empezando a correr desde el plazo de garantía si se hallan en estado de ser admitidas.

CÁLCULO Y DISEÑO DEL CIRCUITO DE REFRIGERACIÓN CENTRALIZADA EN UN BUQUE PORTACONTENEDORES	REF: PLIEGO DE CONDICIONES	
	FECHA: 06/09/2019	
	REV: 00	PAG: 100 /125

En caso contrario, al no ser admitidas, se hará constar en acta y se dará parte en el Astillero para solucionar los defectos observados, fijando un plazo, expirando el cual se procederá a un nuevo reconocimiento a fin de proceder a la recepción provisional, sin que suponga gasto alguno para la propiedad.

4.1.14.2. PLAZO DE GARANTÍA

Contando desde la fecha de la recepción provisional o bien, el que establezca el contrato, el plazo de garantía será de un año como mínimo. Durante este período, queda a cargo del Astillero la conservación de las obras y solución de defectos derivados de una mala construcción o ejecución de la instalación.

4.1.14.3. RECEPCIÓN DEFINITIVA

Se realizará después de transcurrido el plazo de garantía o, en su defecto, a los seis meses de la recepción provisional. A partir de esa fecha cesará la obligación del Astillero de conservar y reparar a su cargo las obras.

4.1.15. CONTRATO

4.1.15.1. CONTRATACIÓN DEL ASTILLERO

El conjunto de las instalaciones que realizará el Astillero que se decida una vez estudiado el proyecto y comprobada su viabilidad.

CÁLCULO Y DISEÑO DEL CIRCUITO DE REFRIGERACIÓN CENTRALIZADA EN UN BUQUE PORTACONTENEDORES	REF: PLIEGO DE CONDICIONES	
	FECHA: 06/09/2019	
	REV: 00	PAG: 101 /125

4.1.15.2. FORMALIZACIÓN DEL CONTRATO

Esta acción se realizará mediante el contrato privado el cual comprenderá la adquisición de todos los materiales, transporte, mano de obra, medios auxiliares para la ejecución de la obra proyectada en el plazo estipulado, así como la reconstrucción de las unidades defectuosas, la realización de las obras complementarias y las derivadas de las modificaciones que se introduzcan durante la ejecución.

La totalidad de los documentos que componen el proyecto técnico de la obra serán incorporados al contrato, el cual será firmado tanto por el Astillero como el propietario.

4.1.15.3. RECISIÓN DEL CONTRATO

Se considerará la rescisión del contrato bajo el escenario de las siguientes causas:

1. La quiebra del Astillero
2. La modificación del Proyecto con una alteración de más de un 25% del mismo.
3. La modificación de las unidades de obra sin autorización previa.
4. La suspensión de las obras ya iniciadas.
5. El incumplimiento de las condiciones del contrato cuando fue de mala fe.
6. La terminación del plazo de ejecución de la obra sin haberse llegado a completar esta.
7. La actuación de mala fe en la ejecución de los trabajos.
8. Destajar o subcontratar la totalidad o parte de la obra a terceros sin autorización del Director de Obra y del Propietario.

CÁLCULO Y DISEÑO DEL CIRCUITO DE REFRIGERACIÓN CENTRALIZADA EN UN BUQUE PORTACONTENEDORES	REF: PLIEGO DE CONDICIONES	
	FECHA: 06/09/2019	
	REV: 00	PAG: 102 /125

4.1.15.4. RESPONSABILIDADES

El Astillero elegido será el responsable de la ejecución de las obras en las condiciones establecidas del proyecto y en el contrato. Como consecuencia de ello, vendrá obligado a la desinstalación de las partes mal ejecutadas y a su reinstalación correcta, sin que sirva de excusa que el Director de Obra haya examinado y reconocido las obras.

El Astillero es el único responsable de todas las contravenciones que se cometan (incluyendo su personal) durante la ejecución de las obras u operaciones relacionadas con las mismas. También es responsable de los accidentes o daños que, por errores, inexperiencia o empleo de métodos inadecuados, se produzcan a la propiedad, a los vecinos o terceros en general.

Actuará además como el único responsable del incumplimiento de las disposiciones vigentes en materia laboral respecto su personal y, por lo tanto, de los accidentes que puedan sobrevenir y de los derechos que puedan derivarse de ellos.

