



UNIVERSIDADE DA CORUÑA



Escola Politécnica Superior

Trabajo Fin de Grado

CURSO 2016/17

BUQUE SUPPLY AHTS 250 TPF
CUADERNO 10: DEFINICION DE LA PLANTA
PROPULSORA Y SUS AUXILIARES

Grado en Ingeniería Naval y oceánica

ALUMNA/O

Noelia Paredes Portas

TUTORAS/ES

Fernando Lago Rodríguez

FECHA

SEPTIEMBRE 2016

GRADO EN INGENIERÍA NAVAL Y OCEÁNICA
TRABAJO FIN DE GRADO

CURSO 2.016-2017

PROYECTO NÚMERO 17-10

TIPO DE BUQUE: SUPPLY AHTS

CLASIFICACIÓN, COTA Y REGLAMENTOS DE APLICACIÓN: DNV MARPOL SOLAS y los propios para este tipo de buques

CARACTERÍSTICAS DE LA CARGA: Anclas y material para apoyo a las plataformas petrolíferas así como función de remolque. 250 TPF

VELOCIDAD Y AUTONOMÍA: velocidad de servicio 15 Kn, 4500 millas

SISTEMAS Y EQUIPOS DE CARGA / DESCARGA: Los propios para este tipo de buques

PROPULSIÓN: Diésel eléctrico

TRIPULACIÓN Y PASAJE: 30 tripulantes

OTROS EQUIPOS E INSTALACIONES: Los propios para este tipo de buques

Ferrol, 10 Setiembre 2016

ALUMNO/A: **D^a** Noelia Paredes Portas

El buque proyecto es un buque de apoyo a las plataformas petrolíferas, en concreto un AHTS que además de llevar suministros a las plataformas está especializado para el transportar anclas y elemento de fondeo para plataformas además de prestar servicio de remolque.

Posee un sistema de lucha contra incendios FIFI I, y un sistema de posicionamiento dinámico DP2, y además de los datos de la RPA, este buque para su propulsión cuenta con dos propulsores azimutales en popa, y para el posicionamiento dinámico, dos túnel thrusters y un thruster retráctil.

O buque proxecto é un buque de apoio ás plataformas petrolíferas, en concreto trátase dun AHTS, que ademáis de levar suministros ás plataformas está especializado para transporte e manexo de anclas e elementos de fondeo para as plataformas así comoa tamén para prestar servizo de remolque.

Posée un sistema de loita contraincendios FIFI I, e un sistema de posicionamento dinámico DP2, ademáis dos datos da RPA, este buque conta con dous propulsores acimutais en popa e en proa dous túnel thrusters e un thruster retráctil que será utilizados para o posicionamento dinámico

The Project vessel is an AHTS vessel of suport to the oil platforms that in adiction to carrying supplies to the platforms, is specualized for the transporting anchors and elements of anchor of platforms and to towing sercice.

It has a FIFI I fire-fighting sistem and DP2 dynamic positioning sistem, and in adiction, this vessel has two aft azimurhal propellers ans for dynamic positioninig, two tunnel thruster and a retactable thruster on the bow.

Las dimensiones principales del buque y la disposición general son las siguientes:

Lpp	77.56m
B(m)	20.26m
T(m)	7.71m
D(m)	9.27m
CB	0.69
CM	0.99
CP	0.7
$\Delta(t)$	8743.54T
FN	0.28
PR(T)	4793T
POT(KW)	14400 KW
TIRO	250 TPF
Área de cubierta	605 m ²
Carga en cubierta	2000T
Capacidades de tanques	
Diesel Oil	971.712 T
Agua Técnica	54 T
Fangos	4.83 T
Agua de perforación	455.26T
Agua Potable	67.2 T
Aceite	36.316 T
Aceite hidráulico	16.29 T
Lastre	1830 T
Brine	460.56 T
Lodos de perforación	950.35 T
Agua de suministro	663.6T
Cadenas de anclas	1091 T

Contenido

1	Introducción	6
2	Planta propulsora.....	7
3	Potencia de los motores propulsores.....	8
3.1	Justificación de la potencia propulsora.	9
4	Servicios y equipos auxiliares a la propulsión	12
4.1	Servicio de combustible	12
4.1.1	Trasiego de combustible.....	13
4.1.2	Bombas de alimentación.....	15
4.2	Servicio de lubricación.....	17
4.2.1	Bombas de lubricación forzada (stand-by).....	20
4.3	Bomba de trasiego de aceite lubricante.....	21
4.4	Servicio de refrigeración mediante agua dulce	22
4.4.1	Intercambiadores de calor	25
4.5	Servicio de aire de arranque.....	27
5	Servicio de ventilación de cámara de máquinas.....	30
5.1	Flujo de aire para la combustión.....	30
5.2	Flujo de aire para la evacuación de calor	31
5.2.1	Emisión de calor de los motores diesel generadores	32
5.2.2	Emisión de calor de los generadores eléctricos.....	33
5.2.3	Emisión de calor de las instalaciones eléctricas	33
5.2.4	Emision de calor de las tuberías de escape	33
5.2.5	Emisión de calor de otros componentes	34
5.3	Flujo total de aire necesario.....	35
6	Estimación de los consumos	36
6.1	Consumo de los diesel generadores.	36
6.2	Consumo de aceite lubricante	36
	Planos de cámara de máquinas.....	38

1 INTRODUCCIÓN

En este cuaderno se escogerán los motores principales, así como los motores eléctricos que se necesitan para los propulsores acimutales.

Una vez elegido el motor, con el Project Guide proporcionado por el fabricante se estudiarán los servicios y equipos auxiliares que serán necesarios para la planta propulsora.

Se hará también un estudio de consumos, tanto de combustible como de aceite comprobando que la capacidad obtenida en el cuaderno 4 es suficiente para cumplir con la autonomía del buque.

Finalmente se adjuntará un plano con la disposición de la cámara de máquinas.

2 PLANTA PROPULSORA

El buque proyecto debe llevar instalada una planta propulsora de tipo diesel eléctrica por requerimiento de la hoja de RPA. Se debe decir que la principal ventaja de este tipo de propulsión, además de su versatilidad de instalación y ahorro de espacio, se reduce el consumo de combustible así como el impacto ambiental. El consumo de combustible se hace notorio en los buques que tienen un perfil operativo variable, como es el caso del buque proyecto, ya que este absorbe potencias muy distintas en las distintas situaciones de operación como se puede ver en el cuaderno 11.

Como se puede ver en el cuaderno 12, las situaciones de carga son dispares, y esto se debe a que los principales consumidores son los sistemas de propulsión.

Se ha decidido instalar 3 diesel generadores, lo que permitirá que en situaciones de carga exigentes estén trabajando los tres diesel generadores, mientras que en otras situaciones de operación con menos demanda de energía eléctrica puedan estar trabajando dos o incluso solo un diesel generador, haciendo que prácticamente en todas las situaciones de operación los motores estén trabajando en regímenes cercanos al 85%, aumentando así el rendimiento de los motores.

Como ya se dijo, en la hoja de RPA del proyecto se requiere propulsión diesel eléctrica, 250 toneladas de tracción a punto fijo y una velocidad de servicio de 15 nudos.

Tras los cálculos realizados en el cuaderno 6 mediante el software NavCad se obtenían las siguientes potencias para la navegación libre y el remolque:

Potencia en navegación libre: 8200 KW

Potencia de remolque: 18740KW

Pero se debe tener en cuenta que la estimación de la potencia de remolque mediante NavCad es inexacta, debido a que el software no está totalmente actualizado, y puesto que la serie de hélices Kaplan Ap no son las actuales del mercado, se ha buscado en catálogos una hélice capaz de suministrar el tiro necesario. Se ha optado por instalar dos hélices acimutales RollsRoyce US60 capaz de suministrar cada una de ellas 165 TPF, por lo que sería suficiente para cumplir con el tiro requerido. Estas hélices necesitan una potencia eléctrica de 5000KW cada una de ellas, por lo que los propulsores elegidos tienen que ser capaces de proporcionar una potencia eléctrica como mínimo de 10000KW.

Se ha decidido instalar tres propulsores y dimensionarlos de manera que no sea necesaria la instalación de generadores auxiliares para producir energía eléctrica para el resto de consumidores del buque.

Por lo tanto la planta propulsora del buque proyecto contará con tres diesel generadores.

3 POTENCIA DE LOS MOTORES PROPULSORES

Los cálculos de este apartado se han realizado anteriormente en el cuaderno 6 como ya se ha dicho el apartado anterior.

También se debe tener en cuenta el balance eléctrico realizado en el cuaderno 11, ya que con los diésel generadores que se instalen se debe suministrar la potencia eléctrica no solo para los propulsores, sino para todos los consumidores del buque.

Del cuaderno 11 se obtiene lo siguiente:

	navegación libre	Remolque	manejo de anclas	Carga y descarga en plataforma	servicios esenciales	Amarre en puerto	Emergencia
TOTAL	9567,97	11530,71	7839,02	3773,02	7536,85	501,93	216,39
Pa(KWA)	11959,96	14413,38	9798,78	4716,28	9421,06	627,41	270,49

Es decir que la potencia máxima que deben de ser capaces de suministrar los diésel generadores es de 1153.71.

Por lo que se ha decidido instalar 3 diesel generadores Wärtsilä 8V31 de 4880KW cada uno, capaz de suministrar una potencia eléctrica de 4685KW.

Se debe tener en cuenta que para la situación de remolque los diésel generadores trabajaran al 90% para dar la potencia necesaria.

$$4880 \cdot 0.85 \cdot 3 = 12444KW$$

$$4685 \cdot 0.85 \cdot 3 = 11946.75KW$$

Los diésel generadores trabajando al 90% darían una potencia de eléctrica de 11946.75KW mayor que la necesaria para remoque que sería de 11530.71KW.

