

UNIVERSIDADE DA CORUÑA



Escola Politécnica Superior

Trabajo Fin de Máster

CURSO 2017/2018

*BUQUE PORTACONTENEDORES POST PANAMAX
9000 TEU's*

9000 TEU POST PANAMAX CONTAINERSHIP

*BUQUE PORTACONTENEDORES POST PANAMAX
9000 TEU's*

Máster en Ingeniería Naval y Oceánica

ALUMNA

Nadia Conde Alonso

TUTOR

José Daniel Pena Agras

FECHA

FEBRERO 2018



UNIVERSIDADE DA CORUÑA



Escola Politécnica Superior

**TRABAJO FIN DE MÁSTER
CURSO 2017/2018**

*BUQUE PORTACONTENEDORES POST PANAMAX
9000 TEU's*

Máster en Ingeniería Naval y Oceánica

Cuaderno 10

DEFINICIÓN DE LA PLANTA PROPULSORA Y SUS AUXILIARES



DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA NAVAL Y OCEÁNICA

TRABAJO FIN DE MÁSTER

CURSO 2017-2018

PROYECTO NÚMERO: 18-02

TIPO DE BUQUE: Buque Portacontenedores Post-panamax.

CLASIFICACIÓN, COTA Y REGLAMENTOS DE APLICACIÓN: Lloyd's Register. Marpol. Solas.

CARACTERÍSTICAS DE LA CARGA: 9000 TEUS.

VELOCIDAD Y AUTONOMÍA: Velocidad máxima de 25,5 nudos, al 85% de MCR y 10% de margen de mar.

SISTEMAS Y EQUIPOS DE CARGA / DESCARGA: Sin grúas.

PROPULSIÓN: Motor acoplado a la línea de ejes.

TRIPULACIÓN Y PASAJE: 15 camarotes oficiales, 13 camarotes tripulación.

OTROS EQUIPOS E INSTALACIONES: Los habituales en este tipo de buque.

Ferrol, Octubre de 2017

ALUMNO: D^a Nadia Conde Alonso.

ÍNDICE

1	Introducción	6
2	Justificación de la Elección del Equipo Propulsor.....	7
3	Sistemas Auxiliares del Motor Propulsor.....	8
3.1	Turbos	8
3.2	Servicio de Refrigeración	8
3.2.1	Bombas del sistema de agua salada	10
3.2.2	Enfriador del sistema de lubricación	10
3.2.3	Enfriador del agua de las camisas	11
3.2.4	Enfriador de aire	12
3.2.5	Válvula termostática	12
3.2.6	Sistema de refrigeración de las camisas.....	13
3.2.7	Centrifugadoras	16
3.2.8	Bomba de suministro de combustible	17
3.2.9	Bombas de circulación de combustible.....	17
3.2.10	Calentador de hfo	18
3.2.11	Filtro de hfo.....	19
3.2.12	Aireamiento del hfo.....	20
3.3	Servicio de Lubricación.....	21
3.3.1	Centrifugadoras	22
3.3.2	Bombas de aceite.....	22
3.3.3	Enfriador de aceite lubricante	23
3.3.4	Filtro de aceite lubricante.....	24
3.4	Servicio de Ventilación de Cámara de Máquinas.....	25
3.5	Servicio de aire de arranque.....	25
4	Línea de Ejes.....	28
5	Justificación de la Autonomía.....	29
5.1	Fuel Oil	29
5.2	Diesel Oil	29
5.3	Aceite lubricante	30
6	Cámara de Máquinas Desatendida	31
7	Calefacción de Tanques	33

7.1 Balance de Vapor36

7.2 Generación de Vapor.....36

8 Disposición Preliminar de la Cámara de Máquinas38

1 INTRODUCCIÓN

En este Cuaderno nos centraremos en la definición de la planta propulsora principal así como definir los servicios y equipos auxiliares de esta. Todo esto se realizará mediante los datos obtenidos con el programa informático *Navcad*, correspondientes al Cuaderno 6 y la Project Guide del fabricante del motor propulsor.

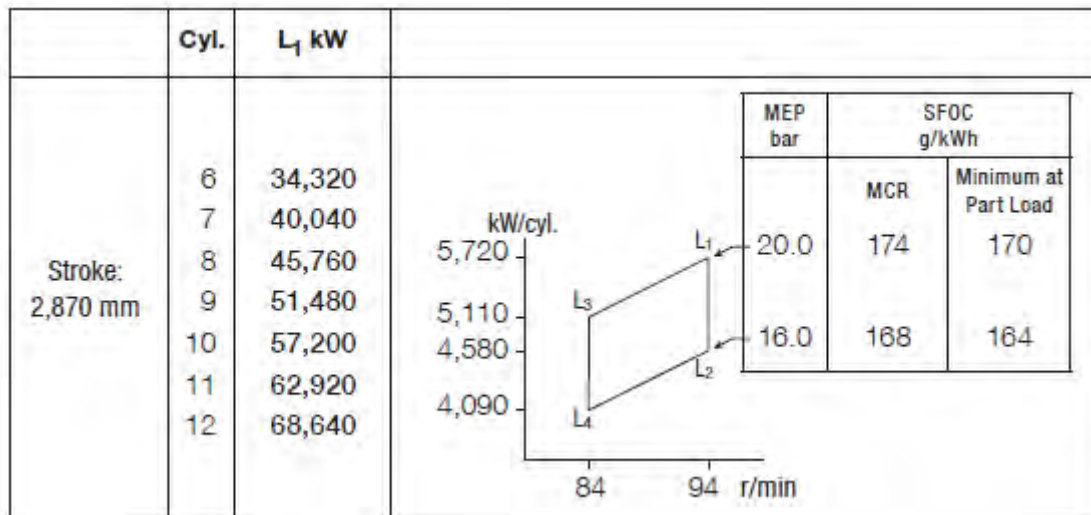
Los datos que utilizaremos serán los obtenidos en cuadernos anteriores y que se muestran en la siguiente tabla:

TEU'S TOTALES	9000 TEU'S	N FROUD	0,235
TEU'S BODEGA	4256 TEU'S	COEF BLOQUE	0,67
TEU'S CUBIERTA	4744 TEU'S	COEF MAESTRA	0,99
ESLORA TOT (LOA)	333,37 m.	COEF PRISM	0,68
ESLORA PERPENDICULARES (LPP)	318,4 m.		
MANGA (B)	44,23 m.		
PUNTAL (D)	26,41 m.		
CALADO (T)	14,73 m.		
DESPLAZAMIENTO (Δ)	144.194 ton.		
VELOCIDAD (V)	25,5 kn.		

2 JUSTIFICACIÓN DE LA ELECCIÓN DEL EQUIPO PROPULSOR

En el Cuaderno 6 se determinó mediante la predicción de potencia, con el programa informático *Navcad*, que se necesitaría una **potencia de 66.855 kW / 89.654 hp** para suministrar a una hélice de paso fijo de 5 palas.

Como se ha descrito en el Cuaderno 6, se seleccionará un motor **MAN K90ME9-TII de 12 cilindros, 68.640 kW y 94 rpm.**



Se observa que el motor seleccionado se ajusta a la potencia requerida por nuestra planta propulsora.

3 SISTEMAS AUXILIARES DEL MOTOR PROPULSOR

3.1 TURBOS

La Project Guide indica los turbocompresores que se pueden instalar en cada una de las configuraciones del motor escogido.

High efficiency turbochargers for the K90ME9-TII engines - L ₁ output			
Cyl.	MAN (TCA)	ABB (A100)	MHI (MET)
6	2 x TCA88-21	2 x A185-L35	2 x MET83MA
7	2 x TCA88-21	2 x A190-L35	2 x MET83MA
8	2 x TCA88-21	3 x A185-L34	2 x MET90MA
9	2 x TCA88-25	3 x A185-L35	3 x MET83MA
10	3 x TCA88-21	3 x A190-L34	3 x MET83MA
11	3 x TCA88-21	3 x A190-L35	3 x MET90MA
12	3 x TCA88-21	4 x A185-L35	3 x MET90MA

Para la configuración de 12 cilindros se eligen los tres turbocompresores MHI MET90MA.

3.2 SERVICIO DE REFRIGERACIÓN

Guiándonos por la Project Guide del motor seleccionado, se permite la refrigeración del motor por dos configuraciones distintas: un sistema de refrigeración central (Central Cooling) o un sistema de refrigeración por agua de mar (Seawater Cooling).

Para este caso se ha decidido escoger un sistema de refrigeración del motor mediante agua salada.