4.2. PLIEGO DE CONDICIONES ECONÓMICAS

4.2.1. MEDICIONES Y VALORACIONES ECONÓMICAS

El Astillero verificará los planos y efectuará todas las mediciones correspondientes. Si se diera el caso de hallar anomalías se reclamará al Director de Obra y éste lo comunicará a la parte interesada.

El Astillero se pondrá de acuerdo con el Director de Obra y la parte interesada, volviendo a verificar las anomalías y en su caso se tomarán las medidas oportunas. Tal fin pretende asegurar la continuidad de las obras, sin

CÁLCULO Y DISEÑO DEL CIRCUITO DE REFRIGERACIÓN CENTRALIZADA EN UN BUQUE PORTACONTENEDORES	REF: PLIEGO DE CONDICIONES	
	FECHA: 06/09/2019	
	REV: 00	PAG: 103 /125

que falte material para su ejecución y evitando de esta forma posibles retrasos.

4.2.2. ABONO DE LAS OBRAS

En el contrato se deberá fijar detalladamente la forma y plazos en que se abonarán las obras realizadas. 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.

4.2.3. PRECIOS

Al formalizarse el contrato, el Astillero presentará la relación de los precios que integran este proyecto, los cuales tendrán valor contractual y se aplicarán a las posibles variaciones que puedan existir.

Se entiende que estos precios comprenden la ejecución total de la unidad de la obra, incluyendo los trabajos complementarios y los materiales, además de la imposición fiscal y las cargas laborales.

En caso de tener que realizar unidades de obra no previstas en el proyecto, el precio será fijado por el Director de Obra y el Astillero, antes de su ejecución se le mostrará las variaciones al propietario para su aprobación o rechazo.

4.2.3.1. REVISIÓN DE PRECIOS

CÁLCULO Y DISEÑO DEL CIRCUITO DE REFRIGERACIÓN CENTRALIZADA EN UN BUQUE PORTACONTENEDORES	REF: PLIEGO DE CONDICIONES	
	FECHA: 06/09/2019	
	REV: 00	PAG: 104 /125

En el contrato se establecerá si el Astillero tiene derecho a la revisión de precios y a calcularlos en caso de que sea necesario alguna modificación. En caso de tener que realizar alguna modificación, será el Director de Obra el encargado de llevarlo a cabo.

4.2.3.1. PRECIOS CONTRADICTORIOS

En caso de que exista la determinación de algún precio contradictorio, el Director de Obra lo formulará basándose en los que han servido para la formación del presupuesto, estando el Astillero obligado a aceptarlos.

4.2.4. PENALIZACIONES POR RETRASOS

Por retrasos en los plazos de entrega de la 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, bien ser descontadas de la liquidación final.

4.2.5. LIQUIDACIÓN EN CASO DE RESCISIÓN DE CONTRATO

Siempre que se rescinda el contrato por las causas anteriormente expuestas, o bien por el acuerdo de ambas partes, se abonarán al Astillero las unidades de obra ejecutadas y los materiales acopiados a pie de obra y que reúnan las condiciones y sean necesarios para la misma.

Cuando se rescinda el contrato, llevará implícito la retención de la fianza para obtener los posibles gastos de conservación, el periodo de

CÁLCULO Y DISEÑO DEL CIRCUITO DE REFRIGERACIÓN CENTRALIZADA EN UN BUQUE PORTACONTENEDORES	REF: PLIEGO DE CONDICIONES	
	FECHA: 06/09/2019	
	REV: 00	PAG: 105 /125

garantía y los derivados del mantenimiento hasta la fecha de la nueva adjudicación.

4.2.6. FIANZA

En el contrato se establecerá la fianza que el Astillero deberá depositar en garantía del cumplimiento del mismo, o se convendrá una retención sobre los pagos realizados a cuenta de la obra realizada.

De no estipularse la fianza en el contrato, se entiende que se adoptará como garantía una retención del 5% sobre los pagos a cuenta citados.

En el caso de que el Astillero se negase a realizar por su cuenta los trabajos por ultimar la obra en las condiciones contratadas o atender la garantía, la propiedad podrá ordenar ejecutarlas a un tercero, abonando su importe con cargo a la retención o fianza, sin perjuicio de las acciones legales a que tenga derecho la propiedad si el importe de la fianza no bastase.