En cuanto a la situación de navegación libre, los diésel generadores trabajarían al 80%, por lo que se tendrían las siguientes potencias:

$$4880 \cdot 0.8 \cdot 3 = 11712KW$$

$$4685 \cdot 0.8 \cdot 3 = 11244KW$$

En el resto de situaciones de operación se trabajaría únicamente con 2 diésel generadores, quedando el otro de reserva por si uno se estos fallase.

Además en la elección de los diesel generadores se debe tener en cuenta que con todos los diesel generadores menos uno se tiene que proporcionar la energía necesaria para cubrir los servicios esenciales, es decir, se debe poder suministrar una potencia de 7913.76KW. A continuación se comprueba que con estos dos diésel generadores se puede suministrar esta energía.

$$4880 \cdot 0.85 \cdot 2 = 8296KW$$

$$4685 \cdot 0.85 \cdot 2 = 7964KW$$

Como se puede comprobar con dos diésel generadores se suministra la energía suficiente para cubrir los servicios esenciales.

En el anexo II se muestran las hojas de especificación del motor elegido.

Posteriormente a haber elegido los motores principales se deben escoger los motores eléctricos que proporcionaran energía eléctrica a los propulsores acimutales. Se recuerda que cada uno de estos propulsores necesita una potencia de 5000kw.

Se elige instalar 2 motores de la casa MarelliMotori los cuales se han elegido para un voltaje de 690V, ya que es el voltaje con el cual se ha diseñado la planta eléctrica en el cuaderno 11, el modelo elegido es B4V 800 LC6, con un rendimiento cuando está funcionando al 100% del 97.5% dato sacado de la especificación del motor que se puede ver en el anexo III.

Por lo tanto, puesto que el motor tienen una potencia total de 5600KW, finalmente se obtiene una potencia a la salida del motor, una vez aplicado el rendimiento de:

$$5600 \cdot 0.975 = 5460KW$$

Que es mayor que los 5000KW que necesita cada propulsor, por lo que se instalarán dos motores iguales.

No se instala un motor menor debido a que el de menor potencia a este es de 5100KW con un rendimiento del 97.5%, por lo que daría una potencia de 4972.5KW que es menor a la necesaria por los propulsores, por lo tanto esta opción se desestima.

3.1 Justificación de la potencia propulsora.

En este apartado se comprueba que la potencia que da el fabricante es en realidad la que realmente puede proporcionar el motor. Para esto se calcula la potencia por cilindro partiendo de la presión media efectiva, el volumen de los cilindros, las revoluciones del motor y del parámetro $a=2$ para motores de 4 tiempos.

1. Main Data and Outputs

The Wärtsilä 31 is a 4-stroke, non-reversible, turbocharged and intercooled diesel engine with direct fuel injection.

Cylinder bore	310 mm
Stroke	430 mm
Number of valves	2 inlet valves 2 exhaust valves
Cylinder configuration	8, 10, 12, 14 and 16
V-angle	50°
Direction of rotation	Clockwise, counterclockwise
Speed	720, 750 rpm
Mean piston speed	10.32 - 10.75 m/s

1.1 Maximum continuous output

Table 1-1 Rating table for Wärtsilä 31

Cylinder configuration	Main engines	Generating sets			
	750 rpm	720 rpm		750 rpm	
	[kW]	Engine [kW]	Generator [kVA]	Engine [kW]	Generator [kVA]
W 8V31	4880	4720	5664	4880	5856
W 10V31	6100	5900	7080	6100	7320
W 12V31	7320	7080	8496	7320	8784
W 14V31	8540	8260	9912	8540	10248
W 16V31	9760	9440	11328	9760	11712

The mean effective pressure P_e can be calculated as follows:

$$P_e = \frac{P \times c \times 1.2 \times 10^9}{D^2 \times L \times n \times \pi}$$

where:

- P_e = mean effective pressure [bar]
- P = output per cylinder [kW]
- n = engine speed [r/min]
- D = cylinder diameter [mm]
- L = length of piston stroke [mm]
- c = operating cycle (4)

Volumen del cilindro:

$$V = L \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$

$$V = 43 \cdot \frac{\pi \cdot 31^2}{4} = 32455 \text{ cm}^3 = 0.032455 \text{ m}^3 = 32.46 \text{ l}$$

Presión media efectiva

$$P_e = \frac{P \cdot C \cdot 1.2 \cdot 10^9}{D^2 \cdot L \cdot n \cdot \pi}$$

Donde P potencia por cilindro=610

C=4

D=310

L=430

n =750

.

$$P_e = \frac{610 \cdot 4 \cdot 1.2 \cdot 10^9}{310^2 \cdot 430 \cdot 750 \cdot \pi} = 30.07 \text{ bar}$$

$$BHP\left(\frac{HP}{cilindro}\right) = \frac{n(rpm) \cdot P_e(bar) \cdot V_{cil}(cm^3)}{a \cdot 450000}$$

$$BHP = \frac{750 \cdot 30.1 \cdot 32455}{2 \cdot 450000} = 830HP$$

$$830 \cdot \frac{1}{1.36} = 610.29 \text{ KW/cilindro}$$

$$201.29 \cdot 8 = 4882.32$$

4 SERVICIOS Y EQUIPOS AUXILIARES A LA PROPULSIÓN

El diseño y cálculo de los elementos que componen y auxilian a los motores principales se hará siguiendo el Product Guide del motor seleccionado.

Se comprobarán los esquemas correspondientes, analizando cada componente comprobando el número de bombas, caudal, presión diámetro y la potencia necesaria en el caso de que sean necesarias.

Los equipos principales que componen los sistemas auxiliares de la propulsión son los siguientes:

Servicio de combustible

Servicio de lubricación

Servicio de agua dulce

Servicio de agua salada

Servicio de aire de arranque

Servicio de ventilación

Para el cálculo de los diámetros de tubería se obtienen del Product Guide las siguientes velocidades de los fluidos:

Piping	Pipe material	Max velocity [m/s]
Fuel oil piping (MDF and HFO)	Black steel	1.0
Lubricating oil piping	Black steel	1.5
Fresh water piping	Black steel	2.5
Sea water piping	Galvanized steel	2.5
	Aluminum brass	2.5
	10/90 copper-nickel-iron	3.0
	70/30 copper-nickel	4.5
	Rubber lined pipes	4.5

4.1 Servicio de combustible

El servicio de combustible está integrado por todos los equipos auxiliares y elementos que hacen llegar el combustible (MDO) a los diesel generadores.

El sistema de combustible está compuesto por 6 tanques almacén de diesel dos tanques de uso diario y dos tanques de sedimentación. A pesar de que los tanques de sedimentación no son imprescindibles se ha decidido ponerlos para poder precipitar las impurezas que pueda llevar el MDO como agua o lodos.

4.1.1 Trasiego de combustible

El combustible será trasladado de los tanques de almacén a los de sedimentación y de estos a los de uso diario. El consumo de combustible se hace simultáneamente de los tanques de uso diario de babor y estribor, evitando así escoras.

Se dispondrá de bombas de trasiego que serán las encargadas de trasegar el combustible de los tanques almacén a los tanques de sedimentación y de los tanques de sedimentación a los tanques de uso diario.

El número total de bombas de trasiego de las que se equipa al buque proyecto será de 4, haciendo que el sistema sea redundante, las dos primeras sean de trasiego de combustible de los tanques de almacén a los tanques de sedimentación y otras dos serán para el trasiego de los tanques de sedimentación a los tanques de uso diario.

Para determinar el caudal de las bombas de trasiego se supone que cada tanque de sedimentación tiene que ser llenado en 4 horas mientras que los tanques de uso diario deberán ser llenados en 2 horas.

El volumen de cada tanque de sedimentación es de $50.4m^3$, por lo tanto el caudal necesario será el siguiente:

$$Q = \frac{50.4}{4} = 12.6 \text{ m}^3/h$$

La presión debe ser suficiente para hacer frente a la cota superior de los tanques de sedimentación ($\Delta h=7.7m$)

La presión de suministro es de 1Bar, mientras que las pérdidas de carga en la tubería se estiman de 2 bares., por lo tanto la presión necesaria en la bomba será la siguiente:

$$P = 1 + 2 + \frac{0.84 \cdot 9.81 \cdot 7.7}{10^5} = 3.63 \text{ bares} = 37.016mca$$

El diámetro de la bomba se calcula utilizando la velocidad de 1m/s que viene en la product guide del motor para bombas de combustible, por lo tanto el diámetro será el siguiente:

$$Q = S \cdot v$$
$$12.6 \frac{m^3}{h} \cdot \frac{1h}{3600s} = S \cdot 1$$
$$S = 3.5 \cdot 10^{-3} m^2$$
$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}}$$
$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 3.5 \cdot 10^{-3}}{\pi}} = 0.0667m = 67mm$$

En cuanto a la potencia de la bomba se entra en el catalogo del fabricante KSB y se elige una bomba modelo 32.160 con una potencia de 2.4KW.

Por lo tanto se tendrán 2 bombas de sedimentación

Caudal $12.6 \text{ m}^3/h$

Presión 3.63 bares

Potencia 2.4KW

Diámetro de tubería 70mm

A continuación se calcularán las bombas de trasiego de combustible de los tanques de sedimentación a los tanques de uso diario.

El volumen de cada tanque de uso diario tiene el mismo volumen que los tanques de sedimentación, por lo tanto el caudal necesario para llenarlo en dos horas será el siguiente:

$$Q = \frac{50.4}{2} = 25.2 \text{ m}^3/h$$

El combustible debe trasegarse a un bar de presión, y se estima en la tubería unas pérdidas de carga de 2 bares, en cuanto a la diferencia de alturas que debe superar la bomba es la misma que para las bombas de trasiego de combustible desde los tanques almacén hasta los tanques de sedimentación, por lo tanto las pérdidas de caga finales serán las mismas

$$P = 1 + 2 + \frac{0.84 \cdot 9.81 \cdot 7.7}{10^5} = 3.63 \text{bares} = 37.016 \text{mca}$$

$$Q = S \cdot v$$

$$25.2 \frac{\text{m}^3}{h} \cdot \frac{1h}{3600s} = S \cdot 1$$

$$S = 7 \cdot 10^{-3} \text{m}^2$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 7 \cdot 10^{-3}}{\pi}} = 0.0944 \text{m} = 94 \text{mm}$$

En cuanto a la potencia también se saca del catálogo de bombas como en el caso anterior, en este caso se escogería una bomba KSB modelo 32-200 con una potencia de 3.7KW.