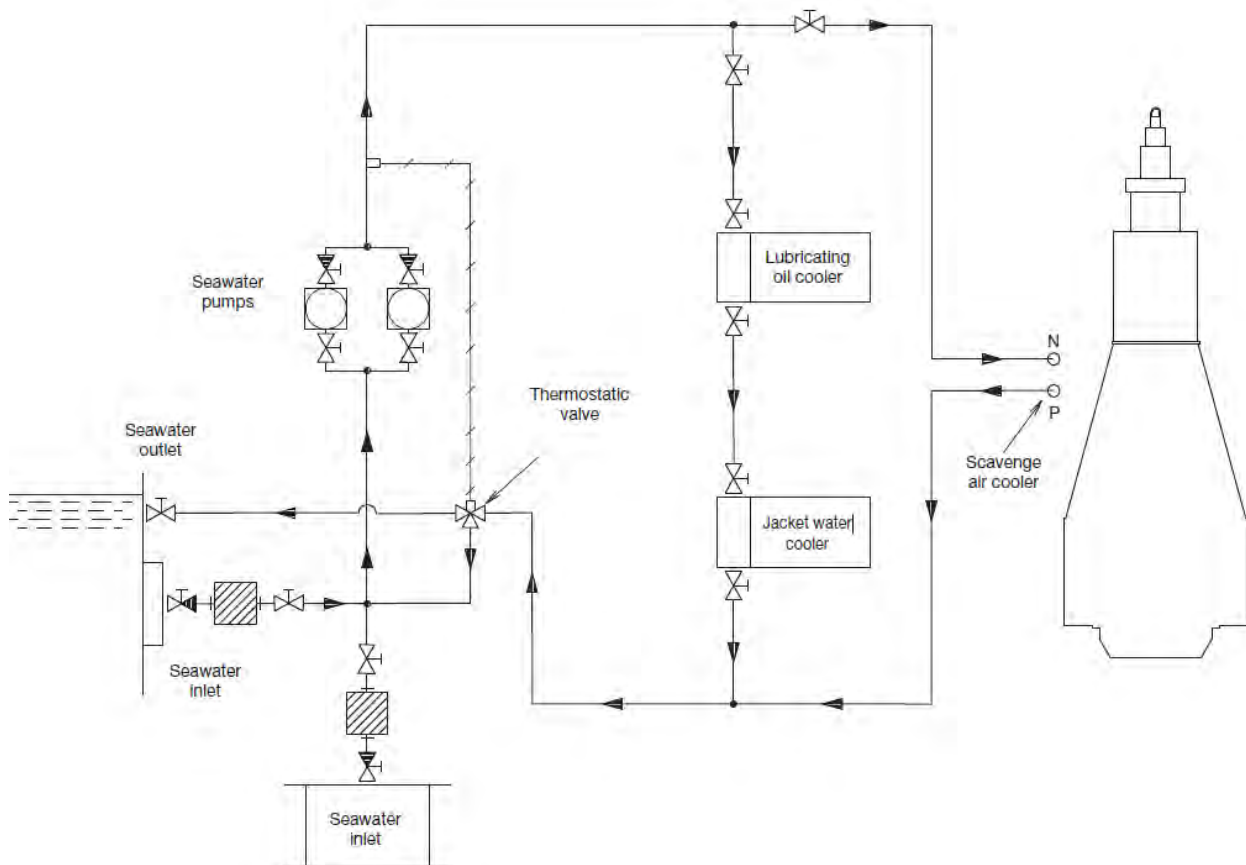
El sistema de agua salada presenta las siguientes ventajas:

- Su coste de instalación es menor.
- Sólo necesita dos sets de bombas (de agua de mar y de agua de camisas).
- Su instalación es simple, con poco entramado de tuberías.

También presenta los siguientes inconvenientes:

- Los costes de mantenimiento son mucho mayores.
- Tiene mayores costes de instalación de tubería, debido a la necesidad de contar con tuberías no corrosivas.

La Project Guide del motor MAN 12K90ME9 indica el siguiente diagrama respectivo al sistema de refrigeración por agua salada:



El ciclo comienza en dos tomas de mar, en costado y fondo, seguidas de unos filtros de agua de mar.

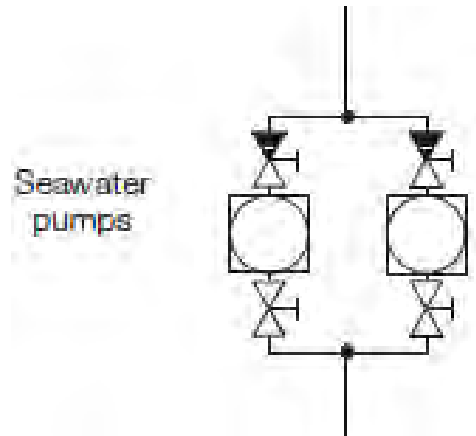
Mediante bombas se manda el agua salada a dos líneas, la que pasa por el enfriador del aceite lubricante y la refrigeración de las camisas y la que se manda al enfriador de aire de admisión.

Una vez finalizada la refrigeración el agua se retorna al mar.

El sistema que se va a diseñar para el motor escogido está compuesto de los siguientes componentes principales:

3.2.1 BOMBAS DEL SISTEMA DE AGUA SALADA

En el diagrama están representadas como « Seawater pumps ».



Son las encargadas de aspirar y hacer circular el agua salada por el interior del circuito de refrigeración.

Son bombas centrífugas y las características de diseño que se establecen para este sistema son:

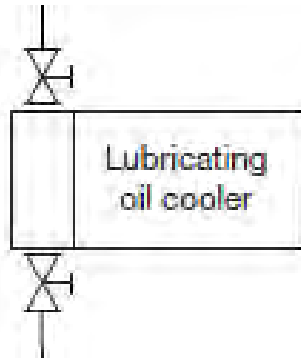
- Caudal de la bomba: 2.140 m³/h.
- Presión de la bomba: 2,5 bar.
- Temperatura máxima de funcionamiento: 50 °C.

Se instalan dos bombas en paralelo, cada una de ellas con la capacidad total calculada, de forma que el motor pueda operar con normalidad aún con una de ellas fuera de servicio.

3.2.2 ENFRIADOR DEL SISTEMA DE LUBRICACIÓN

En el diagrama se indica como « Lubricating Oil Cooler ».

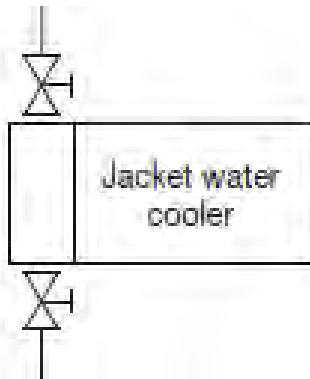
Es el enfriador encargado de comunicar el calor del aceite lubricante circulado desde el motor al sistema de refrigeración.



Este sistema se dimensionará en el apartado correspondiente al servicio de lubricación, como así lo indica la Project Guide.

3.2.3 ENFRIADOR DEL AGUA DE LAS CAMISAS

En el diagrama se indica como « Jacket water cooler ». Es el enfriador encargado de comunicar el calor del agua de las camisas al sistema de refrigeración de agua salada.



Se equipará con un enfriador de láminas construido en materiales resistentes al agua de mar.

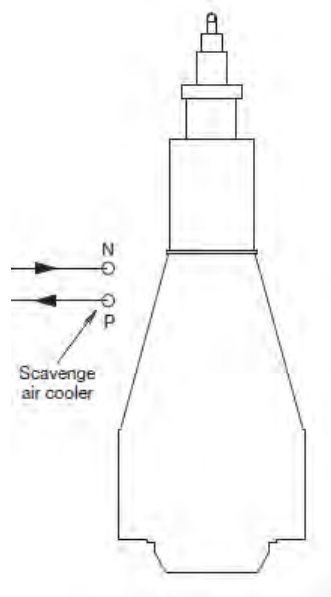
Las características del sistema son:

- Disipación de calor: 8.400 kW.
- Caudal de agua a las camisas: 430 m³/h.
- Temperatura de entrada de agua en las camisas: 80 °C.
- Flujo de agua de mar: 696 m³/h.
- Temperatura de entrada del agua de mar: 38 °C.
- Máxima caída de presión del agua de mar: 0,2 bar.

Los datos se toman para aguas de 32 °C y temperatura ambiente del aire de 45°C (condiciones tropicales), según se indica en la Project Guide.

3.2.4 ENFRIADOR DE AIRE

Indicado en el diagrama como « Scavenge air cooler ». Es el sistema que se encarga de enfriar el aire de admisión, una vez este haya pasado por los filtros.



El enfriador de aire de admisión va integrado en el motor principal.