La fianza retenida se abonará al Astillero una vez firmada el acta de recepción definitiva de la obra en un plazo máximo de treinta días.

4.2.7. GASTOS DIVERSOS A CUENTA DEL ASTILLERO

El Astillero debe proporcionar el agua, la energía eléctrica y cualquier acondicionamiento para mantener óptimas las condiciones del personal.

Para la correcta ejecución de la obra se requiere gastos que corren por cuenta del Astillero, tales como los materiales, la mano de obra y los medios auxiliares necesarios.

CÁLCULO Y DISEÑO DEL CIRCUITO DE REFRIGERACIÓN CENTRALIZADA EN UN BUQUE PORTACONTENEDORES	REF: PLIEGO DE CONDICIONES	
	FECHA: 06/09/2019	
	REV: 00	PAG: 106 /125

4.2.8. CONSERVACIÓN DE LAS OBRAS DURANTE EL PLAZO DE GARANTÍA

Correrán por cuenta del Astillero los gastos derivados de la conservación de las obras durante el plazo de garantía. En este periodo, las obras deberán estar en perfectas condiciones, condición indispensable para la recepción definitiva de las mismas.

Estos gastos están incluidos en las diversas unidades de obra, por lo tanto, el Astillero no podrá reclamar una indemnización.

4.2.9. MEDIDAS DE SEGURIDAD

El Astillero deberá cumplir en todo momento las leyes y regulaciones relativas a seguridad e higiene en el trabajo. El incumplimiento de estas será objeto de sanción, siguiendo las especificaciones redactadas en el contrato, donde vendrán reflejadas las distintas cuantías en función de la falta detectada.

4.2.10. RESPONSABILIDAD POR DAÑOS

La propiedad tiene concretada una póliza de responsabilidad civil por daños causados a terceros. El Astillero figura como asegurado y garantiza la responsabilidad civil de los días causados accidentalmente a terceros con motivo de las sobras.

En esta póliza figura la responsabilidad civil que tiene el Astillero respecto a terceros en caso de que haya daños físicos y materiales.

No obstante, queda excluida toda la prestación que deba estar relacionada con el seguro obligatorio de accidentes laborales y enfermedades

CÁLCULO Y DISEÑO DEL CIRCUITO DE REFRIGERACIÓN CENTRALIZADA EN UN BUQUE PORTACONTENEDORES	REF: PLIEGO DE CONDICIONES	
	FECHA: 06/09/2019	
	REV: 00	PAG: 107 /125

profesionales de la Seguridad Social. Del mismo modo, quedan excluidas cualquier tipo de sanciones, multas o recargos en las indemnizaciones exigidas por la legislación laboral.

4.2.11. DEMORAS

Al encargarse el trabajo, se fijará por ambas partes, el programa con la fecha de inicio y de terminación.

El Astillero pondrá los medios necesarios para ello, que deberán ser aceptados por la propiedad.

Solo se considerarán demoras excusables los retrasos o interrupciones imputables a causas de fuerza mayor, tales como huelgas generales, catástrofes naturales etc.

En el caso de que el Astillero incurra en demoras no excusables, le serán

aplicadas las siguientes sanciones:

- Por retraso en la incorporación del personal y otros medios necesarios para la finalización del trabajo: desde un 1% hasta un máximo de 5% por día de retraso.
- Por retraso en la finalización de los trabajos o retrasos en los trabajos intermedios que expresamente se indiquen: desde un 1% de la facturación de estos encargos con un tope de un 5% por cada día de retraso.
- Por incumplimiento en la limpieza y orden de las instalaciones: 300€ la primera vez, aumentando en otros 300€ las sucesivas hasta un máximo de tres veces, a partir de la cual se procederá a restituir por la propiedad las condiciones de limpieza y orden, cargando el coste al Astillero.