S tendrán 2 bombas

Caudal $25.2 \text{ m}^3/h$

Presion 3.63 bar

Pot 3.7KW

Diámetro de la tubería 94mm

4.1.2 Bombas de alimentación

Estas bombas son las encargadas de llevar el combustible al motor en las condiciones óptimas. El sistema de alimentación está compuesto por los equipos auxiliares integrados en el propio motor, aun asi este sistema quedará respaldado por otro sistema ajeno al motor encargado de suministrarle el combustible a este, si se diese un fallo en las bombas integradas en los motores. Por lo tanto este sistema contará con 3 bombas de alimentación, y sus características se obtienen del Product guide del motor.

El motor escogido gira a 750 rpm, por lo tanto elegiremos la segunda columan en la que pone DE IMO Tier 2

Wärtsilä 8V31		DE IMO Tier 2	DE IMO Tier 2	AUX IMO Tier 2	AUX IMO Tier 2	ME IMO Tier 2
Engine speed	RPM	720	750	720	750	750
Cylinder output	kW/cyl	590	610	590	610	610
Fuel system (Note 4)						
Pressure before injection pumps (PT 101)	kPa	1000±100	1000±100	1000±100	1000±100	1000±100
Engine driven pump capacity (MDF only)	m ³ /h	60.0	60.0	60.0	60.0	60.0
HFO viscosity before engine	cSt	16...24	16...24	16...24	16...24	16...24
HFO temperature before engine, max. (TE 101)	°C	140	140	140	140	140
MDF viscosity, min	cSt	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0
MDF temperature before engine, max. (TE 101)	°C	45	45	45	45	45
Fuel consumption at 100% load, HFO	g/kWh	173.4	174.4	173.9	174.9	174.4
Fuel consumption at 85% load, HFO	g/kWh	170.6	171.6	171.1	172.0	171.6
Fuel consumption at 75% load, HFO	g/kWh	172.5	173.5	173.0	174.0	171.6
Fuel consumption at 50% load, HFO	g/kWh	182.3	183.3	182.8	183.8	178.5

Como se puede observar la capacidad de las bombas de alimentación debe ser de 60 m³/h, con una presión de alimentación de 1000±100 KPa es decir 10±1bar o 101.9±1.19 mca. En el buque proyecto se llevará una bomba para cada dieselgenerador, consiguiendo asi tener un sistema redundante y mas fiable, ya que cada motor contará además con una bomba propia y de una línea de retorno del combustible sobrante hacia los tanques de uso diario.

El diámetro de las bombas se calculará de ma misma manera que se calculó anteriormente el diámetro de las mombas de trasiego de combustible:

$$Q = S \cdot v$$

$$60 \frac{m^3}{h} \cdot \frac{1h}{3600s} = S \cdot 1$$

$$S = 0.0166m^2$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.0166}{\pi}} = 0.1456m = 146mm$$

La potencia se obtiene del catalogo, bomba KSB 40-315 potencia 36KW:

Por lo tanto:

Tres bombas de alimentación

Cauel $60 m^3/h$

Presion 10 ± 1 bar

Potencia 36KW

La instalación del buque proyecto van varios motores conectados al mismo circuito da alimentación, por lo que debe ser posible cerrar el suministro y las líneas de retorno conectadas al motor individualmete, siendo este un requisito del solas.

A continuación se muestra el esquema de funcionamiento que ofrece el fabricante:

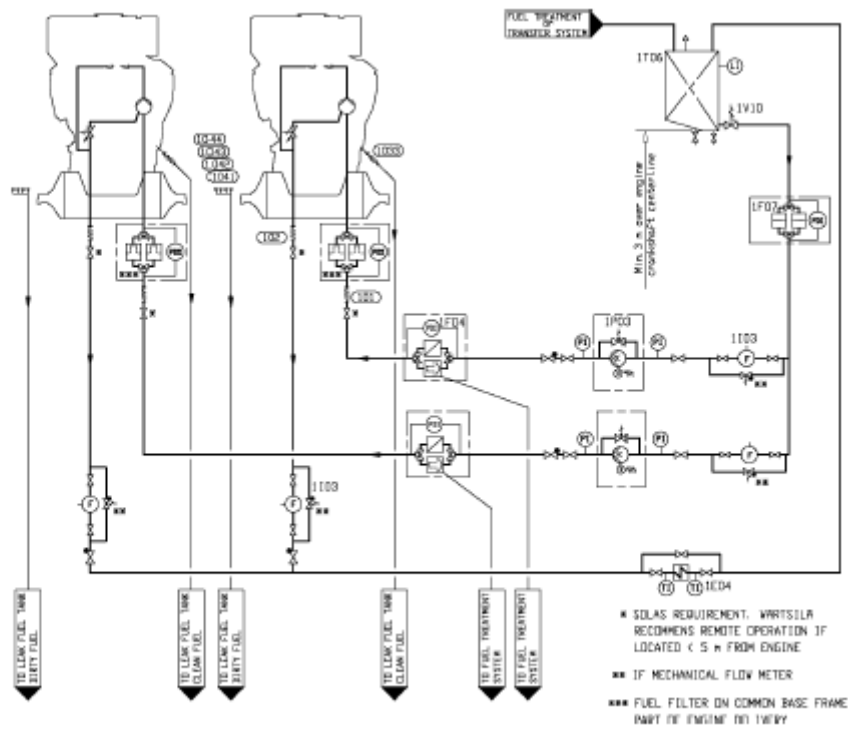


Fig 6-5 MDF fuel oil system, multiple engines (DAAF301496A)

System components		Pipe connections		Size
1E04	Cooler (MDF)	101	Fuel inlet	DN25
1F04	Automatic filter (MDF)	102	Fuel outlet	DN25
1F07	Suction strainer (MDF)	1033	Leak fuel drain, clean fuel	OD28
1I03	Flow meter (MDF)	1041	Leak fuel drain, dirty fuel	DN32
1P03	Circulation pump (MDF)	1042	Leak fuel drain, dirty fuel	DN32
1T06	Day tank (MDF)	1043	Leak fuel drain, dirty fuel	DN32
1V10	Quick closing valve (fuel oil tank)	1044	Leak fuel drain, dirty fuel	DN32

En el esquema se muestra que los tanques de uso diario deben estar a 3 metros por encima de la toma del motor, el combustible pasa por un colador de succión, a continuación el combustible se divide en tres tuberías una para cada motor, y pasa por un filtro en cada tubería, posteriormente será impulsado mediante las bombas de aspiración hacia los motores, pasando antes por dos filtros automáticos.

El combustible sobrante que se deriva para mantener la presión interna retorna al tanque de uso diario, mientras que el combustible que no ha realizado correctamente su combustión se deriva a al tanque de fangos.

4.2 Servicio de lubricación

Los diésel generadores se distribuirán en la cámara de máquinas de manera que utilicen el mínimo espacio posible, por lo tanto se optará por cárter húmedo en los motores, evitando la necesidad de que los tanques estén por debajo del cárter del motor, dando una mayor libertad a la disposición de los motores.

A continuación se muestra un esquema del funcionamiento interno del sistema de lubricación y un esquema del funcionamiento externo, que irán comentados.

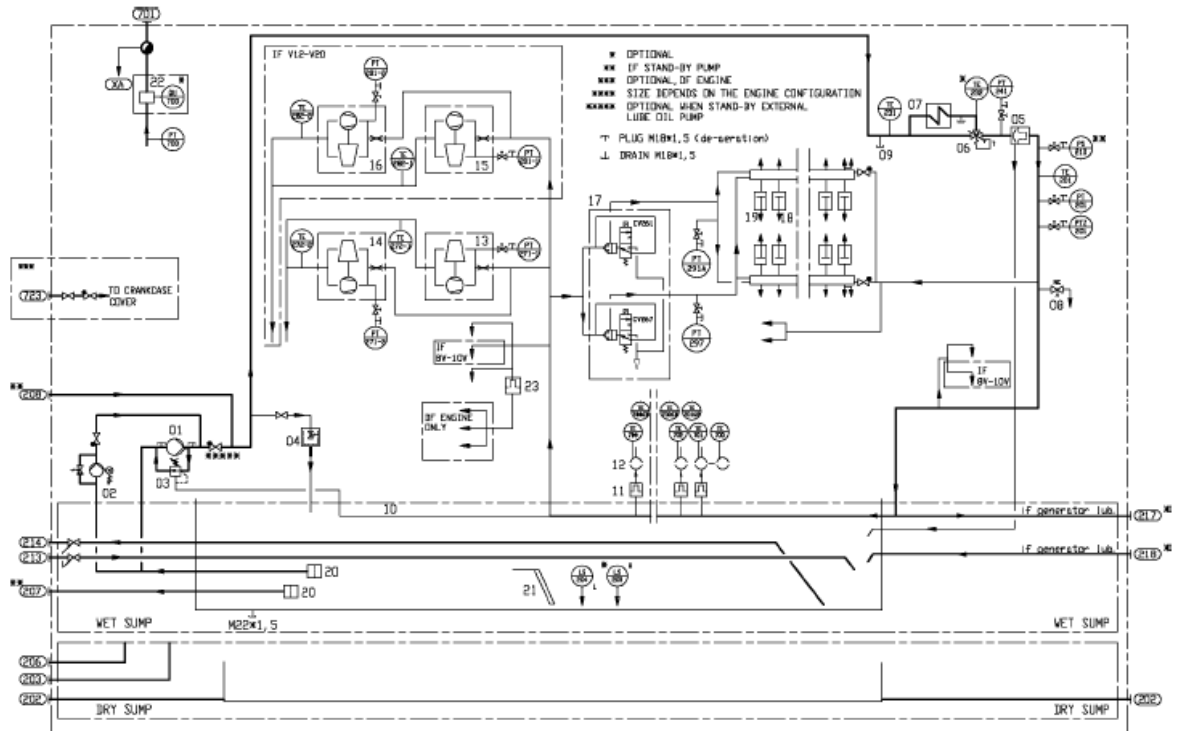


Fig 7-1 Internal lubricating oil system (DAAF315513A)