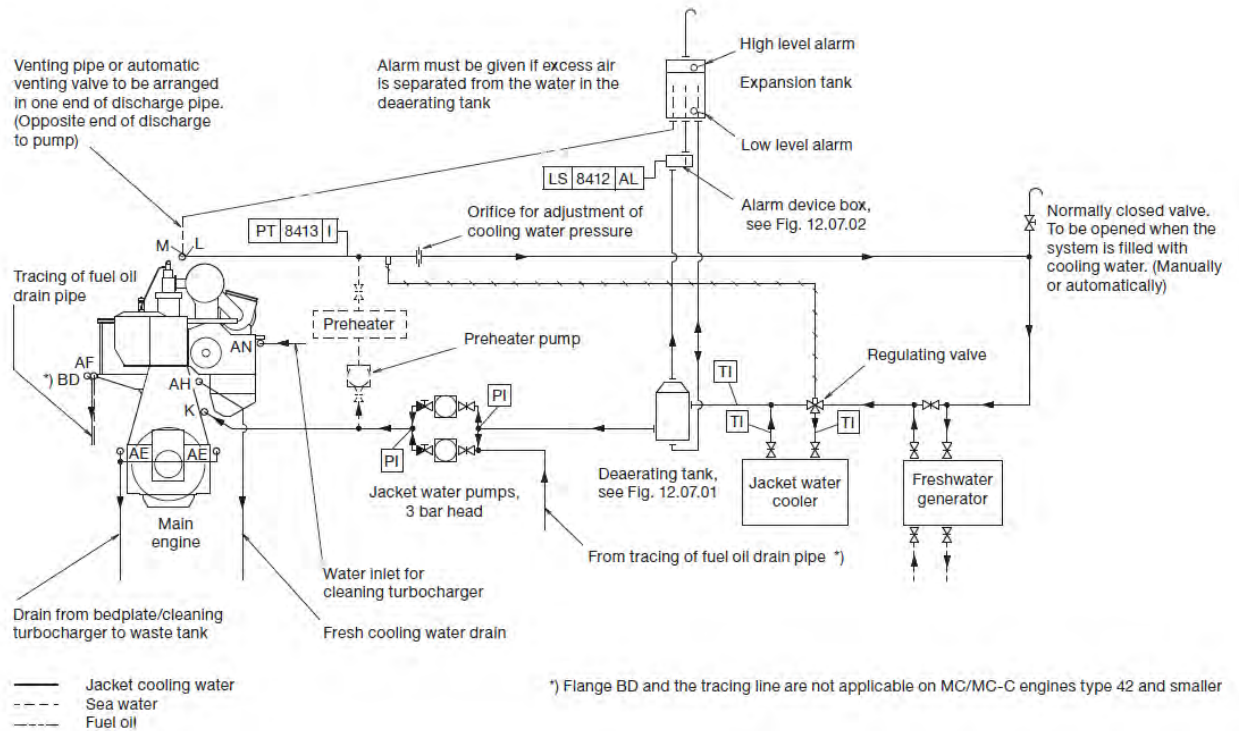
Las características de este sistema son:

- Disipación de calor: 30.350 kW.
- Flujo de agua de mar: 1.444 m³/h.
- Temperatura del agua de mar: 32 °C.
- Máxima caída de presión del agua de mar: entre 0,1 y 0,5 bar.

Los datos se toman para aguas de 32 °C y temperatura ambiente del aire de 45 °C (condiciones tropicales).

3.2.5 VÁLVULA TERMOSTÁTICA

Indicada en el diagrama como « Thermostatic valve ».



Esta válvula, mediante un control de temperatura, permite recircular el agua de mar (totalmente o parcialmente) de nuevo a las bombas, con el objetivo de aumentar la temperatura del agua de refrigeración que se está aspirando, en caso de ser demasiado baja.

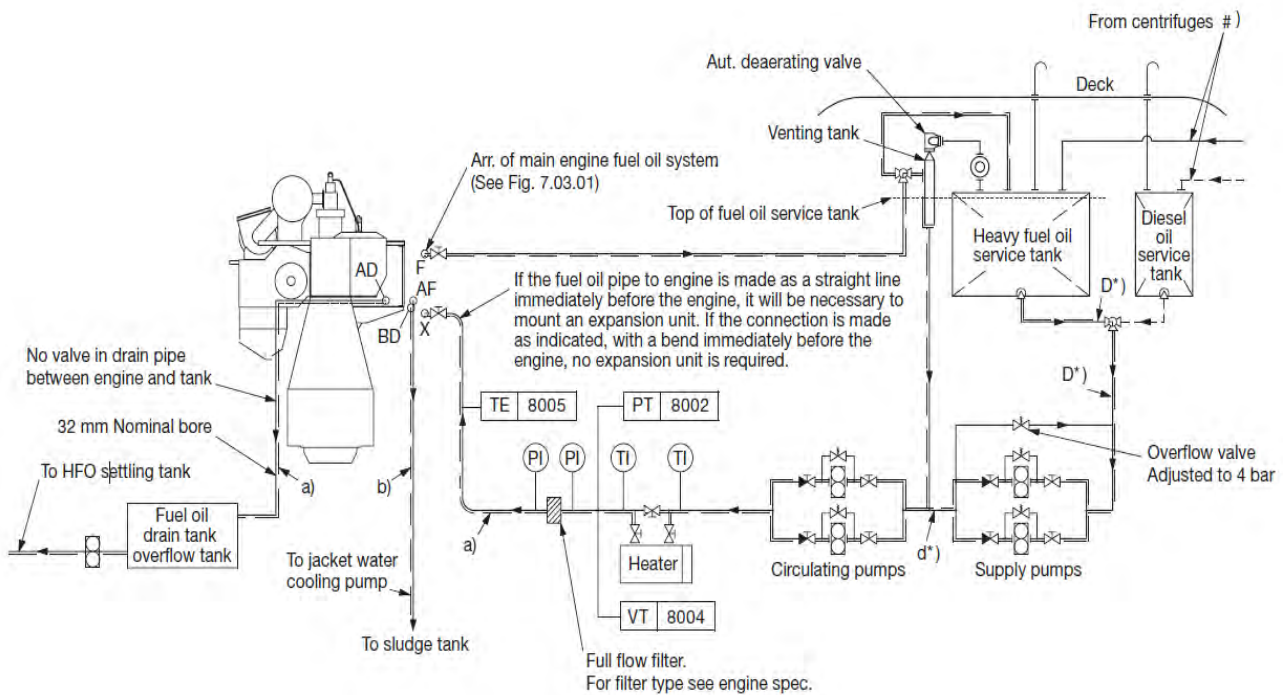
El sensor de temperatura se localiza a la entrada del enfriador del sistema de lubricación.

Las características de diseño de esta bomba son:

- Flujo de agua de mar: 2.140 m³/h.
- Rango de temperaturas: entre +5 y +32 °C.

3.2.6 SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DE LAS CAMISAS

La Project Guide del motor MAN 12K90ME9 indica el siguiente diagrama respectivo al sistema de refrigeración de agua de camisas:



El sistema de refrigeración de camisas consta de un circuito de agua dulce, que comienza su ciclo desde el generador de agua dulce.

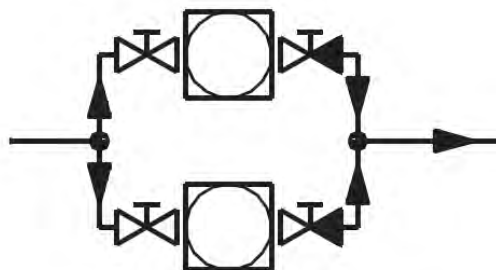
El agua se refrigera mediante el enfriador del agua de las camisas, con el circuito de agua salada.

El agua dulce refrigerada se introduce en las cavidades de refrigeración de las camisas y se recircula de nuevo al principio del ciclo.

Se dispone de un circuito alternativo que se usa para la limpieza de las turbos mediante agua dulce.

3.2.6.1 Bomba del agua de las camisas

En el diagrama representada como « Jacketed water pumps ». Son las bombas encargadas de dar presión al sistema de refrigeración del agua de las camisas.



Jacket water pumps

Serán bombas del tipo centrífugas.

La Project Guide indica las siguientes características necesarias:

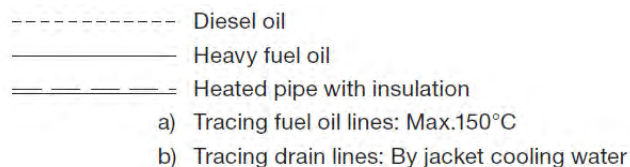
- Caudal de agua: 430 m³/h.
- Presión de la bomba: 3 bar.
- Presión entregada: depende de la posición del tanque de expansión.
- Temperatura de trabajo: 80 °C.
- Temperatura máxima: 100 °C.

Se instalan dos bombas en paralelo, cada una de ellas con la capacidad total calculada, de forma que el motor pueda operar con normalidad aún con una de ellas fuera de servicio.

3.2.6.2 Servicio de combustible

En este apartado se dimensionará el sistema de combustible para el motor escogido.

La Project Guide del motor MAN 12K90ME9 indica el siguiente diagrama respectivo al sistema de combustible:



Procedente de los tanques de almacenamiento y tras haber pasado por las centrifugadoras, el combustible se almacena en los tanques de servicio. Se dispone de un tanque para HFO y otro para MDO.

El circuito que sigue el combustible a partir de los tanques de servicio es el mismo, independientemente de que el combustible se trate de MDO como de HFO.

El entramado de tuberías va provisto de un sistema calentador para mantener el HFO en la temperatura correcta.

El sistema que se va a diseñar para este motor está compuesto por los siguientes componentes:

3.2.7 CENTRIFUGADORAS

Las centrifugadoras están indicadas en el diagrama, como «centrifuges», a la entrada de los tanques de servicio.

En la Project Guide se distinguen para el HFO y para el MDO.

3.2.7.1 Centrifugadoras de HFO

Son las centrifugadoras encargadas de separar el HFO del agua y de los residuos que no se han conseguido separar mediante decantación.

Las centrifugadoras contarán con un sistema de limpiado automático, cumpliendo el requerimiento especificado por la Project Guide.