CÁLCULO Y DISEÑO DEL CIRCUITO DE REFRIGERACIÓN CENTRALIZADA EN UN BUQUE PORTACONTENEDORES	REF: PLIEGO DE CONDICIONES	
	FECHA: 06/09/2019	
	REV: 00	PAG: 108 /125

4.3. PLIEGO DE CONDICIONES FACULTATIVAS

4.3.1. NORMAS A SEGUIR

Las obras por realizar estarán de acuerdo y se guiarán por las siguientes normas además de lo descrito en este pliego de condiciones:

- Reglamentación General de Contratación según Decreto 3410/75, del 25 de Noviembre
- Artículo 1588 y siguientes del Código Civil, en los casos en que sea procedente su aplicación al contrato que se trate
- Ordenanzas Generales de Seguridad e Higiene en el Trabajo, aprobada pro Orden del 9/3/71 del Ministerio de Trabajo
- Normas UNE
- Plan Nacional y Ordenanza General de Seguridad e Higiene en el trabajo.
- Normas de la compañía suministradora de los materiales

Lo indicado en este Pliego de Condiciones con preferencia a todos los códigos.

4.3.2. PERSONAL

El Astillero tendrá al frente de la obra un encargado con autoridad sobre los demás operarios y conocimientos acreditados y suficientes para la ejecución de la obra.

El encargado recibirá cumplirá y transmitirá las instrucciones y órdenes al Director de Obra.

El Astillero tendrá en la obra, además del personal que requiera el Director de Obra, el número y clase de operarios que hagan falta para el

CÁLCULO Y DISEÑO DEL CIRCUITO DE REFRIGERACIÓN CENTRALIZADA EN UN BUQUE PORTACONTENEDORES	REF: PLIEGO DE CONDICIONES	
	FECHA: 06/09/2019	
	REV: 00	PAG: 109 /125

volumen y naturaleza de los trabajos que se realicen, los cuales serán de reconocida aptitud y experimentados en el oficio.

4.3.3. CONDICIONES DE LOS MATERIALES EMPLEADOS

Se describirán de minuciosamente las condiciones que deben reunir los materiales empleados en la construcción del proyecto, siendo cada uno de ellos los más adecuados para un satisfactorio resultado final.

4.3.4. ADMISIÓN Y RETIRADA DE MATERIALES

Los materiales empleados en este proyecto serán de la mejor calidad posible. El Director de Obra ordenará los análisis, ensayos y pruebas con los materiales y se encargará de decidir si los materiales reúnen las características que prescriben las respectivas condiciones estipuladas para cada clase de material.

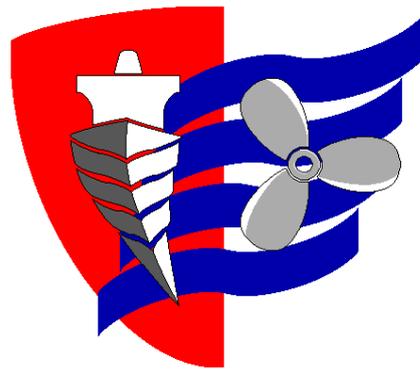
4.3.5. RECONOCIMIENTOS Y ENSAYOS PREVIOS

Cuando lo estime oportuno el Director de Obra, podrá encargar y ordenar análisis, ensayo o comprobación de los materiales, elementos o instalaciones, bien sea en fábrica de origen, laboratorios oportunos o en la misma obra, según crea más conveniente, aunque estos no estén indicados en el pliego.

En el caso de discrepancia, los ensayos o pruebas se efectuarán en el laboratorio que el Director de Obra designe.

Los gastos ocasionados por estas pruebas y comprobaciones serán por cuenta del Astillero.

**ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA
UNIVERSIDAD DE CANTABRIA**



MEDICIONES Y PRESUPUESTO

5. MEDICIONES Y PRESUPUESTO

Para poder hacer una valoración económica del Proyecto de manera que se pueda ver visualmente cuál es su coste y por otra un detalle de cada uno de los elementos que componen el Proyecto se organizara de la siguiente manera:

- Un análisis a detalle de todo lo que conlleva el Proyecto
- Un análisis cuantitativo donde se pueda ver cuanto presupuesto se destina a cada uno de los sistemas que componen el Proyecto

El precio no incluye IVA ni beneficio industrial

5.1. ANÁLISIS DEL PRESUPUESTO

5.1.1. OFICINA TÉCNICA

Este coste asumirá el tiempo dedicado al estudio, diseño y elaboración del Proyecto.