System components:					
01	Lube oil main pump	09	Sampling plug, dirty oil	17	On/off control valve for VIC/VEC
02	Prelube oil pump	10	Pressure control oil pipe	18	VIC
03	Press control valve w. safety valve	11	Running filter (Removed after FAT)	19	VEC
04	Centrifugal filter	12	Main bearings	20	Strainer
05	Automatic filter	13	Turbocharger LP A-bank	21	Oil sipstick
06	Lube oil thermostatic valve	14	Turbocharger HP A-bank	22	Oil mist detector
07	Lube oil cooler	15	Turbocharger LP B-bank	23	Running-in filter
08	Sampling cock	16	Turbocharger HP B-bank		

Sensors and indicators:					
PT201	Lube oil pressure, engine inlet	TE272-1	Lube oil temperature, LP TC A outlet		
PT2201	Lube oil pressure, engine inlet	TE272-2	Lube oil temperature, HP TC A outlet		
TE201	Lube oil temperature, engine inlet	PT281-1	Lube oil pressure, LP TC B inlet		
LS204	Lube oil low level, wet sump	PT281-2	Lube oil pressure, HP TC B inlet		
LS205	Lube oil high level, wet sump	TE282-1	Lube oil temperature, LP TC B outlet		
PS210	Lube oil stand-by pump start	TE282-2	Lube oil temperature, HP TC B outlet		
TE231	Lube oil temperature, LOC inlet	PT291A	Control oil pressure after VIC valve A-bank		
PT241	Lube oil pressure, filter inlet	PT297	Control oil pressure, VEC valve outlet		
CV261	VIC main control valve	PT700	Crankcase pressure		
CV267	VEC main control valve	QU700	Oil mist detector		
PT271-1	Lube oil pressure, LP TC A inlet	TE7##	Main bearing ## temperature		
PT271-2	Lube oil pressure, HP TC A inlet	TE7##6A	Big end bearing temperature, cyl ##A		

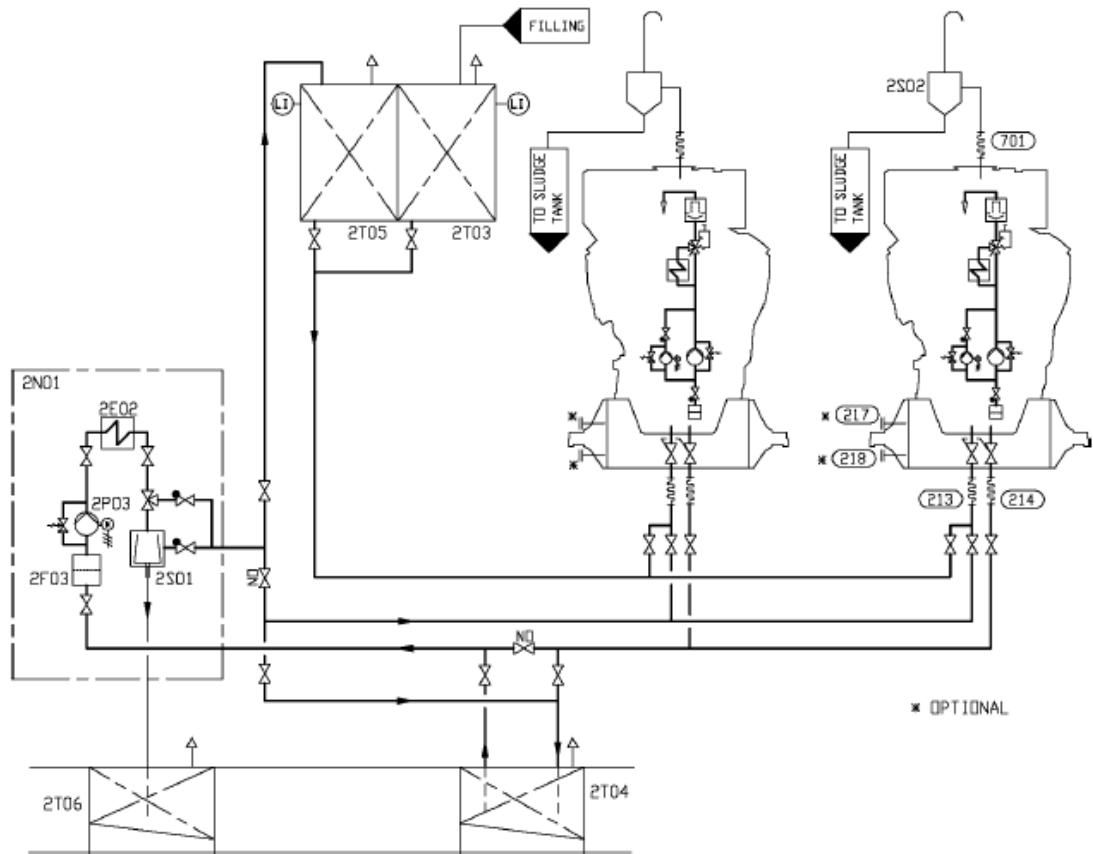


Fig 7-4 Lubricating oil system (MDF), multiple engines & wet sump (DAAF301500)

System components:			
2E02	Heater (separator unit)	2S02	Condensate trap
2F03	Suction filter (separator unit)	2T03	New oil tank
2N01	Separator unit	2T04	Renovating oil tank
2P03	Separator pump (separator unit)	2T05	Renovated oil tank
2S01	Separator	2T06	Sludge tank

Pipe connections:		8V - 10V	12V - 16V
213	Lubricating oil from separator and filling	DN40	DN40
214	Lubricating oil to separator and drain	DN40	DN40
217	Lube oil to generator bearing	DN40	DN40
218	Lube oil from generator bearing	DN40	DN40
701	Crankcase air vent	DN125	DN125

4.2.1 Bombas de lubricación forzada (stand-by)

Como podemos ver en la siguiente tabla sacada del product guide el caudal de la bomba de lubricación forzada stand-by debe tener un caudal de $100 \text{ m}^3/h$

Lubricating oil system						
Pressure before bearings, nom. (PT 201)	kPa	420	420	420	420	420
Suction ability main pump, including pipe loss, max.	kPa	40	40	40	40	40
Priming pressure, nom. (PT 201)	kPa	60	60	60	60	60
Suction ability priming pump, including pipe loss, max.	kPa	35	35	35	35	35
Temperature before bearings, nom. (TE 201)	°C	70	70	70	70	70
Temperature after engine, approx.	°C	82	82	82	82	82
Pump capacity (main), engine driven	m ³ /h	125	130	125	130	144
Pump capacity (main), stand-by	m ³ /h	100	100	100	100	100

7.3.6 Lubricating oil pump, stand-by (2P04)

The stand-by lubricating oil pump is normally of screw type and should be provided with an overflow valve.

Design data:

Capacity	see <i>Technical data</i>
Design pressure, max	0.8 MPa (8 bar)
Design temperature, max.	100°C
Lubricating oil viscosity	SAE 40
Viscosity for dimensioning the electric motor	500 mm ² /s (cSt)

La presión como podemos ver en la imagen anterior es de 8 bares, y para calcular el diámetro de la tubería utilizamos la velocidad del fluido que nos da el fabricante, 1.5m/s, por lo tanto el diámetro de la tubería es el siguiente:

$$Q = S \cdot v$$

$$100 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \cdot \frac{1\text{h}}{3600\text{s}} = S \cdot 1.5$$

$$S = 0.0185\text{m}^2$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.0185}{\pi}} = 0.1535\text{m} = 154\text{mm}$$

Para la potencia se entra en el catálogo de bombas y se escoge una bomba modelo 80-250 con una potencia de 34 kw.

Por lo tanto se tendrán 3 bombas

Caudal $100 \text{ m}^3/\text{h}$

Presion 8 bares

Potencia 34KW

Diámetro de tubería 154mm

4.3 Bomba de trasiego de aceite lubricante

Para determinar las características que tiene que tener la bomba de trasiego de lubricante para trasvasar el aceite de los tanques de aceite al cárter del motor, se establecerá como referencia el flujo de aceite que tiene la separadora de dicho aceite, siguiendo las especificaciones del fabricante:

Separator (2S01)

The separators should preferably be of a type with controlled discharge of the bowl to minimize the lubricating oil losses.

The service throughput Q [l/h] of the separator can be estimated with the formula:

$$Q = \frac{1.35 \times P \times n}{t}$$

where:

Q = volume flow [l/h]

P = engine output [kW]

n = number of through-flows of tank volume per day: 5 for HFO, 4 for MDF

Wärtsilä 31 Product Guide - a1 - 18 October 2016

31 Product Guide

7. Lubricating Oil System

t = operating time [h/day]: 24 for continuous separator operation, 23 for normal dimensioning

$P=4880\text{KW}$

$N=4$

$T=24$

$$Q = \frac{1.35 \cdot 4880 \cdot 4}{24} = 1098 \frac{l}{h}$$

En el catálogo del fabricante CJC se tiene que la bomba ya viene integrada en la propia separadora, con una potencia de 0.9KW y una presión de 2 bares, como podemos ver a continuación:

	Dim.	CJC™ Marine Lube Oil Purifier	
		From	To
Pump flow/hour (std.)	ltr/gal	500/132	3000/793
Inverter operation		Down to approx. 30% of std. flow	
Power consumption, ave.	kW	0.18-0.90	
Pump type		screw spindle	
Pump inlet pressure, max	bar/psi	2.0 / 29	
Pressure control		pressure switch & internal by-pass in pump	
Pressure drop, max	bar/psi	1.8 / 26	
Design pressure, filter	bar/psi	7 / 102	
Filter Inserts, 27/27	pcs.	2-12	
Weight, net	kg/lb	121/267	193/426
Weight, operating, wet & w/o control box	kg/lb	155/342	305/672
Weight, control box	kg/lb	30/66	
Temp. oil, max *)	°C/°F	80-120 / 176-248	
Temp. ambient, max	°C/°F	45 / 113	
CAPABILITIES			
Dirt holding capacity approx.	ltr/gal	9 / 2.4	54 / 14.4

*) The standard filters are designed for a max. temp. of 80°C / 176 °F.