La Project Guide especifica el caudal mínimo que deben depurar las centrifugadoras:

$$Q = 0,23 \frac{\text{litros}}{\text{kWh}}$$

Este caudal ya incluye un margen teniendo en cuenta los siguientes aspectos:

- Agua contenida en el HFO.
- Impurezas contenidas en el HFO.
- Aumento del consumo de HFO.
- Servicio de autolimpieza.

Se instalan dos centrifugadoras para el sistema de HFO. Cada una de ellas capaz de depurar al caudal de 0,23l/kWh especificado en la Project Guide. De forma que en caso de avería o de realizar tareas de mantenimiento sobre una de ellas, el buque pueda seguir operando con normalidad.

3.2.7.2 Centrifugadoras de MDO

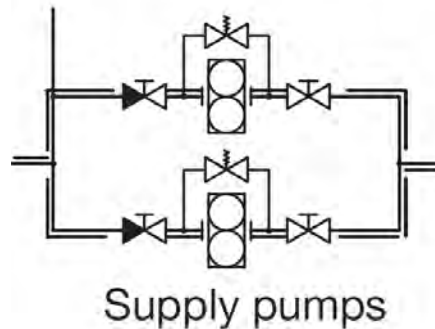
No es necesario disponer de centrifugadoras de MDO.

La Project Guide recomienda que al menos uno de los purificadores de HFO pueda también depurar el MDO.

El buque no contará con purificadoras exclusivas de MDO.

3.2.8 BOMBA DE SUMINISTRO DE COMBUSTIBLE

La bomba de suministro de combustible se refleja en el diagrama como «Supply pump». Es la bomba encargada de presurizar e introducir el combustible en el motor.



Son bombas de engranajes.

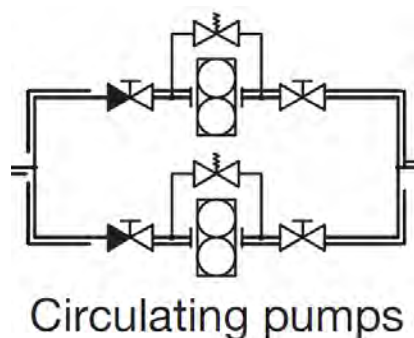
Atendiendo a la Project Guide, se instalarán bombas de suministro con las siguientes características:

- Caudal de HFO: 17,3 m³/h.
- Presión de la bomba: 4 bar.
- Presión de salida: 4 bar.
- Temperatura de funcionamiento: 100 °C.
- Temperatura mínima: 50 °C.

Se instalarán dos bombas de suministro dispuestas en paralelo, cada una con las capacidades especificadas, de forma que se pueda operar con normalidad con una de ellas averiada.

3.2.9 BOMBAS DE CIRCULACIÓN DE COMBUSTIBLE

La bomba de circulación de combustible aparece en el diagrama como « circulating pump ».



Atendiendo a la Project Guide, se instalarán bombas de circulación de combustible de engranajes con las siguientes características:

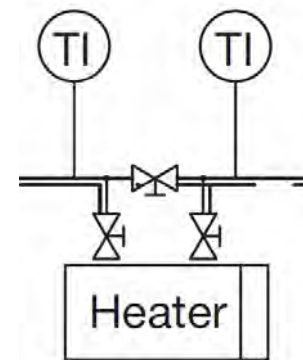
- Caudal de HFO: 28 m³/h.
- Presión de la bomba: 6 bar.
- Presión de salida: 10 bar.
- Temperatura de funcionamiento: 150 °C.

Se instalarán dos bombas de circulación en paralelo, cada una con las capacidades especificadas, de forma que se pueda operar con normalidad con una de ellas averiada.

3.2.10 CALENTADOR DE HFO

El calentador de HFO aparece representado en el diagrama como « Fuel Oil Heater ».

Su cometido es calentar el fueloil para reducir su viscosidad. Cuenta con un termómetro a la entrada y otro a la salida, para tener controladas ambas temperaturas.

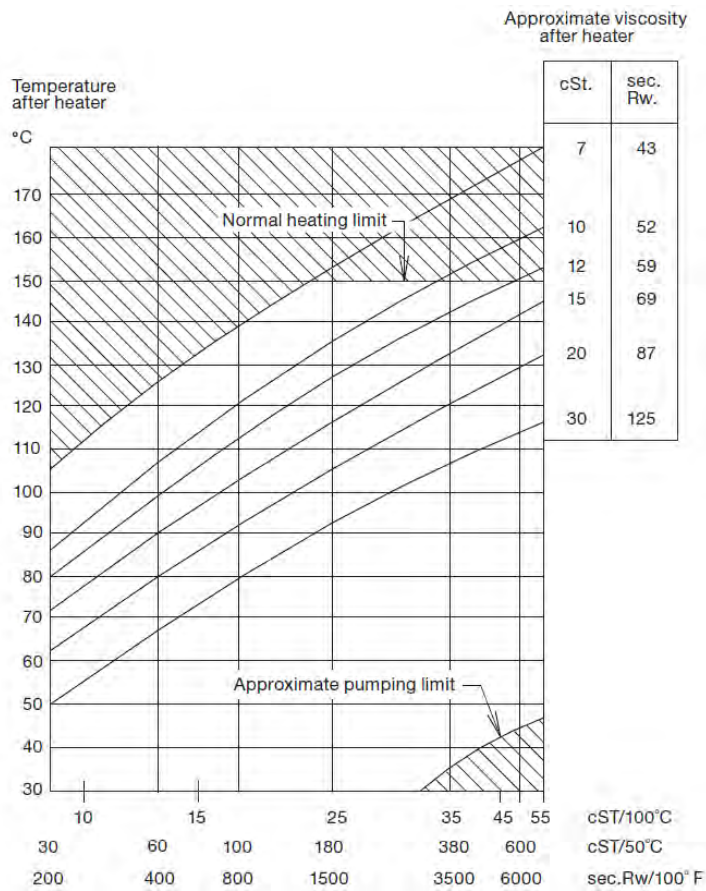


Las características del calentador son las siguientes:

- Temperatura de entrada del HFO: 100 °C.
- Temperatura de salida del HFO: 150 °C.
- Flujo de calor: 730 kW.
- Presión de trabajo: 10 bar.
- Vapor saturado: 7 bar.
- Caída de presión el HFO: máximo 1 bar.

Para mantener una viscosidad constante en la entrada del motor, el suministro de vapor en el calentador de HFO debe de estar automatizado, dependiendo de las temperaturas indicadas en la entrada y la salida del enfriador.

La Project Guide muestra una tabla que relaciona la viscosidad del HFO con si temperatura.

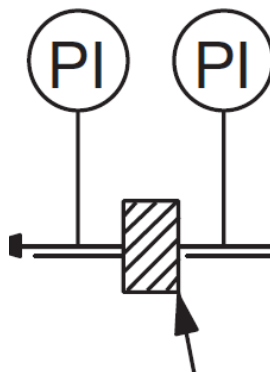


Se recomienda inyectar el HFO con una viscosidad de 10-15 cSt.

3.2.11 FILTRO DE HFO

En el diagrama se indica como « Fuel Oil Filter ».

Su cometido consiste en limpiar el combustible antes de inyectarse en el motor, para evitar problemas en los inyectores.



Cuenta con indicadores de presión a su entrada y la salida, para controlar que la caída de presión que se produce en el filtro se encuentre por debajo del máximo aceptable y saber cuándo es necesario limpiar el filtro.

Se instalará un doble filtro con un sistema de limpiado manual y con las siguientes características:

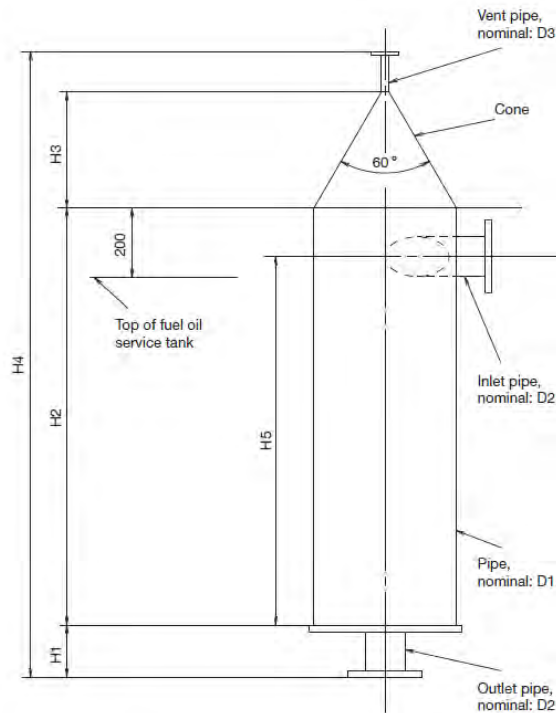
- Caudal de HFO: 28 m³/h.
- Presión de trabajo: 10 bar.
- Finura del filtro: 50 µm.
- Temperatura de trabajo: máximo 150 °C.
- Máxima caída de presión con el filtro limpio: 0,3 bar.
- Caída de presión máxima antes de limpiar: 0,5 bar.