Se supondría en este caso, dedicándole una semana de 5 días laborables completos junto con las gestiones que se llevan a cabo durante la obra, los seguimientos y todo lo relativo a ello, suponiendo por día 750€

$$750 \frac{\text{€}}{\text{día}} \cdot 5 \text{ días} \rightarrow \text{Coste de la oficina técnica: } 3\,750 \text{ €}$$

5.1.2. INTERCAMBIADORES

5.1.2.1. MATERIALES

El pedido se realizará a Alfa Laval, de manera que su coste quedaría así:

Enfriadores centrales de agua salada

T20-FG

Cantidad	2
Precio por unidad	50 550 €
101 100 €	

Enfriadores de aceite de lubricación Alfa Laval M10-B	
Cantidad	1
Precio por unidad	16 400€
16 400 €	

Enfriadores de precalentamiento M.P Alfa Laval 30kW	
Cantidad	1
Precio por unidad	2 350 €
2 350 €	

El coste total de lo enfriadores ascendería a: 119 850 €

5.1.2.2. PLAZO DE ENTREGA

El plazo de entrega será de 75 días, 15 semanas.

5.1.2.3. COSTE DE LA MANO DE OBRA

Considerando un tiempo medio entre todos los enfriadores, tendríamos:

CÁLCULO Y DISEÑO DEL CIRCUITO DE REFRIGERACIÓN CENTRALIZADA EN UN BUQUE PORTACONTENEDORES	REF: MEDICIONES Y PRESUPUESTO	
	FECHA: 06/09/2019	
	REV: 00	PAG: 113/125

- Se necesitarán dos operarios para:
 - o 3 horas destinadas al transporte
 - o 2 días completos para cada enfriador su montaje, su conexión y la colocación de las placas
- Un supervisor para asegurarse de la correcta instalación de los anclajes, las placas y sus aprietes

El desglose de este coste para cada uno de los circuitos será:

- Las horas
 1. Operarios mecánico-montadores:
 - o Traslado a bordo: 3 h
 - o Montaje y colocación: 18 h
 - o Encargado: estará presente en todo momento por lo que será de 21 h
- El precio por hora de cada operario en horario de jornada laboral:
 1. Mecánico-montador: 11 €/h
 2. Encargado: 12 €/h
- El precio total por especialista ascendería a:
 1. Mecánico montador: 231 €; al ser dos: 462 €
 2. Encargado: 252 €
- El precio total por circuito sería: 714 €
- El precio total de la mano de obra sería de: 2 142 €

5.1.3. COSTE DE ELECTROBOMBAS

5.1.3.1. MATERIALES

El proveedor encargado de suministrarnos el material va a ser: *KSB: bombas, válvulas y servicio*; el cual nos proporciona además el motor eléctrico acorde con sus correspondientes certificados. Las bombas serán las propias correspondiente a cada circuito:

Bomba de agua salada IL 125/315	
Cantidad	3
Precio por unidad	5 864,36 €
17 593,08 €	

Bomba de agua dulce b.t IL 100/315	
Cantidad	2
Precio por unidad	4 833,58 €
17 593,08 €	

Bomba de agua dulce a.t IL 80/315	
--------------------------------------	--

CÁLCULO Y DISEÑO DEL CIRCUITO DE REFRIGERACIÓN CENTRALIZADA EN UN BUQUE PORTACONTENEDORES	REF: MEDICIONES Y PRESUPUESTO	
	FECHA: 06/09/2019	
	REV: 00	PAG: 115/125

Cantidad	2
Precio por unidad	4 358,45 €
8 716,9 €	

El precio total de las electrobombas será de: 35 977,14 €.

5.1.3.2. PLAZO DE ENTREGA

Por contrato mutuo, se acordará un plazo de 60 días, 12 semanas.

5.1.3.3. COSTE DE LA MANO DE OBRA

Dada la similitud entre ellas, se acordará el mismo precio de mano de obra para todas ellas.

El trabajo de montaje será realizado por dos operarios de la categoría mecánicos ajustadores, otro en la categoría de electricista; todo ello bajo la supervisión del encargado.