Podemos observar en la tabla de características que el caudal de este modelo de separadoras va desde 500l/h hasta 3000, por lo que la separadora que necesita el buque proyecto está dentro de este rango.

4.4 Servicio de refrigeración mediante agua dulce

El sistema de refrigeración de agua dulce se divide en dos circuitos, uno de ellos de agua a alta temperatura (high temperatura HT) y otro de agua a baja temperatura (low temperature LH).

El circuito de refrigeración de alta temperatura es el encargado de atravesar las camisas de los cilindros así como las culatas.

El circuito de refrigeración de baja temperatura pasa por el refrigerador de aire de sobrealimentación y el enfriador de aceite lubricante dispuesto en el propio motor.

Las válvulas termostáticas encargadas de controlar las temperaturas tanto del circuito LT como HT van dispuestas de diferentes maneras, en el caso de la válvula

termostática del circuito de LT, esta irá instalada en el sistema externo al motor, mientras que en el circuito de HT, dicha válvula irá en instalada en el propio motor.

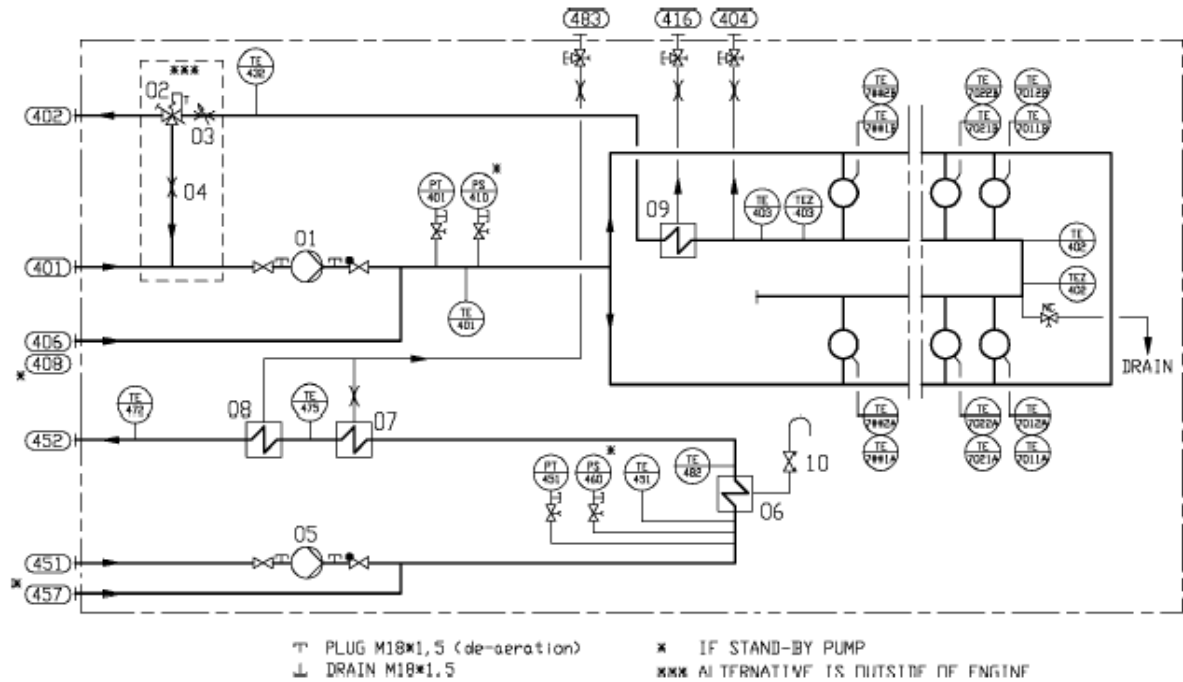


Fig 9-1 Internal cooling water system, 8V - 10V (DAAF323816A)

System components:			
01	HT water pump	05	LT-water pump
02	HT-thermostatic valve	06	Lube oil cooler
03	Orifice, main line (interch. discs)	07	LP CAC LT-stage
04	Orifice, by-pass line (interch. discs)	08	HP CAC
		09	LP CAC HT-stage
		10	Automatic deaeration valve

Sensors and indicators:			
PT401	HT-water pressure, jacket inlet	TE451	LT-water temperature, engine inlet
TE401	HT-water temperature, jacket inlet	PS460	LT-water stand-by pump start
TE402	HT-water temperature, jacket outlet A-bank	TE472	LT-water temperature, LT CAC outlet
TEZ402	HT-water temperature, jacket outlet A-bank	TE475	LT-water temperature, high pressure CAC inlet
TE403	HT-water temperature, jacket outlet B-bank	TE482	LT-water temperature, LOC outlet
TEZ403	HT-water temperature, jacket outlet B-bank	TE7##1A	Liner temperature 1, cyl A##
PS410	HT-water stand-by pump start	TE7##1B	Liner temperature 1, cyl B##
TE432	HT-water temperature, HT CAC outlet	TE7##2A	Liner temperature 2, cyl A##
PT451	LT-water pressure, engine inlet	TE7##2B	Liner temperature 2, cyl B##

Pipe connections:		8V - 10V
401/402	HT-water inlet/outlet	DN100
404	HT-water air vent	OD12
406	Water from preheater to HT-circuit	DN40
408/457	HT/LT-water from stand-by pump	DN100
416	HT-water airvent from air cooler	OD12
451/452	LT-water inlet/outlet	DN100
483	LT-water air vent	OD15

Las bombas 1 y 5 son las bombas de circulación del circuito de HT y LT respectivamente, dichas bombas van instaladas y accionadas por los motores primarios. Por lo que no será necesario dimensionarlas.

Como se establece en la mayoría de sociedades de clasificación, y entre ellas en el DNV, el buque debe llevar bombas de circulación de agua dulce de respeto, tanto para el circuito de agua fría como para el circuito de agua caliente, las características de estas bombas deben ser las mismas o equivalentes a las bombas que ya integra el motor, por lo que se utilizará la product guide para el cálculo de estas bombas.

Cooling water system						
High temperature cooling water system						
Pressure at engine, after pump, nom. (PT 401)	kPa	358 + static	358 + static	358 + static	358 + static	358 + static
Pressure at engine, after pump, max. (PT 401)	kPa	600	600	600	600	600
Temperature before cylinders, approx. (TE 401)	°C	83	83	83	83	83
HT-water out from engine, nom (TE432)	°C	96	96	96	96	96
Capacity of engine driven pump, nom.	m ³ /h	80	80	80	80	80
Pressure drop over engine, total	kPa	210	210	210	210	210
Pressure drop in external system, max.	kPa	100	100	100	100	100
Pressure from expansion tank	kPa	70...150	70...150	70...150	70...150	70...150
Water volume in engine	m ³	0.603	0.603	0.603	0.603	0.603
Low temperature cooling water system						
Temperature before engine (TE 451)	°C	25 ... 38	25 ... 38	25 ... 38	25 ... 38	25 ... 38
Capacity of engine driven pump, nom.	m ³ /h	80	80	80	80	80
Pressure drop over charge air cooler (one-stage)	kPa	41	41	41	41	41
Pressure drop over charge air cooler (two-stage)	kPa	110	110	110	110	110
Pressure drop over oil cooler	kPa	115	115	115	115	115
Pressure drop in external system, max.	kPa	100	100	100	100	100
Pressure from expansion tank	kPa	70 ... 150	70 ... 150	70 ... 150	70 ... 150	70 ... 150

Para la dimensión de la bomba de circulación de agua caliente se tiene:

Presión máxima 600kPa=6 bares y un caudal de 80 m³/h , y en el caso de la bomba de circulación de agua fría tenemos los mismos parámetros, por lo que se instalaran 2 bombas iguales.

Para hallar el diámetro de la tubería tanto de agua caliente como de agua fría, que serán iguales, se utiliza la velocidad de circulación proporcionada por la product guide de 2.5m/s. Por lo tanto el diámetro de las tuberías será el siguiente:

$$Q = S \cdot v$$

$$80 \frac{m^3}{h} \cdot \frac{1h}{3600s} = S \cdot 2.5$$

$$S = 8.88 \cdot 10^{-3} m^2$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 8.88 \cdot 10^{-3}}{\pi}} = 0.106m = 106mm$$

Para calcular la potencia de dichas bombas se entra en el catálogo de bombas y se tienen dos bombas KSB modelo 65-200 de una potencia de 19KW cada una.

2 bombas, una de circulación de agua a alta temperatura (HT) y otra de circulación de agua a baja temperatura (LT).

Caudal $80 \frac{m^3}{h}$

Presión 6 bares

Potencia 19 KW

Diámetro de la tubería 106mm.

4.4.1 Intercambiadores de calor

Fresh water central cooler (4E08)

The flow to the fresh water cooler must be calculated case by case based on how the circuit is designed.