3.2.12 AIREAMIENTO DEL HFO

Se escoge el tamaño de acuerdo al caudal máximo de la bomba de circulación (28 m³/h) según se indica en la siguiente tabla:

Flow m ³ /h Q (max.)*	Dimensions in mm							
	D1	D2	D3	H1	H2	H3	H4	H5
1.3	150	32	15	100	600	171.3	1,000	550
2.1	150	40	15	100	600	171.3	1,000	550
5.0	200	65	15	100	600	171.3	1,000	550
8.4	400	80	15	150	1,200	333.5	1,800	1,100
11.5	400	90	15	150	1,200	333.5	1,800	1,100
19.5	400	125	15	150	1,200	333.5	1,800	1,100
29.4	500	150	15	150	1,500	402.4	2,150	1,350
43.0	500	200	15	150	1,500	402.4	2,150	1,350

Las dimensiones representadas en la tabla corresponden a las que se indican en el siguiente diagrama:

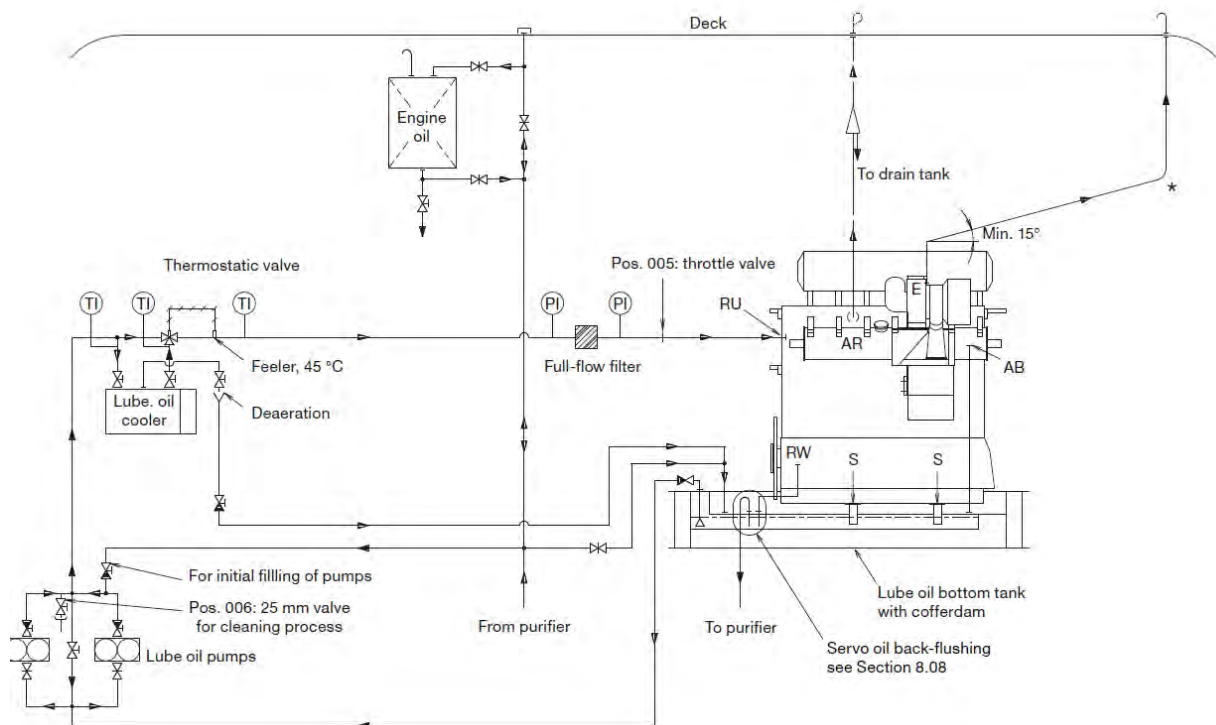


Para el caudal establecido de 28 m³/h, se cogen los valores correspondientes a la fila de 29,4 m³/h. Por lo tanto:

- D1: 500 mm.
- D2: 150 mm.
- D3: 15 mm.
- H1: 150 mm.
- H2: 1.500 mm.
- H3: 402,4 mm.
- H4: 2.150 mm.
- H5: 1.350 mm.

3.3 SERVICIO DE LUBRICACIÓN

En este apartado vamos a dimensionar el sistema de lubricación. La Project Guide del motor seleccionado indica el siguiente diagrama respectivo al sistema de lubricación:



El aceite lubricante se bombea hasta el enfriador. Una vez enfriado hasta la temperatura correcta atraviesa un filtro, encargado de eliminar las impurezas, y se introduce en el motor.

El aceite usado se recoge desde el cárter y se purifica para posteriormente recircularlo y comenzar de nuevo el ciclo.

El sistema que se va a diseñar para este motor está compuesto por los siguientes componentes:

3.3.1 CENTRIFUGADORAS

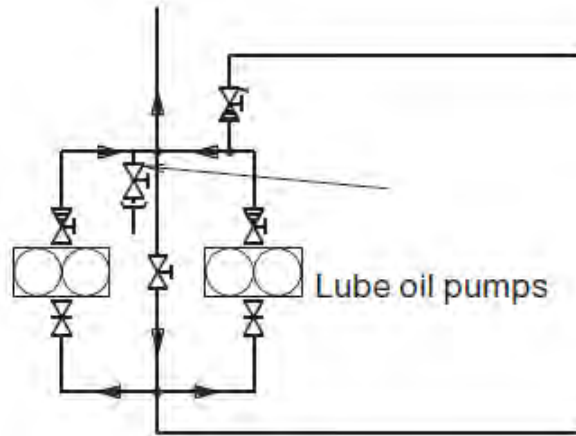
Se instalarán dos centrifugadoras con sistema de limpieza manual en la cámara de máquinas.

El caudal de cada centrifugadora es de:

$$Q = 0,136 \text{ l/kWh}$$

3.3.2 BOMBAS DE ACEITE

La bomba de aceite aparece en el diagrama como « Lubricating oil pump ». Es el componente encargado de bombear el aceite en el sistema.



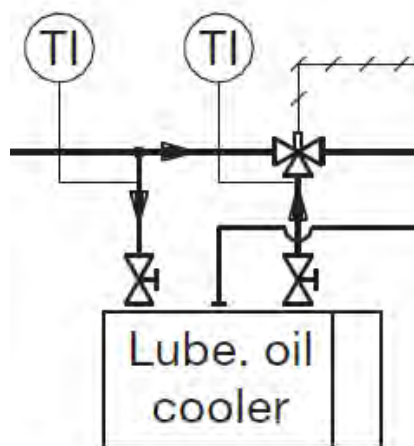
Atendiendo a la Project Guide, se instalarán bombas centrífugas de aceite con las siguientes características:

- Caudal de aceite: 1.090 m³/h.
- Presión de la bomba: 4,6 bar.
- Presión de salida: 4,6 bar.
- Temperatura de funcionamiento: 70 °C.
- Caída máxima de presión: 1 bar.

Se instalarán dos bombas de aceite en paralelo, cada una con las capacidades especificadas, de forma que se pueda operar con normalidad con una de ellas averiada.

3.3.3 ENFRIADOR DE ACEITE LUBRICANTE

El enfriador de aceite se indica en el diagrama como « Lube Oil Cooler ».



El enfriador de aceite lubricante será un intercambiador de placas de titanio. Irá conectado con el sistema de refrigeración por agua salada.

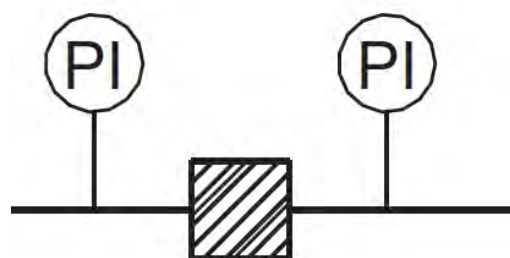
Las características del intercambiador son:

- Caudal de aceite: 1.090 m³/h.
- Caudal de agua salada: 696 m³/h.
- Flujo de calor disipado: 5.640 kW.
- Temperatura de agua: 32 °C.
- Temperatura de aceite: 45 °C.
- Presión de trabajo: 4,6 bar.
- Máxima caída de presión del aceite: 0,5 bar.
- Máxima caída de presión del agua: 0,2 bar.

Se recomienda que la temperatura del agua no baje nunca de 10 °C.

3.3.4 *FILTRO DE ACEITE LUBRICANTE*

El filtro de aceite es el encargado de limpiar las impurezas del aceite antes de introducirlo en el motor.



Full-flow filter

Se instalará un doble filtro con un sistema de limpiado manual antes de la entrada del motor y con las siguientes características:

- Caudal de aceite: 28 m³/h.
- Presión de trabajo: 4,6 bar.
- Finura del filtro: 50 µm.
- Máxima caída de presión con el filtro limpio: 0,2 bar.
- Caída de presión máxima antes de limpiar: 0,5 bar.