El desglose de este coste para cada uno de los circuitos será:

- Las horas
 - 2. Operarios mecánico-montadores:
 - Traslado a bordo: 2 h
 - Montaje y colocación: 5 h
 - Operario eléctrico: 1 h

Encargado: estará presente en todo momento por lo que será de 8 h

CÁLCULO Y DISEÑO DEL CIRCUITO DE REFRIGERACIÓN CENTRALIZADA EN UN BUQUE PORTACONTENEDORES	REF: MEDICIONES Y PRESUPUESTO	
	FECHA: 06/09/2019	
	REV: 00	PAG: 116/125

- El precio por hora de cada operario en horario de jornada laboral:

3. Mecánico-montador: 11 €/h

4. Electricista: 11,5 €/h

5. Encargado: 12 €/h

- El precio total por especialista ascendería a:

3. Mecánico montador: 77 €; al ser dos: 154 €

4. Electricista: 11,5 €

5. Encargado: 96 €

- El precio total por circuito sería: 261,5 €

- El precio total de la mano de obra sería de: 784,5 €

5.1.4. COSTE DE LAS VÁLVULAS

La empresa escogida para suministrarnos las válvulas será Asturfluid.

Válvulas termostáticas

Válvula MV5321-150	
Cantidad	2
Precio por unidad	4 060 €
8 120 €	

Válvulas de mariposa tipo *wafer*

Válvula DN 450	
Cantidad	5
Precio por unidad	1 045 €
5 225 €	

Válvula DN 350	
Cantidad	5
Precio por unidad	500 €
2 500 €	

Válvula DN 250	
Cantidad	5
Precio por unidad	280 €
1 400 €	

Válvula DN 200	
Cantidad	1

Precio por unidad	180 €
180 €	

Válvula DN 150	
Cantidad	5
Precio por unidad	105 €
525 €	

Válvula DN 125	
Cantidad	8
Precio por unidad	90 €
720 €	

Válvula DN 80	
Cantidad	2
Precio por unidad	70 €
140 €	

Válvulas de ángulo

Válvula DN 250	
Cantidad	3
Precio por unidad	3 412 €
10 236 €	

Válvula DN 200	
Cantidad	2
Precio por unidad	812 €
1 624 €	

Válvula DN 150	
Cantidad	4
Precio por unidad	500 €
2 000 €	

Válvula DN 125	
Cantidad	4
Precio por unidad	415 €
1 660 €	

Válvulas de retención

Válvula DN 450	
Cantidad	2
Precio por unidad	1 350 €
2 700 €	

Válvula DN 125	
Cantidad	1
Precio por unidad	900 €
900 €	

El precio total de las válvulas asciende a: 37 930 €

CÁLCULO Y DISEÑO DEL CIRCUITO DE REFRIGERACIÓN CENTRALIZADA EN UN BUQUE PORTACONTENEDORES	REF: MEDICIONES Y PRESUPUESTO	
	FECHA: 06/09/2019	
	REV: 00	PAG: 121/125

5.1.3.2. PLAZO DE ENTREGA

Será de 35 días, 7 semanas.

5.1.3.3. COSTE DE LA MANO DE OBRA

Incluirá como, como con las bombas, dos operarios encargados del transporte y la estiba de todos los equipos con un tiempo estimado de unas 2 horas por circuito.

Dos operarios encargados de las conexiones de las tuberías y el montaje, con un tiempo estimado de dos horas.

Un encargado de supervisar todos los trabajos

El desglose de este coste para cada uno de los circuitos será:

- Las horas

Operarios mecánico-montadores:

- o Traslado a bordo: 2 h
- o Montaje y colocación: 13 h

Encargado: estará presente en todo momento por lo que será de 13 h

- El precio por hora de cada operario en horario de jornada laboral:

Mecánico-montador: 11 €/h

Encargado: 18 €/h

- El precio total por especialista ascendería a:

Mecánico montador: 165 €

Encargado: 234 €

- El precio total por circuito sería: 399 €

CÁLCULO Y DISEÑO DEL CIRCUITO DE REFRIGERACIÓN CENTRALIZADA EN UN BUQUE PORTACONTENEDORES	REF: MEDICIONES Y PRESUPUESTO	
	FECHA: 06/09/2019	
	REV: 00	PAG: 122/125