In case the fresh water central cooler is used for combined LT and HT water flows in a parallel system the total flow can be calculated with the following formula:

$$q = q_{LT} + \frac{3.6 \times \Phi}{4.15 \times (T_{OUT} - T_{IN})}$$

where:

q = total fresh water flow [m³/h]

q_{LT} = nominal LT pump capacity[m³/h]

Φ = heat dissipated to HT water [kW]

T_{out} = HT water temperature after engine (91°C)

T_{in} = HT water temperature after cooler (38°C)

Design data:

Fresh water flow	see chapter <i>Technical Data</i>
Heat to be dissipated	see chapter <i>Technical Data</i>
Pressure drop on fresh water side	max. 60 kPa (0.6 bar)
Sea-water flow	acc. to cooler manufacturer, normally 1.2 - 1.5 x the fresh water flow
Pressure drop on sea-water side, norm.	acc. to pump head, normally 80 - 140 kPa (0.8 - 1.4 bar)
Fresh water temperature after cooler	max. 38°C
Margin (heat rate, fouling)	15%

Donde

$$q_{LT}=80m^3/h$$

$$\phi = 96$$

Por lo tanto:

$$q = q_{lt} + \frac{3.6 \cdot \phi}{4.15 \cdot (T_{out} - T_{in})}$$

$$q = 80 + \frac{3.6 \cdot 96}{4.15 \cdot (91 - 38)} = 81.57 m^3/h$$

El flujo de agua dulce del intercambiador de calor debe ser de $81.57m^3/h$, mientras que el caudal de agua salada según la product guide debe ser entre 1.2 y 1.5 veces el caudal de agua dulce, por lo tanto el caudal de la bomba de agua salada debe ser el siguiente:

$$1.5 \cdot 81.57 = 122.35m^3/h$$

Mientras que la presión de la bomba de agua salada debe ser de 1.4 bares, entrando en el catálogo de bombas se tiene una bomba KSB 50-125 con una potencia de 4 kw.

Para el cálculo de la tubería de agua salada se asume una velocidad de circulación del agua salada de 2.5m/s por lo tanto el diámetro es el siguiente:

$$Q = S \cdot v$$

$$122.35 \frac{m^3}{h} \cdot \frac{1h}{3600s} = S \cdot 2.5$$

$$S = 0.01359m^2$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}}$$
$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.01359}{\pi}} = 0.132m = 132mm$$

Por lo que se tendrán dos bombas de agua salada

Caudal $122.35 \text{ m}^3/h$

Presión 1.4 bares

Potencia 4 kw

Diámetro de tubería 132mm

4.5 Servicio de aire de arranque

Según el reglamento de la sociedad de clasificación DNV PT4 Ch6 Sec5 I300, para plantas propulsoras con varios motores el número mínimo de arrancadas es de 3 por motor, pero además dice que la capacidad total no debe ser menor de 12 y que no tiene por qué ser mayor de 18.

Por lo tanto debido a que el buque proyecto tiene 3 motores, se necesitarían 9 arrancadas en total, pero como no pueden ser menos de 12, se harán los cálculos para 12 arrancadas.

Según la product guide del motor, se tiene lo siguiente:

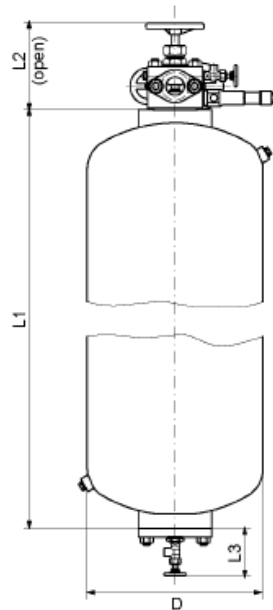
8.3.3 Starting air vessel (3T01)

The starting air vessels should be dimensioned for a nominal pressure of 3 MPa.

The number and the capacity of the air vessels for propulsion engines depend on the requirements of the classification societies and the type of installation.

It is recommended to use a minimum air pressure of 1.8 MPa, when calculating the required volume of the vessels.

The starting air vessels are to be equipped with at least a manual valve for condensate drain. If the air vessels are mounted horizontally, there must be an inclination of 3...5° towards the drain valve to ensure efficient draining.



Size [Litres]	Dimensions [mm]				Weight [kg]
	L1	L2 ¹⁾	L3 ¹⁾	D	
250	1767	243	110	480	274
500	3204	243	133	480	450
710	2740	255	133	650	625
1000	3560	255	133	650	810
1250	2930	255	133	800	980

¹⁾ Dimensions are approximate.

Fig 8-3 Starting air vessel

The starting air consumption stated in technical data is for a successful start. During start the main starting valve is kept open until the engine starts, or until the max. time for the starting attempt has elapsed. A failed start can consume two times the air volume stated in technical data. If the ship has a class notation for unattended machinery spaces, then the starts are to be demonstrated.

The required total starting air vessel volume can be calculated using the formula:

$$V_R = \frac{p_E \times V_E \times n}{p_{Rmax} - p_{Rmin}}$$

where:

- V_R = total starting air vessel volume [m³]
- p_E = normal barometric pressure (NTP condition) = 0.1 MPa
- V_E = air consumption per start [Nm³] See *Technical data*
- n = required number of starts according to the classification society
- p_{Rmax} = maximum starting air pressure = 3 MPa
- p_{Rmin} = minimum starting air pressure = See *Technical data*

$$V_e = 4.9 \text{ Nm}^2$$

$$P_{rmin} = 16 \text{ bares}$$

n=12

$$V_R = \frac{0.1 \cdot 4.1 \cdot 12}{3 - 1.6} = 3.51 m^3 = 3514 l$$

Según la tabla serán necesarias 3 botellas de 1250l.

Será necesario instalar al menos 2 compresores con una capacidad total para cargar las botellas de aire en 1 hora, y la capacidad estará compartida entre los compresores, según el DNV.

El caudal de entrada en las botellas deberá ser el siguiente:

$$V_E = V_S \cdot \left(\frac{P_S}{P_E}\right)^{\frac{1}{1.4}}$$

$$V_E = 3.51 \cdot \left(\frac{3}{1.6}\right)^{\frac{1}{1.4}} = 5.5 \frac{m^3}{h}$$

Por lo tanto entrando en el catálogo se eligen dos compresor de la casa ABC modelo VA-2-Econ un caudal efectivo de $6.4 m^3/h$ con una potencia de 1.47 KW. A continuación podemos ver las características del compresor elegido.

SERIE ABC ALTA PRESIÓN

Modelo	Potencia motor		Presión max. bar	Volumen engendrado m³/hora FAD	Volumen efectivo m³/hora FAD	Velocidad rpm	Cilindros mm	Moto compresor			Cabezal		
	kw	CV						Peso neto kg	Peso bruto kg	Embalaje mm	Peso neto kg	Peso bruto kg	Embalaje mm
VA-2-E	1,47	2	30	8,1	6,4	500	80x50	135	165	900x490x500	39	52	550x430x460
VA-30-E	2,94	4	30	17,4	14	500	99x60	180	225	1.130x590x620	80	105	660x600x685
VA-70-E	4,04	5,5	30	31,8	23	500	137x60	275	325	1.300x670x750	168	213	800x700x750
VA-70-E	5,52	7,5	30	39,8	32	625							
VA-70-E	7,36	10	30	54	43	850							
VA-70-E	9,20	12,5	30	57,2	45	900							



▲ VA-70-A-EPC

5 SERVICIO DE VENTILACIÓN DE CÁMARA DE MÁQUINAS

Se utiliza para el cálculo la norma UNE-EN ISO 8861 de: Construcción Naval. Ventilación de la sala de máquinas de barcos de motor diesel. Requisitos de diseño y bases de cálculos.

Se debe dimensionar una planta de ventilación capaz de conseguir unas condiciones de trabajo confortables en la sala de máquinas, y que suministre el aire necesario para la combustión de los motores diesel y capaz de evitar el sobrecalentamiento de aparatos sensibles al calor.

Para que la planta de ventilación cumpla con estos requisitos, el aire debe llegar a toda la cámara de máquinas, de manera que se eviten bolsas de aire caliente estancado, teniendo especial cuidado con las áreas de gran emisión de calor y con todas las áreas de trabajo habitual, en las que se debe suministra aire exterior a través de dispositivos de admisión orientables.

Al establecer las distribuciones de aire se debe tener en cuenta todas las condiciones normales de funcionamiento de la maquinaria, tanto en mar como en puerto.

El flujo de aire total Q será como mínimo el más alto de:

$Q = q_c + q_h$ Siendo q_c el flujo de aire para la combustión y q_h el flujo de aire para evacuación de la emisión de calor.

$Q = 1.5 \cdot q_c$ es decir el flujo de aire para la combustión mas el 50% de este.

Los cálculos se deben basar en el máximo régimen de los diesel generadores, en condiciones normales de mar y con un aumento de temperatura de 12.5k.

5.1 Flujo de aire para la combustión

$$q_e = q_{dp} + q_{dg} + q_b$$

q_{dp} es el flujo de aire para la combustión de los motores principales diesel en metros cúbicos por segundo (véase apartado 5.2.2)

q_{dg} es el flujo de aire para la combustión de los diesel de los generadores en metros cubicos por segunod (véase 5.2.3)

q_b es el flujo de aire para la combustión de la caldera en metros cúbicos por segundo (véase 5.2.4) se es relevante en condiciones normales.