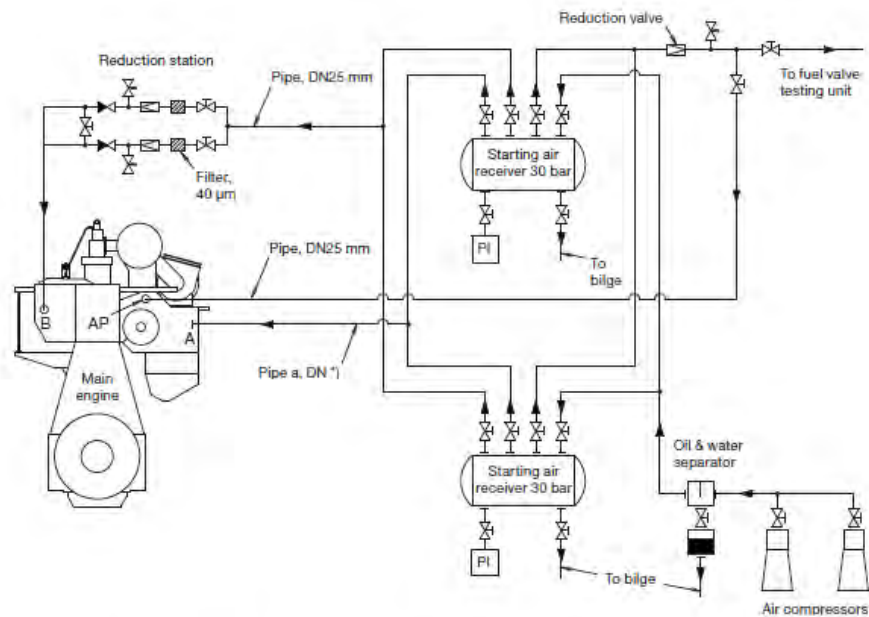
El filtro de aceite contará con dos indicadores de presión, uno a la entrada y otro a la salida, que permitirán medir la caída de presión que se produce en su interior para tener controlado el nivel de limpieza del filtro y saber cuándo es necesario realizarle un mantenimiento.

3.4 SERVICIO DE VENTILACIÓN DE CÁMARA DE MÁQUINAS

En cuanto al servicio de ventilación de la cámara de máquinas, este se encargará de suministrar el aire necesario al interior de la cámara de máquinas. Se realizará su cálculo en el Cuaderno 12, *Equipos y servicios*, según la norma UNE EN ISO 8861-1999.

3.5 SERVICIO DE AIRE DE ARRANQUE

El servicio de aire de arranque se regirá por el siguiente esquema:



The letters refer to list of 'Counterflanges'
 *) Pipe a nominal dimension: DN175 mm

Fig. 13.01.01: Starting and control air systems

Este sistema se encarga del arranque del motor inyectando aire a presión en los cilindros. Gracias a la presión que actúa sobre el pistón se comienza a mover el cigüeñal y se produce el arranque del motor.

El aire usado para el arranque se obtiene comprimiendo aire aspirado desde la atmósfera mediante compresores y comprimiendo este en unas botellas a 30 bar.

Para arrancar el motor se abre una válvula que permite circular el aire a alta presión hacia el motor.

En la Project Guide del motor podemos obtener los siguientes datos acerca del servicio de aire de arranque:

Starting air system, 30.0 bar g, 12 starts. Fixed pitch propeller - reversible engine

Receiver volume	n	14.5	2 x 14.5
Compressor cap.	n	870	870

Para el cálculo del caudal de los compresores de aire de arranque se utilizará la siguiente fórmula:

$$FAD \text{ "Free Air Delivery"} = \frac{V \times 10^{-3} \times 60}{T} \times \frac{(P_F - P_I)}{P_{ATM}}$$

donde:

- V , volumen de la botella de aire de arranque, l.
- P_F , presión final, 30 bar, dato del fabricante del motor.
- P_I , presión mínima de la botella:
 - Recomendado fabricante: 18 bar.
 - Sociedad de Clasificación: 1 bar.
- P_{ATM} , presión atmosférica, 1 bar.
- T , tiempo de llenado de la botella:
 - Recomendado fabricante: 15 – 30 min.
 - Sociedad de Clasificación: 60 min.

Obteniendo los siguientes resultados:

$$FAD, \text{recomendado fabricante} = 464 \frac{m^3}{h}$$

$$FAD, \text{Sociedad de Clasificación} = 420,5 \frac{m^3}{h}$$

4 LÍNEA DE EJES

La situación del motor principal lo más a popa posible, reduciendo así la longitud de la línea de ejes, permite evitar vibraciones y aprovechar al máximo el espacio de carga.

A continuación calcularemos el diámetro mínimo requerido determinado por el Lloyd's Register of Shipping. Comenzaremos con el diámetro intermedio mediante la siguiente fórmula de la *Parte 5, Capítulo 6, Sección 3, Punto 3.1 Intermediate shafts*:

$$d_{intermedio} = Fk \sqrt[3]{\frac{P}{R} \left(\frac{560}{\sigma_u + 160} \right)}, \text{ mm}$$

donde,

- $F = 100$, para instalaciones de motores diésel.
- k es un factor de diseño, 1.
- P es la potencia del motor en kW.
- R las revoluciones por minuto del motor.
- σ_u resistencia a la tensión mínima específica del material del eje, 600 N/mm² para casos generales.

$$d_{intermedio} = 100 \times 1 \times \sqrt[3]{\frac{68640}{94} \left(\frac{560}{600 + 160} \right)} = \mathbf{813 \text{ mm}}$$

En cuanto al eje motor no será menor que el calculado anteriormente según el *Punto 3.4 Thrust shafts*.

El eje de cola se calculará según el *Punto 3.5 Screwshafts and tube shafts* con la siguiente fórmula:

$$d_{eje \text{ de cola}} = 100k \sqrt[3]{\frac{P}{R} \left(\frac{560}{\sigma_u + 160} \right)}, \text{ mm}$$

siendo, a diferencia de en el cálculo anterior, el factor de diseño $k = 1,22$.

$$d_{eje \text{ de cola}} = 100 \times 1,22 \times \sqrt[3]{\frac{68640}{94} \left(\frac{560}{600 + 160} \right)} = \mathbf{992 \text{ mm}}$$

5 JUSTIFICACIÓN DE LA AUTONOMÍA

A continuación se realizará una comprobación de que los tanques definidos en el Cuaderno 4 son suficientes para poder albergar los consumos necesarios para una autonomía de 12.000 millas a la velocidad de servicio, 25,5 kn. Abordaremos los consumos de Fuel Oil, Diésel Oil y aceite de lubricación.

5.1 FUEL OIL

La cantidad de fuel oil debe ser suficiente para poder alimentar al motor propulsor principal durante la autonomía mencionada anteriormente. El consumo del motor principal en condiciones ISO (25°C y 1.000 mbar) es de 167,7 g/(kWh).

Ambient air pressure 1,000 mbar
 Ambient air temperature 25 °C
 Cooling water temperature 25 °C

La situación más desfavorable se dará en condiciones tropicales, donde el consumo es de 173,8 g/(kWh).

NECESIDAD FUEL OIL, t			CAPACIDAD FUEL, t
ISO	TROPICAL	C.ESPECIFICO	
6301	6530	6387	8018

5.2 DIESEL OIL

Incluye el consumo Diesel Oil para arranque parada y maniobra de los motores principales y consumo en la estancia en puerto. Además se utilizará para el paso del buque por zonas ECA. En el Cuaderno 4 se define la cantidad de Diésel necesario para 5 días de navegación:

NECESIDAD DIESEL, t			CAPACIDAD DIESEL, t
ISO	TROPICAL	C.ESPECIFICO	
1607	1665	1629	1670

5.3 ACEITE LUBRICANTE

El consumo de aceite lubricante ha sido calculado en el Cuaderno 4, obteniendo las siguientes cantidades:

NECESIDAD ACEITE, t	CAPACIDAD ACEITE, t
TOTAL	
24	30

6 CÁMARA DE MÁQUINAS DESATENDIDA

La cámara de máquinas desatendida permite que la maquinaria funcione sin necesidad de la presencia de ningún tripulante en ella. Se añadirá la notación ECO a su clasificación. Corresponde a aquellos buques cuyos espacios de máquinas estarán periódicamente desatendidos en todas las condiciones de navegación, incluida la maniobra de entrada y salida de puerto. La automatización incluirá las operaciones necesarias para una navegación segura y en condiciones de maniobra.

La automatización debe ser lo más simple posible, de cara a una mayor facilidad en la operación y simplificar las labores de mantenimiento y reparación.

- *Control.* El control de los equipos de cámara de máquinas podrá ejercerse desde la cámara de control, y parte del mismo también desde el puente. No se podrá tener manejo simultáneo desde ambos paneles. El cambio de puente a cámara o viceversa sólo se podrá realizar si el que recibe el control lo acepta.
- *Alarmas.* El sistema debe cumplir con los siguiente requisitos:
 1. Activar una alarma sonora en la cabina de control de la cámara de máquinas.
 2. Activar una alarma visual y sonora en el puente de navegación.
 3. Estar conectada a los espacios públicos de la tripulación y a las cabinas de los encargados de máquinas.
 4. Activar una alarma de seguridad si una situación de alarma anterior no ha sido atendida dentro de un tiempo establecido.

Todos los sistemas de alarmas podrán ser probados para asegurar su funcionamiento. Se distinguirá claramente entre ellos y el resto de las alarmas (como las de incendios) y un fallo en los mismos no impedirá el funcionamiento normal de la planta.