- El precio total de la mano de obra sería de: 784,5 €

5.1.5. TUBERÍAS

5.1.5.1. COSTE DEL MATERIAL

El proveedor de tuberías será la empresa de *Tuberías Laguna* y tendrán que aceptar las siguientes condiciones de acuerdo a la normativa:

- Los codos serán a 90° y las reducciones concéntricas a 30°
- Las bridas serán planas para soldar y aptas para PN10, según norma DIN 2576
- Las juntas estarán ya fabricadas para las medidas normalizadas según DIN a una presión de 10 bar
- La tubería se galvanizará, el precio se estima en 0'673 €/kg.
- Los tubos se suministrarán en cañas con una longitud mínima de 6 m, además se tiene que contar un ligero incremento ya que los tubos se tienen que cortar varias veces y habrá sobrantes que no se puedan utilizar

5.1.5.2. CARACTERÍSTICAS DE LA TUBERÍA

TUBERIA	Long. Calculada	Long. Pedida	nº	Precio (€/m)	Precio
DN450	5100	6000	1	87,43 €	524,58 €
DN350	10200	12000	2	77,88 €	934,56 €
DN250	4100	6000	1	70,01 €	420,06 €
DN200	7100	12000	2	62,97 €	755,64 €
DN150	6500	12000	2	32,90 €	394,80 €
DN125	31600	36000	6	25,34 €	912,24 €
DN80	11200	12000	2	13,15 €	157,80 €
					4.099,68 €

TUBERIA	GALVANIZACIÓN				CODOS			BRIDAS			JUNTAS				
	kg/m	nº	kg	TOTAL	nº	€/un	TOTAL	nº	€/un	TOTAL	nº	€/un	TOTAL		
DN450	63,1	1	378,66	254,90 €	5	72,00 €	360,00 €	6	38,61 €	231,66 €	3	3,19 €	9,57 €		
DN350	51	2	612,24	412,00 €	4	65,64 €	262,56 €	12	31,12 €	373,44 €	6	3,08 €	18,48 €		
DN250	45,2	1	271,38	182,74 €	7	58,02 €	406,14 €	4	26,94 €	107,76 €	2	2,85 €	5,70 €		
DN200	31,2	2	374,76	252,22 €	6	28,10 €	168,60 €	8	20,80 €	166,40 €	4	3,15 €	12,60 €		
DN150	24,3	2	292,08	195,55 €	6	25,50 €	153,00 €	7	15,60 €	109,20 €	4	1,62 €	6,48 €		
DN125	19,2	6	691,2	465,19 €	10	11,00 €	110,00 €	32	11,64 €	372,48 €	16	1,19 €	19,04 €		
DN80	15,3	2	184,08	123,90 €	2	6,00 €	12,00 €	13	10,82 €	140,66 €	7	1,00 €	7,00 €		
				1 886,50 €				1 472,30 €				1 501,60 €			78,87 €

Circuito		Diámetro nominal						80
		450	350	250	200	150	125	
Circuito A/S	Tubos	5100	10200	4100				
	Codos	5	4	7				
	Bridas	6	12	4				
	Juntas	3	6	2				
	Reducciones							
	Ensanchamientos			2				
Circuito baja t ^a	Tubos				7100	6500		
	Codos				6	6		
	Bridas				8	7		
	Juntas				4	4		
	Reducciones				1	2		
	Ensanchamientos					2		
Circuito alta t ^a	Tubos						31600	11200
	Codos						10	2
	Bridas						32	13
	Juntas						16	7
	Reducciones						1	
	Ensanchamientos							

El coste total de las tuberías sería de 9 038,95 €

5.1.5.3. COSTE DE LA MANO DE OBRA

El montaje se estima sobre media hora el tubo y otra media hora para comprobar el montaje y fijación de la tubería y de los accesorios. Para ello, el montaje será realizado por dos operarios y la inspección por el encargado.