En el caso del buque proyecto solo se llevan los tres desel generadores, con los que se abastece a la propulsión y al resto de energía que necesita el buque, por lo tanto en este caso $q_e = q_{dg}$

Según la norma UNE-EN ISO 8861, q_{dg} se calcula de la siguiente manera:

$$q_{dg} = \frac{P_{dg} \cdot m_{ad}}{\rho}$$

Donde

P_{dg} es la potencia normalizada del servicio de los motores deisel de los generadores a la máxima potencia de salida en KW:

m_{ad} es el aire necesario para la combustión del motor diesel en Kg/KW·s

$$\rho = 1.13 \text{kg/m}^3$$

En el caso del buque proyecto la potencia nominal de los diesel generadores es la potencia total por la eficiencia, y dado que tienen una eficiencia entre un 95% y un 97% se decide hacer los cálculos para una eficiencia intermedia del 96%, por lo tanto:

$$P_{dg} = 4880 \cdot 0.9 = 4685 \text{KW}$$

Por lo tanto, al ser tres diésel generadores:

$$P_{dg} = 3 \cdot 4880 \cdot 0.9 = 14055 \text{KW}$$

En cuanto al aire necesario para la combustión, de la product guide se saca el flujo de aire necesario para la combustión en kg/s, y dividiéndolo entre la potencia de un diesel generador se obtiene el aire necesario para la combustión:

Wärtsilä 8V31		DE IMO Tier 2	DE MO Tier 2	AUX IMO Tier 2	AUX IMO Tier 2	ME IMO Tier 2
Engine speed	RPM	720	750	720	750	750
Cylinder output	kW/cyl	590	610	590	610	610
Engine output	kW	4720	4880	4720	4880	4880
Mean effective pressure	MPa	3.03	3.01	3.03	3.01	3.01
Combustion air system (Note 1)						
Flow at 100% load	kg/s	8.32	8.63	8.32	8.63	8.63
Temperature at turbocharger intake, max.	°C	45	45	45	45	45
Air temperature after air cooler (TE 601)	°C	65	65	65	65	65

Por lo tanto el aire necesario para la combustión se calcula de la siguiente forma:

$$m_{ad} = \frac{8.63 \text{Kg}}{\text{s}} \cdot \frac{1}{4685 \text{KW}} = 1.84 \cdot 10^{-3} \frac{\text{Kg}}{\text{s} \cdot \text{kw}}$$

$$q_{dg} = \frac{14055 \cdot 1.84 \cdot 10^{-3}}{1.13} = 22.88 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$q_e = q_{dg} = 22.83 \text{ m}^3/\text{s}$$

5.2 Flujo de aire para la evacuación de calor

La cantidad de flujo de aire para la evacuación de calor, q_h , debe calcularse, en metros cúbicos por segundo, como sigue:

$$q_h = \frac{\phi_{dp} + \phi_{dg} + \phi_b + \phi_p + \phi_g + \phi_{el} + \phi_{ep} + \phi_t + \phi_0}{\rho + c + \Delta T} - 0.4 \cdot (q_{dp} + q_{dg}) - q_b$$

Donde;

ϕ_{dp} es la emisión de calor del motor(es) diesel de propulsión principal en kw (véase 6.1)

ϕ_{dg} es la emisión de calor del motor diesel generador en KW (véase 6.2)

ϕ_b es la emisión de calor de las calderas y los calentadores de fluido térmico en KW (véase 6.3)

ϕ_p es la emisión de calor de las tuberías de vapor y condensación en KW (véase 6.4)

ϕ_g es la emisión de calor del generador eléctrico refrigerado por aire en kw (véase 6.5)

ϕ_{el} es la emisión de calor de las instalaciones eléctricas en kw (véase 6.6)

ϕ_{ep} es la emisión de calor de las tuberías de escape incluidas las calderas alimentadas por llama de gas (véase 6.7)

ϕ_t es la emisión de calor de los tanques de calefacción en kW (véase 6.8)

ϕ_0 es la emisión de calor de otros componentes en kW (véase 6.9)

q_{dp} es el flujo de aire para combustión del motor diesel de propulsión principal en metros cúbicos por segundo

q_{dg} es el flujo de aire para combustión del motor diesel del generador en metros cúbicos por segundo

$$\rho = 1.13$$

$$c = 1.01$$

$$\Delta T = 12.5$$

El factor 0.4 se basa en la distribución habitual de las salas de maquinas y conductos de ventilación. En caso de distribuciones especiales se de considerar el valor del factor.

El cálculo se ϕ_{dp} no se aplica ya que todos los motores que lleva el buque son los diesel generadores principales.

El cálculo de ϕ_b no se aplica

El cálculo de ϕ_p no se aplica ya que no hay tuberías con vapor.

A continuación se expondrán los cálculos de los factores que sí se aplican.

5.2.1 Emisión de calor de los motores diesel generadores

Norma UNE-EN ISO 8861 6.2

$$\phi_{dg} = P_{dg} \cdot \frac{\Delta h_d}{100}$$

Donde P_{dg} se calculó anteriormente =14055kw

Δh_d es la perdida de calor de los motores diesel en porcentaje

Dado que no se dispone de este valor se acude al punto 7.1 donde se ofrece la siguiente expresión para el cálculo del valor de ϕ_{dg} :

$$\phi_{dg} = 0.396 \cdot P^{0.7}$$

Donde P es la potencia nominal de los motores primarios de todos los diesel generadores

$$\phi_{dg} = 0.396 \cdot 14055^{0.7} = 317.08 \text{ kW}$$

5.2.2 Emisión de calor de los generadores eléctricos

$$\phi_g = P_g \cdot \left(1 - \frac{\eta}{100}\right)$$

Donde

P_g es la potencia de los generadores instalados refrigerados por aire en kW, es decir 14055kw.

η es el rendimiento del generador en porcentaje. 96%

$$\phi_g = 14055 \cdot \left(1 - \frac{96}{100}\right) = 562.2 \text{ kW}$$

5.2.3 Emisión de calor de las instalaciones eléctricas

Según la norma,

Quando se sepan todos los detalles de las instalaciones eléctricas la emisión de calor debe tomarse como la suma de la emisión simultánea de calor

En los barcos convencionales donde no se saben todos los detalles de las instalaciones eléctricas la emisión de calor se tomara como la potencia de régimen del equipo eléctrico y de la iluminación que se utiliza en el mar

En el caso del buque proyecto no se conoce la emisión del equipo eléctrico, por lo que siendo conservadores se estima igual a la emisión de calor de los generadores, es decir 562.2KW.

5.2.4 Emision de calor de las tuberías de escape

Según la norma:

La emisión de calor de las tuberías de escape y de las calderas de descarga alimentadas con llama de gas puede determinarse a partir de las curvas del apartado 7.3, en kW por metro de tubería.

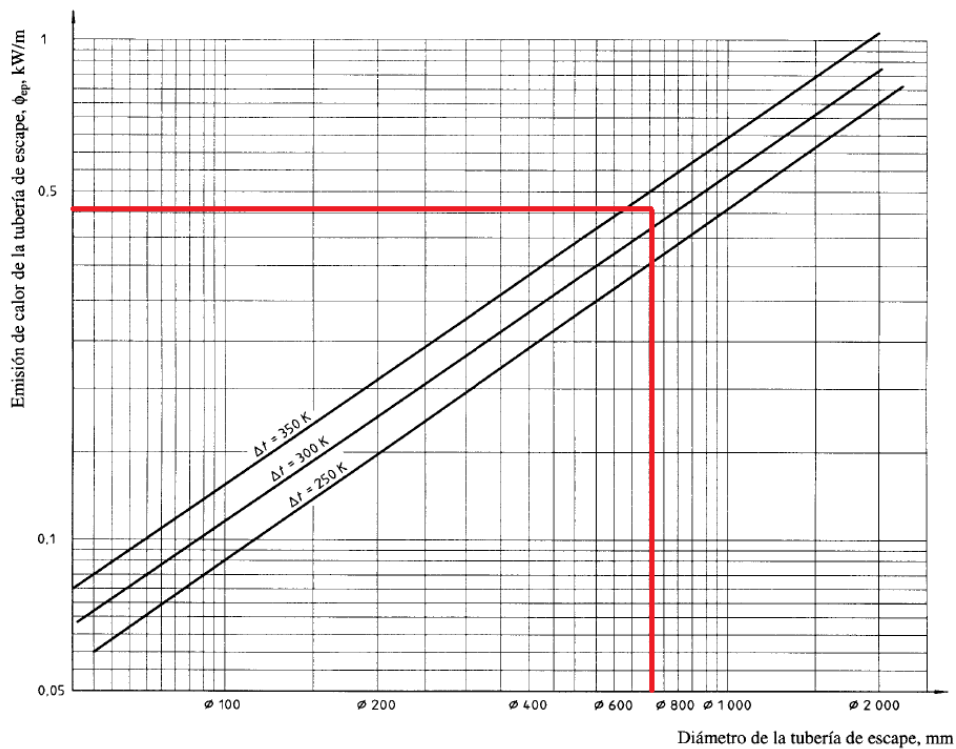
Si no hay cifras específicas disponibles, se puede utilizar $\Delta t=250K$ para motores de dos tiempos y $\Delta t=320K$ para motores de cuatro tiempos,

Por lo tanto suponiendo un $\Delta t=320K$, una longitud de tubería de 35 metros teniendo en cuenta los 3 generadores y un diámetro sacado de las especificaciones del motor de 705mm, entrando en la tabla se obtiene lo siguiente:

Exhaust gas system (Note 2)						
Flow at 100% load	kg/s	8.56	8.88	8.56	8.88	8.88
Flow at 85% load	kg/s	7.28	7.6	7.28	7.6	7.52
Flow at 75% load	kg/s	6.56	6.8	6.56	6.8	6.48
Flow at 50% load	kg/s	4.96	5.2	4.96	5.2	4.56
Temperature after turbocharger, 100% load (TE 517)	°C	275	273	275	273	273
Temperature after turbocharger, 85% load (TE 517)	°C	277	275	277	275	277
Temperature after turbocharger, 75% load (TE 517)	°C	284	282	284	282	295
Temperature after turbocharger, 50% load (TE 517)	°C	288	286	288	286	320
Backpressure, max.	kPa	5.0	5.0	5.0	5.0	5.0
Calculated pipe diameter for 35m/s	mm	693	705	693	705	705

7.3 Emisión de calor de las tuberías de escape

Las curvas están trazadas para un espesor del aislamiento de aproximadamente 70 mm.



Por lo tanto:

$$\phi_{ep} = 0.45 \cdot 30 = 13.5kW$$

5.2.5 Emisión de calor de otros componentes

Según la norma

La emisión de calor de otros componentes en KW por ejemplo compresores, vapor, turbinas, mecanismos reductores intercambiadores de calor sistemas de tuberías e hidráulicos, debe incluirse al calcular la cantidad de aire para la evacuación de la emisión de calor.