- *Prevención.* Los sistemas de prevención funcionarán automáticamente impidiendo averías de maquinaria actuando de alguna de las siguientes maneras:
 1. Activando sistemas stand-by para restableces funcionamientos normales.
 2. Disminuyendo la carga de la maquinaria.
 3. En caso de condiciones críticas parando el equipo que presente problemas.

Este sistema será independiente de un equipo a otro, poseerá su propio sistema de alarma para avisar de la cuada de la acción tomada y para avisar en caso de avería del mismo y por último ha de ser desactivado manualmente.

- *Control de la maquinaria propulsora desde el puente.* Ha de ser suficiente para asegurar un control satisfactorio de la propulsión, tanto en navegación normal como cuando. Debe suministrar información de revoluciones del motor, tener un interruptor o dispositivo de parada automática de la maquinaria de propulsión, y al menos dos modos de comunicación independientes con la cámara de control de maquinaria.
- *Válvulas.* Todas las válvulas automáticas o controladas de modo remoto, cumplirán las siguientes condiciones:
 1. En caso del fallo del actuador quedarán cerradas, por defecto, de modo que eviten averías.
 2. Se podrá conocer su estado desde la cámara de control.
 3. Si el local en el que están queda inundado, tendrán la posibilidad de seguir funcionando.
 4. Podrá actuarse sobre ellas mediante control manual.
- *Sistema de detección de incendios.* Se seguirán las reglas del SOLAS Reg. II-1/47. El método elegido será el IIC. Habrá un sistema automático de rociadores, detección de incendios y alarma contra incendios de tipo aprobada que cumpla las prescripciones pertinentes del Código de Sistemas de Seguridad contra Incendios, instalado y dispuesto de forma que proteja los espacios de alojamiento, las cocinas y otros espacios de servicio, salvo los que no presenten un verdadero riesgo de incendio, tales como espacios perdidos, locales sanitarios, etc. Además habrá un sistema fijo de detección de incendios y de alarma contra incendios instalado y dispuesto de manera que permita detectar la presencia de humo en todos los pasillos, las escaleras y las vías de evacuación situados dentro de los espacios de alojamiento.
- *Inundación de espacios de máquinas, achique de sentinas.* Los pocetes de sentinas en espacios de máquinas desatendidas deben situarse y ser vigilados de tal manera que se detecte la acumulación de líquidos a ángulos de escora y trimado normales, y deben ser lo suficientemente grandes para almacenar fácilmente el drenaje normal durante los períodos de no-atención. Se deben instalar alarmas en el puente que alerten de la inundación de espacios de máquinas por debajo de la línea de carga.

7 CALEFACCIÓN DE TANQUES

Se instalará una caldera que aproveche los gases de escape del motor principal en situación de navegación, además de tener capacidad suficiente para la situación de puerto en la cual el motor principal está parado.

Se considera un vapor saturado a 7 bar y una temperatura de 165 °C. La entalpía de condensación es de 494 kcal / kg.

Los principales consumidores de vapor son:

- Tanques de almacenamiento de fuel oil.
- Tanques de sedimentación de fuel oil.
- Tanques de servicio diario de fuel oil.
- Calentador de combustible del motor principal.

- *TANQUES DE FUEL OIL*

Para determinar la cantidad de vapor necesario aplicamos la siguiente expresión:

$$C_v = \frac{Q_t}{h}$$

donde:

- C_v es la necesidad de vapor en Kg/h.
- Q_t la potencia calorífica necesaria en Kcal/h.
- h la entalpía del vapor, 494 Kcal/Kg o 0,5745 kWh/Kg.

Para los tanques el calor necesario será la suma del calor necesario para elevar la temperatura del fluido y la cantidad de calor para mantenerlo a esa temperatura:

$$Q_1 = \frac{V \times \rho \times C_e \times T_s - T_e}{t}$$

$$Q_2 = \sum k_i \times A_i \times (T_m - T_{ext})$$

siendo,

- V el volumen del tanque, m^3 .
- ρ la densidad del fluido Kg/ m^3 .
- C_e el calor específico del fluido, $Kcal/Kg ^\circ C$.
- T_s la temperatura de salida del calentador, $^\circ C$.
- T_e la temperatura de entrada del calentador, $^\circ C$.
- t el tiempo de calentamiento, h.
- T_m la temperatura media del contenido del tanque, $^\circ C$.
- T_{ext} la temperatura del exterior del tanque, $^\circ C$.
- A_i el área de transmisión m^2 .

Para el cálculo se emplearán los siguientes valores:

Volumen Tanques Almacén	7068 m^3
Volumen Tanques Sedimentación	540 m^3
Volumen Tanques Uso Diario	328 m^3
ρ	0,9443 t/m^3
C_e	0,5 $kcal/kg^\circ C$
T_s	40 $^\circ C$
T_e	5 $^\circ C$
t_{alm}	48 h
t_{sed}	10 h
t_{ud}	10 h
$T_{s\ sed}$	70 $^\circ C$
$T_{e\ sed}$	40 $^\circ C$
$T_{s\ ud}$	95 $^\circ C$
$T_{e\ ud}$	70 $^\circ C$

A continuación se muestran las diferentes tablas en las que se ha realizado el cálculo:

Situación	Medio	K, Kcal/m ² °C	A, m ²	Text, °C	Ts-Text, °C	Q, Kcal/h
FO 1 BR/ER						
2 x Mamparo transversal	Bodega	4	108,38	5	35	15173,26
1 x Fondo	Tanque	7	87,58	5	35	21456,86
1 x Techo	Exterior	13	87,58	5	35	39848,45
1 x Mamparo Longitudinal	Tanque	7	962,97	5	35	235928,75
1 x Mamparo Longitudinal	C. Máquinas	5	962,97	25	15	72223,09
FO 2 BR/ER						
2 x Mamparo transversal	Tanque	7	108,38	5	35	26553,20
1 x Fondo	Tanque	7	87,58	5	35	21456,86
1 x Techo	Exterior	13	87,58	5	35	39848,45
2 x Mamparo Longitudinal	Tanque	7	1925,95	5	35	471857,51
FO 3 BR/ER						
2 x Mamparo transversal	Bodega	4	108,38	5	35	15173,26
1 x Fondo	Tanque	7	87,58	5	35	21456,86
1 x Techo	Exterior	13	87,58	5	35	39848,45
2 x Mamparo Longitudinal	Tanque	7	1925,95	5	35	471857,51
FO 4 BR/ER						
2 x Mamparo transversal	Tanque	7	108,38	5	35	26553,198
1 x Fondo	Tanque	7	87,58	5	35	21456,855
1 x Techo	Exterior	13	87,58	5	35	39848,445
2 x Mamparo Longitudinal	Tanque	7	1925,95	5	35	471857,505
FO USO DIARIO BR/ER						
1 x Mamparo transversal	C. Máquinas	5	21,2	25	70	7420
1 x Mamparo transversal	Tanque	7	21,2	5	90	13356
1 x Fondo	C. Máquinas	5	79,2	25	70	27720
1 x Techo	Tanque	7	79,2	5	90	49896
2 x Mamparo Longitudinal	Tanque	7	42,4	5	90	26712
FO SEDIMENTACIÓN BR/ER						
1 x Mamparo transversal	C. Máquinas	5	21,2	25	45	4770
1 x Mamparo transversal	Tanque	7	21,2	5	65	9646
1 x Fondo	C. Máquinas	5	108	25	45	24300
1 x Techo	C. Máquinas	5	108	25	45	24300
2 x Mamparo Longitudinal	Tanque	7	42,4	5	65	19292

TOTAL	
Q1	3585389 kcal/h
Q2	4304791 kcal/h
Qt	7890180 kcal/h
Cv	15972 kg/h

SEDIMENTACIÓN	
Q1	764883 kcal/h
Q2	135784 kcal/h
Qt	900667 kcal/h
Cv	1823 kg/h

ALMACEN	
Q1	2433343 kcal/h
Q2	3960351 kcal/h
Qt	6393694 kcal/h
Cv	12943 kg/h

USO DIARIO	
Q1	387163 kcal/h
Q2	208656 kcal/h
Qt	595819 kcal/h
Cv	1206 kg/h

▪ **CALENTADOR DE COMBUSTIBLE DEL MOTOR PRINCIPAL**

El fabricante nos indica en la Project Guide que la potencia necesaria para calentar el fuel es de 730 kW. Por lo que la demanda de vapor será la que se muestra a continuación:

$$C_v = \frac{Q_t}{h} = \frac{730}{0,5745} = 1270,6 \text{ kg/h}$$

7.1 BALANCE DE VAPOR

Para calcular la necesidad total de vapor se multiplicará cada consumidor por un factor de corrección que representa el grado de utilización y simultaneidad de su demanda.