Habiendo 19 tubos:

- El trabajo total de los dos especialistas sería de 19 horas en total a 25 €/h
- El trabajo total del encargado sería de 9 horas y media a 27€/h

El precio total de la mano de obra sería de: 731,5 €

CÁLCULO Y DISEÑO DEL CIRCUITO DE REFRIGERACIÓN CENTRALIZADA EN UN BUQUE PORTACONTENEDORES	REF: MEDICIONES Y PRESUPUESTO	
	FECHA: 06/09/2019	
	REV: 00	PAG: 124/125

5.1.6. GENERADOR DE AGUA DULCE

Para el generador de agua dulce, no he encontrado ningún precio, he preguntado a casas que hacen generadores, pero me adjuntaban el manual, no el presupuesto estimado del mismo, viendo generadores de segunda mano o así, puedo estimar el precio a 32 000 €, en cuanto al generador, personalmente escogería de Alfa Laval el modelo Dolphin ya que me ha parecido el más fiable.

El coste de la mano de obra se puede desglosar en:

- Transporte y estiba en cámara de máquinas: 1 hora realizado por dos operarios
- Fijación del evaporador: 4 horas, contando con dos operarios
- Un encargado de la correcta manipulación del generador: 5 horas

Todo ello, ascendería a: $1 \cdot 2 \cdot 11 + 4 \cdot 2 \cdot 11 + 5 \cdot 1 \cdot 12 = 22 + 66 + 60 = 170 \text{ €}$

5.1.7. PRUEBAS

Tras finalizar todo el montaje del circuito, se realizará una prueba de unas 6 horas a la presión establecida para comprobar si hay pérdidas o fugas.

Las pruebas tendrán un coste fijo de 400 € y será realizada por dos operarios y su encargado, o cual ascenderá a un total de 450 € la mano de obra.

5.2. PRESUPUESTO DESGLOSADO EN PARTIDAS

243.622,95 €	Material	Mano de obra
---------------------	----------	--------------

CÁLCULO Y DISEÑO DEL CIRCUITO DE REFRIGERACIÓN CENTRALIZADA EN UN BUQUE PORTACONTENEDORES	REF: MEDICIONES Y PRESUPUESTO	
	FECHA: 06/09/2019	
	REV: 00	PAG: 125/125

Oficina técnica	3.750 €		3 750 €
Intercambiadores	121 992 €	119 850 €	2 142 €
Electrobombas	36 761,5 €	35 977 €	784,50 €
Válvulas	38.329 €	37 930 €	399 €
Tuberías	9 770,45 €	9 038,95 €	731,50 €
Generador de A/D	32 170 €	32 000 €	170 €
Pruebas	850 €	400 €	450 €

5.3. BALANCE FINAL DEL PRESUPUESTO

Secciones a presupuestar:	Importe
Electrobombas	37 930 €
Válvulas	35 977 €
Red de conductos	9 038,95 €
Equipos	151 850€
Mano de obra	8 4271€
Consumibles, material de seguridad y distintos medios provisionales	400 €
Presupuesto de Ejecución del Material:	243 622,95 €

Concepto:	Importe
(10 % PEM) Gastos Generales, licencias y trámites	24 362,30 €
(5% PEM) Honorarios del proyecto	12 181,15 €
(21 % PEM) IVA	51 160,82 €
Presupuesto General para conocimiento del Cliente:	331 327,22 €

CÁLCULO Y DISEÑO DEL CIRCUITO DE REFRIGERACIÓN CENTRALIZADA EN UN BUQUE PORTACONTENEDORES	REF: MEDICIONES Y PRESUPUESTO	
	FECHA: 06/09/2019	
	REV: 00	PAG: 126/125

Asciende el Presupuesto General para conocimiento del Cliente a
TRESCIENTOS TREINTA Y UN MIL TRESCIENTOS VEINTISIETE EUROS
CON VEINTIDOS CÉNTIMOS.

Aviso responsabilidad UC

Este documento es el resultado del Trabajo Fin de Grado de un alumno, siendo su autor responsable de su contenido.

Se trata por tanto de un trabajo académico que puede contener errores detectados por el tribunal y que pueden no haber sido corregidos por el autor en la presente edición.

Debido a dicha orientación académica no debe hacerse un uso profesional de su contenido.

Este tipo de trabajos, junto con su defensa, pueden haber obtenido una nota que oscila entre 5 y 10 puntos, por lo que la calidad y el número de errores que puedan contener difieren en gran medida entre unos trabajos y otros,

La Universidad de Cantabria, la Escuela Técnica Superior de Náutica, los miembros del Tribunal de Trabajos Fin de Grado así como el profesor tutor/director no son responsables del contenido último de este Trabajo.”