Dado que no se conocen las emisiones de calor de estos componentes se tomará igual a 0.5% de la potencia nominal de los diesel generadores.

$$\phi_0 = 0.05 \cdot 14055 = 702.75kW$$

Finalmente el flujo de aire necesario sería el siguiente:

$$q_h = \frac{0 + 317.08 + 0 + 0 + 562.2 + 562.2 + 13.5 + 702.75}{1.13 + 1.1 + 12.5} - 0.4 \cdot (22.83) = 146.5 \frac{m^3}{s}$$

5.3 Flujo total de aire necesario

Por lo que el flujo total de aire será el mayor de los siguientes:

$$Q = 22.83 + 146.5 = 163.33 \frac{m^3}{s}$$

$$Q = 1.5 \cdot 22.83 = 34.25$$

El flujo final de aire será de $163.33 \frac{m^3}{s} = 587988 \frac{m^3}{H}$

Entrando en el catálogo de los ventiladores se establece que el buque proyecto llevará instalado en cámara de máquinas de cuatro ventiladores mas uno de reserva de la casa HGT modelo 160-6T/9-100 IE3 con una potencia de 75kw cada uno, y un caudal máximo de $207500m^3/h$.

6 ESTIMACIÓN DE LOS CONSUMOS

Los consumos y la comprobación de la autonomía se calcularán para la condición de operación en la que el buque proyecto vaya a pasar la mayor parte de su tiempo, en este caso sería la condición de navegación libre.

6.1 Consumo de los diesel generadores.

Teniendo en cuenta que el consumo específico de los diesel generadores cuando trabajan al 75%, como es el caso de la navegación libre es de 172.5g/kWh, y que la potencia total entregada es de 12444KW,

Se tiene el siguiente consumo en t/h;

$$\text{Consumo} = \frac{172.5g}{kW \cdot h} \cdot \frac{1t}{1000000g} \cdot 12444Kg = 2.15 t/h$$

La autonomía del buque es de 4500millas a una velocidad de 15 nudos, por lo tanto serían un total de:

$$\frac{4500}{15} = 300 \text{ horas}$$

Por lo tanto las toneladas totales de combustible necesario para cumplir con la autonomía sería:

$$300 \cdot 2.15 = 645t$$

Para ser conservadores se le aplica un margen del 10%, por lo que el peso final de combustible será de:

$$645 \cdot 1.10 = 709.5t$$

Por lo tanto el peso requerido de MDO es de 709.5t, mientras que, tras hacer el compartimentado del cuaderno 4 se tiene un peso total de diesel a bordo de 951t, por lo que la diferencia entre el peso requerido y el disponible a bordo es de 241.5t, lo que se considera aceptable.

6.2 Consumo de aceite lubricante

Según el fabricante del motor, para un régimen de 100%, cada motor tiene un consumo de 0.45 g/kwh, para un régimen del 75% el consumo de aceite va a ser mayor, estimamos que aproximadamente un 10%, por lo que se supone 0.5g/kWh

Por lo tanto el consumo horario de aceite lubricante será el siguiente:

$$\text{Consumo} = \frac{0.5g}{kW \cdot h} \cdot \frac{1t}{1000000g} \cdot 12444Kg = 6.2 \cdot 10^{-3} t/h$$

$$6.2 \cdot 10^{-3} \cdot 300 = 1.86T$$

$$1.86T \cdot 1.1 = 2.04T$$

Además el fabricante dice que se debe tener un tanque de 6m³, por motor y que en el cárter debe haber un total de 2.54T, por lo tanto, además del consumo se

deben tener 8.45t de aceite por motor, por lo tanto se debe de tener a bordo un total de:

$$8.45 \cdot 3 + 2.04 = 27.66T$$

En el cuaderno 4, tras hacer el compartimentados se tienen a bordo realmente 36t de aceite lubricante, 8.34 toneladas más que las requeridas, por lo que se da por válido el resultado.



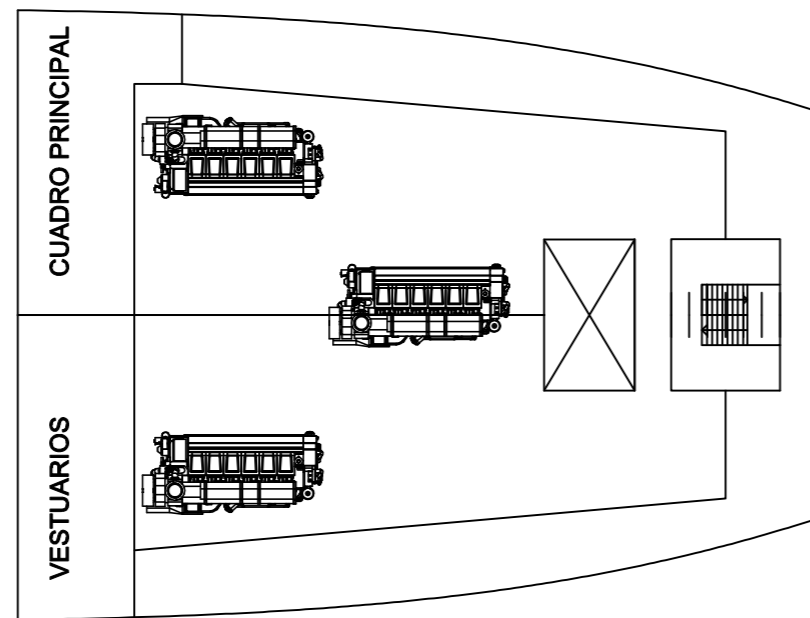
Escola Politécnica Superior

**TRABAJO FIN DE GRADO
CURSO 2016/17**

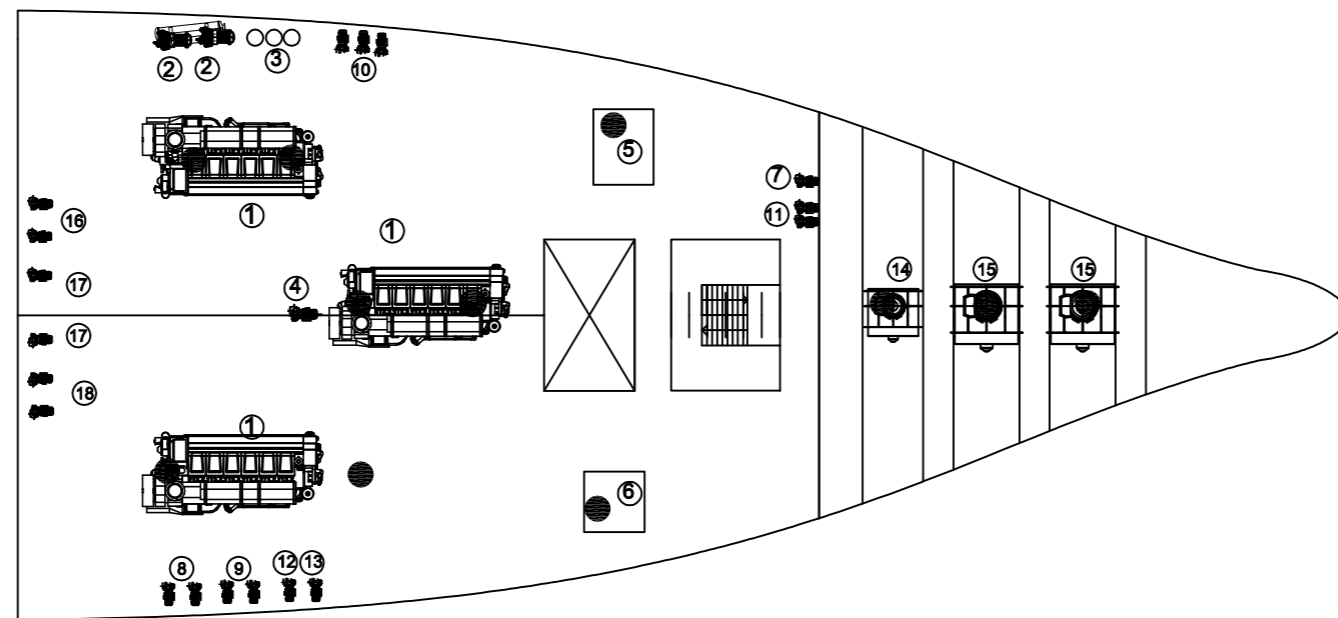
*BUQUE SUPPLY AHTS 250 TPF/ CUADERNO 10:
DEFINICION DE LA PLANTA PROPULSORA Y SUS
AUXILIARES*

Grado en Ingeniería Naval y oceánica

PLANOS DE DISTRIBUCIÓN DE CÁMARA DE MÁQUINAS



altura 5.5 m desde LB



altura 1.5 m desde LB



Pos.	EQUIPO
01	DIESEL GENERADOR PRINCIPAL
02	COMPRESORES
03	BOTELLAS DE AIRE COPRIIDO
04	BOMBA FIFI
05	PLANTA DE TRATAMIENTO DE AGUAS RESIDUALES
06	PLANTA GENERADORA DE AGUA DULCE
07	BOMBA DE AGUA NEBULIZADA
08	BOMBA TRASIEGO ALMACÉN-SEDIMENTACIÓN
09	BOMBA TRASIEGO SEDIMENTACIÓN-USO DIARIC
10	BOMBA DE ALIMENTACIÓN
11	BOMBA DE AGUA SALADA
12	BOMBA DE LUBRICANTE STAND-BY
13	BOMBA DE TRASIEGO DE ACEITE LUBRICANTE
14	HÉLICE RESTRACLIL
15	THRUSTER DE PROA
16	CALENTADORES DE AGUA POTABLE
17	BOMBA DE AGUA POTABLE
18	PRECALENTADOR DO
●	NOZZLES AGUA NEBULIZADA

ESCOLA POLITECNICA SUPERIOR DE FERROL

ALUMNO	NOELIA PAREDES PORTAS	FIRMA	REF. PIEZA
			ABD83562458 489-7
TRABAJO	CÁMARA DE MÁQUINAS		NUMERO
			ESCALA
			FECHA
			1/1
			28/07/2017