Además se considerarán dos situaciones de consumo de vapor, en puerto y navegando. Se añade al total un 15% de margen para cubrir aquellos servicios que no se han considerado en esta fase del proyecto. Los resultados se muestran en la tabla que se muestra a continuación:

Servicio	Gasto, kg/h	Navegación	
		k	Cv, kg/h
Tanques Almacén FO	12943	0,3	3883
Tanques Sedimentación FO	1823	0,5	912
Tanques Uso Diario FO	1206	1	1206
Calentador FO	1271	1	1271
TOTALES			6853
Margen 15%			7881

Servicio	Gasto, kg/h	Puerto	
		k	Cv, kg/h
Tanques Almacén FO	12943	0	0
Tanques Sedimentación FO	1823	0,5	0
Tanques Uso Diario FO	1206	0,5	0
Calentador FO	1271	0	0
TOTALES			1515
Margen 15%			1742

7.2 GENERACIÓN DE VAPOR

Ahora que ya conocemos la demanda de vapor, se calculará la capacidad de generación del mismo empleando la energía de los gases de escape. Debe comprobarse si la caldera de gases de escape será suficiente o deberá disponerse de una caldera auxiliar.

Según el fabricante del motor los gases de escape tienen un caudal de 271000 kg/h y una temperatura 250 °C. La cantidad de vapor que se generará con estos gases es la siguiente:

$$Q_v = M_{exh} \times C_e \times (T_e - T_s) \times \frac{0,97}{h_v - h_l}$$

donde:

- M_{exh} es el caudal de gases de escape.
- C_e es el calor específico de los gases de escape que será 0,254 kcal/kg°C.
- T_e es la temperatura de los gases de escape a la entrada de la caldera.
- T_s es la temperatura de salida de los gases de escape. La mínima serán 180°C para evitar condensaciones que del lugar a la formación de ácido sulfúrico.
- 0,97, ya que se considera un 3% de pérdidas por radiación.
- h_v es la entalpía de vapor a 7 bar, 659,9 kcal/kg.
- h_l es la entalpía de entrada de agua de la caldera, 20 kcal/kg.

$$Q_v = 271000 \times 0,254 \times (250 - 180) \times \frac{0,97}{659,9 - 20} = 7304 \text{ kg/h}$$

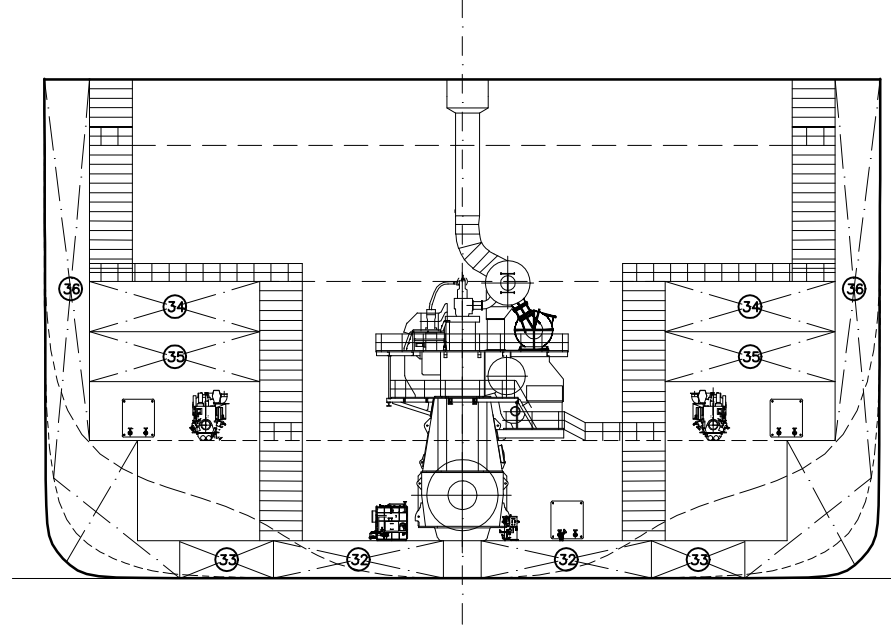
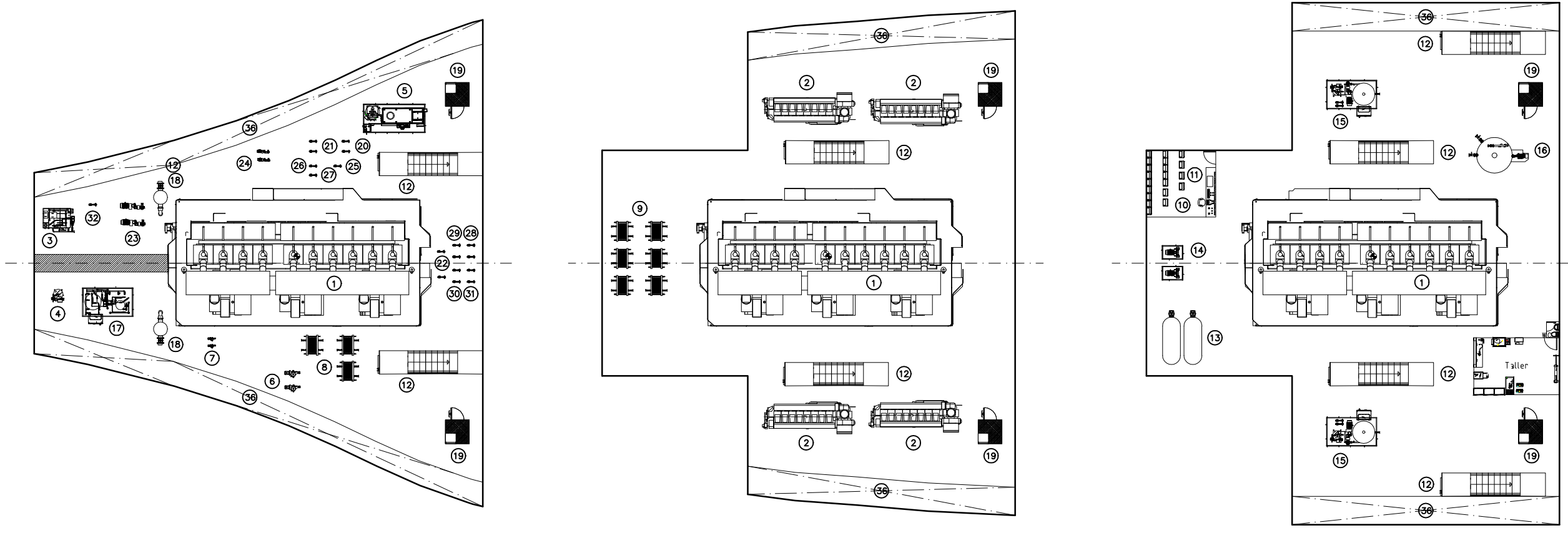
Como se puede ver se cubre perfectamente la demanda de vapor en navegación. Se optará por la instalación de una caldera modelo MISSION OC de Aalborg Industries, con una capacidad de 8.000 kg/h.

MISSION™ OS-TCI boiler - Capacity & dimensions

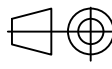
Steam capacity	Design pressure	Dimensions			Boiler operational weight
		A	B	C	
kg/h	bar (g)	mm	mm	mm	ton
1,200	10	3,875	1,370	2,590	4.7
1,600	10	4,025	1,470	2,720	5.5
2,000	10	4,115	1,570	2,810	6.3
2,500	10	4,235	1,670	3,020	7.3
3,500	10	4,480	1,820	3,170	8.9
4,500	10	4,675	1,970	3,310	10.5
5,500	10	4,855	2,070	3,580	12.0
6,500	10	4,875	2,270	3,770	14.5
8,000	10	5,065	2,420	3,910	16.8

Max. operating pressure: 8 bar (g)

8 DISPOSICIÓN PRELIMINAR DE LA CÁMARA DE MÁQUINAS



Id.	Elemento	Id.	Elemento
1	Motor Principal	19	Salida a Escotilla de Cubierta
2	Auxiliares	20	Bomba circulación Agua Caliente
3	Planta Tratamiento Aguas Sucias	21	Bomba Agua Potable
4	Separador de Sentinas	22	Bomba de Sentinas
5	Incinerador	23	Bomba Contraincendios
6	Purificadora Combustible	24	Bomba contra incendios de Emergencia
7	Purificadora de Aceite	25	Bomba de Lastre
8	Intercambiadores	26	Bomba Agua Salada
9	Intercambiadores Aux	27	Bomba Agua Dulce
10	Cuadros eléctricos	28	Bomba Aceite Lubricante
11	ECR	29	Bomba Trasiego Combustible
12	Puerta Estanca	30	Bomba Alimentación Combustible
13	Botellas de Aire de Arranque	31	Bomba Alimentación Diesel
14	Compresores de Aire de Arranque	32	Tanque Aceite Usado
15	Tanque Hidróforo	33	Tanque Aceite
16	Caldera	34	Tanque Diesel
17	Planta de Tratamiento de Lastre	35	Tanque Fuel Oil
18	Tama de Mar	36	Tanque Lastre 11

Estado	Fecha	Nombre	Firmas	Proyecto:	A3
Dibujado	08/10/17	Nadia Conde		Portacontenedores 9000 TEU's	
Comprobado					
Escala:	Num proyecto: 18 - 02			Escuela Politécnica Superior de Ferrol	
1:400	Alumna: Nadia Conde Alonso				
	Título: DISPOSICIÓN CÁMARA DE MÁQUINAS			Num plano:	Hoja:
	Sustituido por:			22	1/1
				Sustituye a:	